UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

“METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN DISCO DIFUSOR SOBRE UNA TURBINA MARINA HIDROCINÉTICA”

TESIS

Que para obtener el título de

INGENIERO EN SISTEMAS ENERGÉTICOS SUSTENTABLES.

P R E S E N T A

C. Gerardo Cano Perea

ASESOR DE TESIS

Dr. Boris Miguel López Rebollar

COASESOR DE TESIS

Dr. Edgar Gerardo Mendoza Baldwin

FACULTAD DE INGENIERÍA
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MÉXICO

Ciudad Universitaria, Toluca, Méx. 2022

METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN DISCO DIFUSOR SOBRE UNA TURBINA MARINA HIDROCINÉTICA.

Análisis de Prefactibilidad para el Aprovechamiento de Corrientes Oceánicas de Baja Densidad Energética.

Universidad Autónoma del Estado de México.
Facultad de ingeniería.

Tesis para obtener el grado de Licenciatura.
Ingeniería en Sistemas Energéticos Sustentables.

Autor. C. Gerardo Cano Perea.
Asesor. Dr. Boris Miguel López Rebollar.
Coasesor. Dr. Edgar Gerardo Mendoza Baldwin.

Marzo de 2022. Toluca, México.

Resumen.

En el presente trabajo de investigación se exploran las capacidades y limitantes del concepto del disco difusor como un elemento que es anexado a turbinas cinéticas bajo la premisa de un incremento en la potencia producida. El principal recurso empleado fue la simulación numérica de fluidos, a través de la cual se pretendería una representación fiable de las interacciones; esto último con la finalidad de poder establecer parte de las bases fundamentales para una posterior validación realizada a escala de laboratorio y con un enfoque experimental.

La investigación se realizó con un enfoque integral, pues cada uno de los elementos que componen al ensamble posee un trasfondo técnico que permite comprender en detalle su comportamiento aislado e inferir las interacciones que se derivan de la evaluación conjunta. La turbina hidrocinética fue diseñada analíticamente a través del método BEM, empleando curvas polares obtenidas mediante simulación numérica. El diseño del disco difusor, en cambio, haría uso de una metodología experimental en la que a partir de la valoración de un conjunto de geometrías se determinaría a aquella con el mejor desempeño. Las principales características tomadas en consideración para generar las propuestas fueron la forma específica de la sección transversal, la apertura unidireccional y la altura de la pared adherida sobre la periferia externa.

La evaluación tras establecer el ensamble se realizó en dos etapas. En la primera, la turbina seria representada por medio un disco actuador modelado a partir de un sumidero de momentum, el cual reproduce las interacciones fundamentales según la teoría unidimensional de Betz. En la segunda etapa, la turbina se modelaría explícitamente haciendo uso de una simulación con marcos de referencia móvil y condiciones periódicas de frontera, replicando parcialmente los efectos de la rotación en un estado estacionario. Ambas técnicas de modelado se aplicaron tanto para una disposición de turbina aislada como en ensamble, contabilizando así un total de cuatro escenarios base que permitieron un análisis comparativo más amplio.

El principal indicador seleccionado para evaluar el rendimiento fue la potencia neta producida por la turbina, antes y después de la adición del disco difusor, aunque se decidió incorporar una métrica más objetiva como lo es la densidad de potencia por unidad de área. De manera alterna, parámetros como el empuje, flujo másico, velocidad y presión fueron monitoreados en los distintos escenarios, permitiendo reportar tanto resultados cuantitativos como cualitativos.

En términos de la potencia neta, el incremento tras incorporar el disco difusor fue evidente, sin embargo, al estimar las densidades de potencia se pudo observar que esta disminuiría, indicando así que una turbina con dimensiones equivalentes al diámetro externo del disco difusor sería una alternativa más eficiente. Esta conclusión, sin embargo, se considera parcial al no considerar beneficios como lo es el hecho de que un disco difusor no presenta el mismo nivel de desgaste al no someterse a un movimiento periódico. En adición, uno de los

argumentos a favor más relevantes remite a su aplicación en corrientes oceánicas poco energéticas, pues se prevé que permita reducir la velocidad mínima requerida para entrar en un estado operativo.

Introducción.

Históricamente, el acceso a la energía ha representado uno de los pilares fundamentales para el desarrollo de la humanidad. En las últimas décadas, desafortunadamente, el sector energético se ha encaminado hacia una desacertada dependencia en torno al uso de los combustibles fósiles. El petróleo, gas natural y carbón habrían aportado hacia finales de 2019 aproximadamente un 79.9 % del consumo final de energía a nivel mundial [1]. Las emisiones de CO_2, por otra parte, ascenderían hasta las 33.2 Gt durante el mismo periodo [2]. En este escenario, la adversidad que se deriva de un incremento en la concentración atmosféricas de un compuesto contaminante, identificado como principal precursor del cambio climático, representa un punto de inflexión a partir del cual los efectos negativos podrán trascender de la temática ambiental.

El panorama futuro no es alentador al plantear la posibilidad de que, pese a cumplir con los objetivos estipulados en política ambiental, el calentamiento global podría intensificarse durante los próximos 30 años hasta alcanzar un incremento en la temperatura de 1.5 - 2.0 °C en comparación con los registros preindustriales [3]. En el ámbito social esto se traduce en que, hasta 220 millones de personas podrían ser colocadas en situaciones de vulnerabilidad debido a la desertificación, degradación natural y escasez del recurso hídrico [4]. Los efectos ligados a la economía sugieren que, un sobrecalentamiento por encima de los 2.0 °C podría reducir el PIB mundial en un rango de 13.2 - 15.5 % para mediados del presente siglo [5]. El generar una respuesta eficaz deja de ser una opción para convertirse en una imperiosa necesidad.

En el marco de las actividades propuestas para la mitigación de los efectos adversos, la incorporación de las energías renovables dentro de la matriz energética se posiciona como una de las alternativas con mayor impacto. El costo de la generación renovable en los últimos años ha disminuido significativamente hasta colocarse por debajo de los 0.2 USD por kWh; umbral de referencia para establecer la viabilidad de generación a partir de combustibles fósil [6]. En términos del potencial de reducción de emisión de CO_2, este podría ascender hasta a un 90 % tras incorporar estrategias para el aumento de la eficiencia en la industria y la electrificación de sectores como el del transporte [5]. En el último balance realizado en 2019 se habría estimado que, de aproximadamente 268 GW adicionados a la capacidad energética instalada, al menos 201 GW correspondieron a proyectos relacionados con fuentes renovables [1].

La transición energética, si bien se ha visto acelerada en años recientes, es necesario denotar que no lo ha hecho en la magnitud requerida. El panorama solo será viable cuando alrededor del 60 % del consumo final de energía pueda ser suministrado a través de estas fuentes [7]. En este sentido, el crecimiento dentro del sector deberá permanecer por encima de un 3.2 % anual promedio durante las próximas tres décadas [5]. Esta situación implicará que una masiva infraestructura tecnológica sea habilitada, tanto para la generación de energía como para el

control de las redes de distribución. El disminuir la brecha existente entre aspiraciones y realidad solo dependerá del aprovechamiento oportuno de los recursos y las capacidades de cada región, teniendo como preludio, la diversificación tecnológica del sector.

Problemática.

El emergente sector de la energía renovable reconoce, tanto en el recurso eólico como en el solar, a dos de los mayores exponentes en lo que respecta al potencial de aprovechamiento. La participación conjunta en nuevas adiciones a la capacidad instalada, tan solo para el año 2019, se ubicaría en torno al 87.5 %, esto en contraste con el resto de fuentes renovables [1]. Las condiciones requeridas para satisfacer una demanda continua de energía, sin embargo, se ven comprometidas por la naturaleza intermitente y la disponibilidad geográfica de este tipo de recursos, relegándolos de esta manera a un esquema de participación complementaria.

En el marco de esta situación, la energía proveniente del océano se introduce como una alternativa que exhibe un cierto nivel de independencia frente a las fluctuaciones del clima en el corto plazo, posibilitando de esta manera predicciones oportunas, tanto de la magnitud como de la disposición temporal. En el mercado energético, lamentablemente, la participación ha sido relativamente escasa. La capacidad operativa instalada a comienzos de 2020 se ubicaría en los 535 MW, con una adición de 3 MW en el año inmediato anterior [1]. Las estimaciones más conservadoras, pese a esto, sugieren que el potencial de aprovechamiento podría ascender hasta los 7.0 EJ de producción anual [8]. En contexto, la energía consumida por el continente americano durante el año de 2019, aislando la desproporcionada cantidad correspondiente a los Estados Unidos, fue de aproximadamente 50.54 EJ [9].

El principal impedimento para lograr un desarrollo a gran escala ha sido la falta de madurez tecnológica de los dispositivos, así como la enorme variedad de entornos de extracción. En el caso particular de las corrientes oceánicas, estas se reconocen como una variante del recurso oceánico que busca la conversión eficiente de la energía cinética contenida dentro de los flujos de agua; esto usualmente a través de dispositivos rotativos como las turbinas. El potencial energético asociado alcanzaría los 1.8 EJ anuales, aunque resulta necesario denotar que solo una fracción presentará la factibilidad técnica y económica capaz de justificar la explotación del recurso [10]. Entre las principales limitantes, se considera el hecho de que un incremento, o disminución, en la densidad de potencia será proporcional al cubo de la velocidad del flujo, estableciendo así, un importante criterio que determiné la calidad energética de las corrientes.

En sintonía con las observaciones previas, la gran mayoría de avances tecnológicos y evaluaciones de rendimiento sobre turbinas se ha decantado en promover el uso de corrientes de marea con velocidades de flujo superiores a los 2.0 ms^{-1}, relegando así el reducido rango de las corrientes oceánicas que varía en el rango de 1.0 - 1.5 ms^{-1} [11]. La viabilidad para el caso oceánico, sin embargo, puede ser replanteada si se toma a consideración la consistencia temporal de las mismas. En la región sureste del Golfo de México, por ejemplo, la densidad de potencia se eleva hasta los 512 Wm^{-2}, lo que es equivalente a una velocidad de corriente de al menos 1.0 ms^{-1}, empero, la disposición temporal es mayor al 50 % [12]. En esta situación, el desarrollo técnico debe enfocarse en generar propuestas, teniendo en consideración las restricciones que han sido impuestas por este tipo de flujos energéticamente contenidos.

Justificación.

Las investigaciones que han reconocido los inconvenientes derivados de una baja densidad energética sobre las corrientes sugieren que, el desarrollo e implementación de turbinas cinéticas con la capacidad de operar a altas revoluciones ($TSR > 6$) debe permitir una simplificación en los mecanismos de transmisión que interactúan con el generador, reduciendo de esta manera el costo total, tanto de los componentes como del mantenimiento [13]. La principal aportación a la potencia se realizaría a partir de la velocidad angular, puesto que el torque se verá limitado en esta situación. La propuesta resulta plausible, no obstante, el desgaste superficial y la fatiga estructural que los alabes podrían experimentar, si la intensidad de la turbulencia es excesiva, repercutiría directamente en la vida útil del rotor. En adición, es probable que un bajo factor de solidez reduzca el rango de las velocidades operativas.

En un panorama alterno, la incorporación de dispositivos complementarios a la turbina podría considerarse una solución efectiva, si esto conlleva una mejora en las cantidades de energía recolectada. El incrementar la potencia haciendo uso de un disco difusor ha sido un concepto ampliamente estudiado en el sector eólico y, reconociendo la existencia de cierto potencial, se plantea su extrapolación al entorno del aprovechamiento oceánico. El funcionamiento del disco parte de una estructura anular en donde la sección transversal es construida a partir de perfiles aerodinámicos, esta particularidad permite la formación de un sistema de fuerzas concéntricas que incentivan la cantidad de flujo másico que pasa a través del rotor [14]. En ciertas variantes, es añadida una pared en la parte exterior que, adicionalmente, re-energizará el flujo exhausto de energía cinética y permitirá reducir la presión estática posterior [15]. En conjunción, ambos mecanismos permiten, dada la incompresibilidad del fluido, un aumento en su velocidad.

En un entorno teórico e idealizado, las ventajas son notables. La potencia, debido a la enorme sensibilidad que presenta ante los cambios en la velocidad del flujo, se verá ampliamente beneficiada. En un segundo término se destaca la modificación del perfil de velocidades, mismo que, independientemente de la turbulencia ambiental, adquiere mayor homogeneidad derivada de un efecto de succión; esto a su vez favorece el rendimiento aun cuando no se presente una incidencia normal al plano del rotor [16]. En el entorno practico, desafortunadamente, se han proyectado los mayores impedimentos para la implementación a nivel comercial. El costo de los materiales, manufactura, operación y mantenimiento, representan factores claves para garantizar una elevada competitividad; misma que ha sido validad con anterioridad, no obstante, existen externalidades no exploradas que requieren un análisis exhaustivo [17].

En el sector eólico, el análisis de estos dispositivos ha permitido generar una serie de posturas ambivalentes, sin embargo, para el caso de la energía oceánica, la implementación en turbinas hidrocinéticas ha sido relativamente escasa, con casos aislados que trascienden lo teórico. El comprender las implicaciones de un nuevo escenario, donde el fluido de trabajo será sustituido

por el agua, resulta imperativo para la realización de propuestas que se adapten y corrijan las deficiencias en favor de una solución energética que sea escalable en el sector comercial.

Hipótesis.

El presente trabajo de investigación toma como punto de partida la pregunta: "¿Existe un beneficio real en el rendimiento de una turbina hidrocinética tras la inclusión de un disco difusor?". El cuestionamiento pareciese simple, sin embargo, el pretender una respuesta concisa implica el establecimiento de metodologías enfocadas en la evaluación conjunta de ambos elementos, incluyendo implícitamente la elecciones de las métricas de evaluación adecuadas. Pese a este inconveniente, es posible establecer, de manera preliminar, la siguiente hipótesis.

> En un entorno operativo caracterizado por la presencia de corrientes oceánicas con una baja densidad energética, la implementación de un disco difusor sobre una turbina hidrocinética permitirá incrementar la potencia extraíble, mientras se conserva una geometría del alabe predefinida para la producción de torque (TSR = 4); esto mediante un aumento de la velocidad del flujo en el plano del rotor, el cual modificará las tendencias rotativas y con ello la dinámica operativa.

Objetivos.

En lo que respecta al establecimiento de los objetivos, estos tendrán por cometido el orientar el desarrollo técnico a lo largo de la investigación y, de manera complementaria, delimitar parte del alcance de los resultados. En el caso del objetivo general, este se enuncia a continuación.

> Evaluar el rendimiento energético de una turbina hidrocinética tras la adición de un disco difusor, el cual actuará como un elemento pasivo con la capacidad de incrementar la potencia extraíble; esto a través de la simulación computacional de fluidos CFD que, en conjunto con las metodologías BEM y RANS-BEM, permitirán determinar de una manera preliminar la factibilidad técnica del ensamble, esto realizado desde una perspectiva meramente dinámica.

De una manera alterna, es posible establecer una series de objetivos particulares que respondan a cada de una de las distintas etapas de la investigación; siendo los de mayor relevancia aquellos que se presentan dentro del siguiente listado.

- Describir mediante simulación numérica el comportamiento polar de los perfiles hidrodinámicos serie NACA 638-xx; esto para un estado operativo con un $Re = 5 \times 10^4$.
- Diseñar y optimizar una turbina hidrocinética de media permeabilidad ($TSR = 4$), empleando el método BEM y tomando en consideración una escala de laboratorio.
- Establecer un diseño experimental el cual, a partir de una serie de potenciales geometrías, permita determinar el disco difusor optimo operando en un estado aislado.
- Examinar las relaciones existentes entre los parámetros geométricos del disco difusor (perfil transversal, ángulo de apertura y altura de pared externa) y la capacidad de succión; esto a través de un análisis cuantitativo de las velocidades en la región de constricción y un análisis cualitativo de los campos del flujo.
- Validar modelos de similitud computacional para así representar, desde una perspectiva numérica RANS, la dinámica operativa de una turbina ideal y una turbina estándar.
- Establecer entornos de simulación computacional que permitan evaluar la integración de la turbina ideal y la turbina estándar, en conjunto con el disco difusor preseleccionado de la etapa experimental.

Los detalles específicos de cada uno de los objetivo, las principales contribuciones derivadas, así como su verificación, se discuten en los subsecuentes capítulos enfocados en la implementación numérica y en la discusión de los resultados y las recomendaciones.

Contenido.

Dedicatoria. II
Resumen. III
Introducción. V
Problemática. VII
Justificación. VIII
Hipótesis. IX
Objetivos. IX
Nomenclatura. XIII

Capítulo 1 **Estado del Arte.** 1
1.1 **El Recurso Oceánico.** 1
1.1.1 Las Corrientes Marinas. 2
1.1.2 Las Corrientes Oceánicas. 5
1.1.3 Potencial Energético Global. 6
1.1.4 Panorama Energético en México. 8
1.2 **Discos Difusores.** 10
1.2.1 Fundamentos Físicos. 11
1.3 **Breve Revisión Literaria.** 15
1.3.1 Investigación en el Entorno Eólico. 15
1.3.2 Investigación en el Entorno Oceánico. 23

Capítulo 2 **Marco Teórico.** 30
2.1 **Diseño de Turbinas.** 31
2.1.1 Disco Actuador Unidimensional. 31
2.1.2 Rotación Ideal de Estela. 35
2.1.3 Método Analítico BEM. 37
2.1.4 Factores de Perdida. 44
2.2 **Diseño de Discos Difusores.** 48
2.2.1 Métodos Unidimensionales. 48
2.3 **Simulación Computacional de Fluidos.** 50
2.3.1 Fundamentos de la Simulación de Fluidos. 50
2.3.2 Ecuaciones Gobernantes. 51
2.3.3 Ecuaciones RANS. 52
2.3.4 Modelos de Turbulencia. 53
2.3.5 Parámetros Relevantes. 53
2.3.6 Formulación Absoluta y Relativa. 55
2.4 **Extrapolación Experimental.** 56
2.4.1 Reglas de Similitud. 56

2.4.2 Factor de Bloqueo. 59

Capítulo 3 Implementación Numérica. 60
3.1 Diseño Analítico de la Turbina. 60
3.1.1 Criterios Preliminares. 61
3.1.2 Selección de Perfiles. 63
3.1.3 Simulación de los Perfiles. 67
3.1.4 Extrapolación Viterna-Corrigan. 75
3.1.5 Parámetros del Método BEM. 76
3.2 Diseño del Disco Difusor. 79
3.2.1 Especificaciones Geométricas. 80
3.2.2 Diseño Experimental. 82
3.2.3 Simulación de los Discos Difusores. 84
3.3 Simulación del Disco Actuador Simple. 91
3.3.1 Turbina Ideal RANS Aislada. 92
3.3.2 Ensamble Turbina ideal RANS - Disco Difusor. 97
3.4 Simulación por Marcos de Referencia Móvil. 102
3.4.1 Turbina RANS-BEM Aislada. 104
3.4.2 Ensamble Turbina RANS-BEM - Disco Difusor. 110

Capítulo 4 Discusión de Resultados. 116
4.1 Turbina Hidrocinética. 116
4.1.1 Curvas Polares. 116
4.1.2 Curvas de Rendimiento. 118
4.1.3 Caracterización Dinámica de los Alabes. 118
4.2 Relaciones Experimentales. 119
4.2.1 Apertura del Disco. 120
4.2.2 Altura de la Pared Externa. 122
4.2.3 Análisis del Campo de Flujo. 124
4.3 Disco Actuador Simple. 125
4.3.1 Turbina Ideal RANS Aislada. 125
4.3.2 Ensamble Turbina Ideal RANS - Disco Difusor. 128
4.4 Marco de Referencia Móvil. 133
4.4.1 Turbina RASN-BEM Aislada. 133
4.4.2 Ensamble Turbina RANS-BEM - Disco Difusor. 138
4.5 Caso de Estudio: Cozumel. 145
4.6 Resumen de Conclusiones. 148

Referencias. 152
Anexos. 162

1 Nomenclatura.

Símbolos Griegos

α	ángulo de ataque.	[°]
β	ángulo de torsión.	[°]
ε	magnitud del error relativo.	[-]
λ	velocidad adimensional en punta del aspa.	[-]
μ	distancia adimensional sobre el alabe.	[-]
μ	viscosidad dinámica.	[$kg\ m^{-1}s^{-1}$]
ν	viscosidad cinemática.	[m^2s^{-1}]
ρ	densidad del agua.	[$kg\ m^{-3}$]
σ	factor de solidez.	[-]
σ	desviación estándar.	[-]
ϕ	ángulo de incidencia.	[°]
$\boldsymbol{\theta_1}$	ángulo de inclinación para el borde de fuga.	[°]
τ	esfuerzo cortante	[$N\ m^{-2}$]
ω	velocidad angular.	[$rad\ s^{-1}$]
Ω	velocidad angular.	[$rad\ s^{-1}$]

Parámetros y variables

a	factor de inducción axial.	[-]
a'	factor de inducción tangencial	[-]
A	área.	[m^2]
B	no. de alabes.	[-]
B	factor de bloqueo.	[-]
c	cuerda del perfil.	[m]
C_d	coeficiente de arrastre.	[-]
C_l	coeficiente de sustentación.	[-]
C_f	coeficiente de fricción	[-]
C_p	coeficiente de potencia.	[-]
C_T	coeficiente de empuje	[-]
C_x	proyección axial de la fuerza hidrodinámica.	[-]
C_y	proyección tangencial de la fuerza hidrodinámica.	[-]
D	arrastre.	[N]
D	diámetro.	[m]
F	factor de pérdidas totales.	[-]
Fr	número de Froude.	[-]
F_{fe}	factor de fuerza de empuje.	[-]
F_{root}	factor de perdidas en la raíz.	[-]
F_{tip}	factor de perdidas en la punta.	[-]
g	gravedad estándar.	[$m\ s^{-2}$]
h_g	cociente de similitud geométrica.	[-]
I	intensidad de la turbulencia.	[%]
K_t	factor de escala del perfil.	[-]
l	longitud de la escala turbulenta.	[m]

L	sustentación.	[N]
L	longitud característica.	[m]
n	velocidad angular	[rpm]
p	presión.	[Pa]
P	potencia.	[W]
P_D^-	presión inmediata anterior al disco actuador.	[Pa]-
P_D^+	presión inmediata posterior al disco actuador.	[Pa]
Q	torque.	[Nm]
r	radio.	[m]
R	radio externo / radio característico.	[m]
R	radio característico.	[m]
Re	número de Reynolds.	[-]
r_h	radio del buje.	[m]
S	sumidero de momentum.	[$N\ m^{-3}$]
T	empuje.	[N]
t_d	espesor de la turbina ideal RANS.	[m]
U	Velocidad.	[ms^{-1}]
W	velocidad relativa.	[ms^{-1}]
y+	altura adimensional de la primer capa de inflación.	[-]

Subíndices

∞	magnitudes evaluadas en el plano del flujo libre.
1	plano de entrada del disco difusor.
$2,3$	plano de constricción del disco difusor.
4	plano de salida del disco difusor (sin pared).
$4b$	plano de salida del disco difusor (con pared).
A	magnitud referida a un modelo a escala.
B	magnitud referida a un prototipo.
D	magnitudes evaluadas en el plano del disco actuador.
r	magnitud evaluada para la posición radial.
w	magnitudes evaluadas en el plano de la estela lejana.
x	magnitud evaluada en la dirección axial.
abs	magnitud absoluta.
rel	magnitud relativa.
rot	magnitud asociada a la rotación.
$trans$	magnitud asociada a la traslación.

Acrónimos

BEM	Blade Element Momentum.
CFD	Computational Fluid Dynamics.
LMAD	Linear Momentum Actuator Disc.
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes.
SQM	Sequential Quadratic Programming.
TSR	Tip Speed Ratio.

1

Capítulo 1

Estado del Arte.

Contabilizando tan solo 8 años para 2030, fin del plazo estipulado por la organización de las naciones unidas para el cumplimiento de los objetivos del desarrollo sustentable, el mundo se enfrenta a un intrincado panorama. En materia energética se determinó que la participación de las fuentes de carácter renovable debería ascender hasta ocupar un 36 % en los esquemas globales [18]. En la actualidad, desafortunadamente, esta cifra se sitúa en un escaso 11 % [1]. En este contexto, el recurso oceánico aspira a convertirse en una alternativa que, manteniendo sus capacidades para la regulación del clima y el soporte de la biodiversidad, trascienda de los beneficios de una fuente de energía limpia y asequible hacia una solución con la capacidad de integrar en su premisa los ejes fundamentales del desarrollo sustentable [19].

En el presente capítulo se realiza una breve introducción al estudio del recurso oceánico orientado hacia el aprovechamiento energético, esto partiendo desde una perspectiva a nivel global que posteriormente se derivará al estudio de las condiciones locales presentes en el territorio mexicano. La evaluación del potencial energético y uso de los dispositivos de conversión será presentada con un especial énfasis en la conversión de la energía cinética procedente, tanto de las corrientes marinas como oceánicas. En lo que respecta al concepto del disco difusor, se realizará una síntesis de los fundamentos físicos y principios operativos, esto con la finalidad de disponer de un soporte técnico preliminar. En el apartado final, se realizará una revisión literaria en la cual se integrarán, tanto las investigaciones que en una primera instancia fueron aplicadas al entorno eólico, así como aquellas que han buscado extrapolar esta iniciativa hacia el entorno de la energía oceánica.

1.1 El Recurso Oceánico.

En términos prácticos, el recurso oceánico es referido a toda aquella forma de energía proveniente del océano. En un panorama preliminar, es posible distinguir entre seis fuentes diferentes a través de las cuales se favorecerá la recolección de este recurso: mareas, oleajes, corrientes marinas, corrientes oceánicas, gradientes térmicos y gradientes salinos [8]. La enorme versatilidad exhibida es complementada por un proceso de conversión de energía que es capaz de realizarse a partir de las propiedades cinéticas, potenciales, térmicas e inclusive químicas del agua. Adicionalmente, entre los principales beneficios ofrecidos, en contraste con el resto de las propuestas renovables, se destaca su enorme densidad energética y su capacidad de predicción. Esta última propiedad a su vez permitirá desarrollar cierta sinergia operativa en caso de establecerse una interconexión a la red eléctrica convencional, esto al

declinar ante el comportamiento intermitente de fuentes como el viento o la radiación solar [20].

En un panorama teórico, el recurso oceánico es contemplado como un sustituto a los combustibles fósiles con la capacidad de oponerse a la dependencia que estos han ocasionado. El potencial teórico estimado parte desde los 7 EJ/año para el escenario más conservador, hasta 331 EJ/año para el más favorable [8]. En contraste, el consumo primario de energía para el 2019 ascendería hasta los 145.19 EJ dentro del continente americano y, aproximadamente 583.9 EJ a nivel mundial [9]. En el entorno comercial, desafortunadamente, la intervención de este tipo de fuentes de energía ha sido marginal, ocupando solo una pequeña porción del mercado de las energías renovables, reflejada en una capacidad instalada que hacia finales de 2019 alcanzaría únicamente los 535 MW [1]. El despliegue masivo de la gran mayoría de dispositivos propuestos para la recolección de este recurso, así como el desarrollo de proyectos de generación a gran escala, se han visto obstaculizados por una capacidad técnica que aún no dispone de la madurez necesaria para justificar la factibilidad económica.

El establecimiento de metas y objetivos deberá reconocer la inmensa variedad de escenarios y condiciones específicas en las que cada tecnología prestará servicio, en adición a las externalidades que pudiesen suponerse como un criterio de exclusión en términos ambientales. En el panorama energético, pese a los inconvenientes mencionados, prevalece la certeza de que el recurso oceánico desempeñará un papel fundamental dentro de los esquemas que den partida a una transición sustentable. En sintonía con este planteamiento, en años recientes se ha registrado un incremento en los incentivos dirigidos a la evaluación de sitios potenciales y el desarrollo de prototipos por parte, tanto de gobiernos locales como de la iniciativa privada.

En el presente trabajo de investigación se realiza una aportación técnica a este sector a partir de la evaluación de un prototipo de turbina hidrocinética de eje horizontal la cual, en conjunto con un disco difusor, conformará un ensamble que es propuesto bajo la premisa de un incremento pasivo sobre el rendimiento energético. El estudio de este prototipo pretende esclarecer los procesos físicos que posibilitan la conversión de la energía cinética contenida, tanto en las corrientes marinas como oceánicas. En este mismo contexto, es necesario denotar que, pese a que ambas fuentes se perciben similares, presentan particularidades que tendrán un impacto significativo sobre los prototipos y su viabilidad. El punto de partida, por esta razón, es la revisión de las características fundamentales de los entornos operativos, denotando tanto las ventajas como las desventajas asociadas, así como una visión generalizada de los dispositivos que se han implementado en cada uno de ellos.

1.1.1 Las Corrientes Marinas.

Las corrientes marinas son un fenómeno que se deriva fundamentalmente de los efectos gravitacionales que ejercen el sol y la luna sobre la tierra. En una primera instancia, dichas

interacciones serán apreciables a través de las mareas, sin embargo, el movimiento periódico del agua, en conjunción con una serie de características topográficas específicas, propiciarían la formación de flujos en la dirección horizontal. Desde una perspectiva preliminar, las corrientes más intensas son aquellas asociadas a amplios rangos de marea y a la presencia de considerables constricciones sobre el relieve. El sentido que estos flujos adoptarán es variable y ampliamente dependiente de los ciclos de la pleamar y bajamar, razón por la cual, en la mayoría de los casos las corrientes marinas se clasifican como bidireccionales. En concordancia con esta premisa, pueden existir breves periodos de tiempo en los que la magnitud de la velocidad se verá reducida notablemente como consecuencia de una transición entre ambas condiciones de marea [21]. En adición, uno de los aspectos más favorables que posee esta fuente de energía es una sensibilidad reducida ante los cambios climáticos en el corto plazo, permitiendo así determinar con una mayor precisión la disposición del recurso a través del tiempo.

La viabilidad energética de las corrientes marinas es comúnmente determinada a partir de un parámetro de densidad de potencia. La estimación de dicho parámetro se realiza en términos de la energía cinética contenida en el flujo; exhibiendo una proporción lineal con respecto a la densidad, y cubica con la velocidad [8]. En contraposición con las propiedades del viento en los emplazamientos eólicos, las corrientes marinas no poseen velocidades excepcionalmente elevadas, predominando aquellas en el rango 1.5 - 2.0 ms^{-1} [21]. Las desventajas que podrían asociarse a este escenario son compensadas con una densidad del agua que se estima 832 veces mayor a la del aire, de esta manera, la energía condensada dentro del fluido es superior y, en consecuencia, la capacidad de extracción se verá favorecida [20]. En perspectiva, una corriente marina con tendencia cuasi-estable tiene la capacidad de generar hasta 4 veces más energía en comparación con un sitio eólico, y cerca de 30 veces con un sitio solar [22].

Los dispositivos y mecanismos implementados para el aprovechamiento energético se caracterizan por conservar una gran similitud con las soluciones planteadas dentro del sector eólico; esto se debe a que los principios fundamentales tras el intercambio de la energía cinética son equivalentes entre ambos escenarios [21]. En el entorno marino, sin embargo, existen particularidades derivadas del cambio en el fluido de trabajo que impiden adoptar un diseño estandarizado. Los prototipos implementados suelen presentar una segmentación amplia, pero de manera preliminar es posible distinguir entre las turbinas de eje horizontal, turbinas de eje vertical, turbinas canalizadas y mecanismo de perfil oscilante (Figura 1.1).

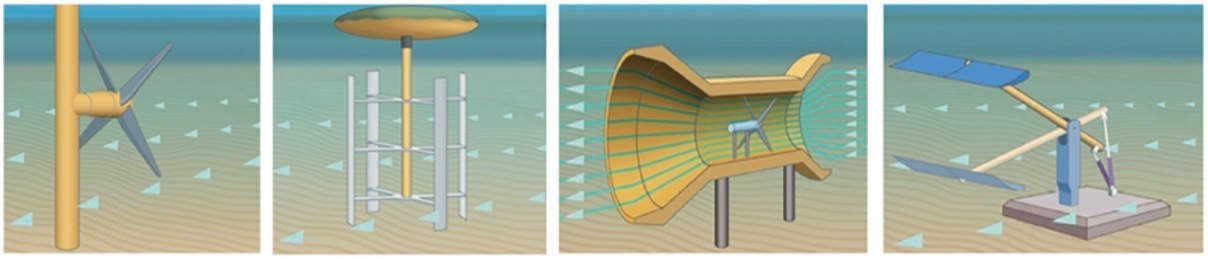


Figura 1.1. Dispositivos empleados para la conversión de energía hidrocinética. En orden: turbina de eje horizontal, turbina de eje vertical, turbina canalizada y mecanismo de perfil oscilante. Obtenida de *[21]*.

Las turbinas de eje horizontal, también denominada de flujo axial, se caracterizan por aprovechar las corrientes que fluyen en paralelo al eje de rotación. En su configuración más frecuente, cada turbina dispone de 3 alabes construidos a partir de perfiles hidrodinámicos, mismos que permiten la generación de fuerzas de sustentación. En el rotor, los alabes se conectan a un eje en donde se produce el torque a partir del movimiento de rotación, el cual puede ser transmitido de manera directa al generador eléctrico, o bien conducirse a una etapa intermedia en donde un mecanismo de engranes permite multiplicar su velocidad angular. Estas turbinas, si bien se han visto ampliamente beneficiadas por la experiencia técnica que su contraparte eólica ha acumulado a través de los años, aun precisan de una evaluación donde se cuantifique el impacto de fenómenos propios del entorno marino, tales como la cavitación o la flotabilidad.

El rendimiento energético en estas turbinas suele ser bastante susceptible ante cambios en el ángulo de incidencia del flujo, disminuyendo de manera considerable cuando este no es perpendicular al plano del rotor; esto adquiere relevancia al retomar el hecho de que una gran parte de las corrientes marinas tendrá tendencias bidireccionales. La respuesta a este inconveniente es la incorporación de un mecanismo que permita modificar la orientación del rotor para cada condición de la marea. En un escenario alterno, el facilitar la rotación de los alabes sobre su mismo eje mientras el rotor se encuentra estático tendría un efecto similar, compensando el impacto de las variaciones de la velocidad sobre la potencia y permitiendo operar en flujos que cuente con desviaciones de hasta 180° [8]. La aplicación simultanea de ambas alternativas supondría un comportamiento dinámico optimizado, sin embargo, esto implica un incremento en los costos de manufactura que debe ser justificable.

En la segunda categoría de dispositivos podemos encontrar a las turbinas de eje vertical, o de flujo cruzado, las cuales realizan la conversión de la energía utilizando las corrientes que fluyen de manera perpendicular al eje de rotación. El tipo de alabes que se incorporan, de la misma manera que en las turbinas de eje horizontal, emplean fuerzas de sustentación para producir torque, sin embargo, existen variantes en las que las fuerzas de arrastre también pueden contribuir a este efecto. La ventaja más notable de estas turbinas radica en que no se precisa de ningún mecanismo para orientar el rotor, puesto que la operación es omnidireccional. En contraposición, los mecanismos empleados para el arranque inicial y paro de emergencia presentan una mayor complejidad, el tamaño de las estructuras de soporte es mayor en

comparación con las turbinas de eje horizontal, presentan una enorme sensibilidad ante problemas ligados a la cavitación y esfuerzos periódicos y el rendimiento resulta ser dependiente del acabado superficial de los alabes, especialmente en las puntas [22].

En el caso de las turbinas canalizadas empleando ductos o discos difusores, más que pertenecer a una categoría distinta, estas se perciben como una variante de los dispositivos previamente planteados, las cuales aprovecha de manera indirecta el efecto Venturi y los mecanismos de compensación de momentum para la estela turbulenta; los detalles específicos serán omitidos dado que la investigación los retomará de manera rigurosa a través del marco teórico. En una última instancia se presentan los dispositivos del tipo perfil oscilante, los cuales operan incentivando los movimientos de carácter cíclico a partir de mecanismos tales como la sustentación, el arrastre, el desprendimiento de vórtices, el efecto Magnus o el aleteo del flujo [21]. En cuanto a las tendencias de desarrollo, estas señalan que al menos un 76 % de los proyectos que se han llevado a cabo se asociarían a las turbinas de eje horizontal, un 12 % a las turbinas de eje vertical, un 4 % a los mecanismos del tipo perfil oscilante, y el restante 8 % a conceptos de carácter experimental [21].

En lo que respecta al impacto medioambiental que estos dispositivos podrían ocasionar, este es aún incierto. La calidad del agua puede verse modificada como resultado de un transporte de sedimentos derivado de las interferencias generadas sobre las corrientes, adicionalmente, los campos electromagnéticos podrían representar un inconveniente para cierta fauna marina que emplea el campo geomagnético para la navegación [23]. La magnitud de las afectaciones representa una temática fundamental que, desafortunadamente, se encuentra fuera del alcance del presente trabajo de investigación, más se considera es necesario abordarla en algún punto del desarrollo de los dispositivos; esto con el fin de identificar externalidades y así poder establecer un diseño integral que trascienda de las cuestiones meramente técnicas.

1.1.2 Las Corrientes Oceánicas.

En el caso de las corrientes oceánicas estas, a diferencia de las corrientes marinas, tienen su origen en la circulación termohalina, el viento y, en menor medida, las interacciones gravitatorias [8]. La tendencia del flujo para las corrientes oceánicas es unidireccional y con variaciones en la velocidad relativamente bajas, considerándose semi-estables y garantizando así un suministro del recurso energético que se puede predecir fácilmente a través del tiempo. Las principales desventajas derivadas de esta fuente provienen de una baja velocidad y la accesibilidad de los sitios, la cual será restrictiva si estos se ubican costa afuera, o en locaciones remotas que dificulten una interconexión a la red o el transporte para un mantenimiento periódico.

En lo referente a los dispositivos, debido a que la conversión de la energía cinética se realizará bajo los mismos principios físicos de las corrientes marinas, el conjunto de propuestas presentadas previamente puede adaptarse a las condiciones particulares de una corriente oceánica, sin embargo, existe una tendencia remarcada por las turbinas de eje horizontal y

vertical debido al soporte técnico y metodológico que estas dos alternativas poseen. En términos generales, se reconoce que una gran parte de las tecnologías desarrolladas pueden ser aplicadas, casi de manera indistinta para el aprovechamiento de ambos tipos de corrientes, siendo el anclaje quizá uno de los aspectos diferenciales más conflictivos.

En el entorno oceánico, la infraestructura complementaria suele ser más compleja cuando las corrientes se desarrollan en sitio con una profundidad considerable, de tal modo que las líneas de amarre y los sistemas de anclaje flotante comúnmente se anteponen a las estructuras de soporte de fondo fijo, representando con esto un incremento en la complejidad de la instalación y en coste total de la misma. En este mismo sentido, reconociendo las limitaciones para este tipo corrientes destaca el hecho de que una baja densidad energética impondrá como requerimiento un mayor despliegue de dispositivos para garantizar cierta factibilidad económica, no obstante, como beneficio alterno no existen restricciones impuestas por el entorno que impidan la implementación de arreglos a mayor escala [8]. La situación general de las corrientes oceánicas es bastante favorable, mas es necesario destacar que aún no se han realizado proyectos a gran escala que permitan disponer de información practica y así establecer las bases fundamentales para el planteamiento a una escala comercial.

1.1.3 Potencial Energético Global.

El recurso energético de los mares y océanos, si bien se caracteriza por ser geográficamente extenso, es necesario denotar que una gran parte resulta inaccesible dadas las capacidades tecnológicas actuales. Los requerimientos que han de reunirse para que un sitio sea considerado factible tienen como un primer criterio a la velocidad de la corriente, la cual, independientemente de su origen, debe estar por encima de 1.0 ms^{-1} para garantizar la viabilidad económica, lo cual en términos de la densidad de potencia es equivalente a aproximadamente 500 Wm^{-2} [24]. Entre los requerimientos alternos se abarcan aspectos tales como: la identificación de un suelo relativamente uniforme, el cual facilite el anclaje; una profundidad idónea que no comprometa las actividades de operación y mantenimiento, preferentemente no mayor a 50 metros; y procurar la cercanía con puntos de interconexión a la red eléctrica, evitando así las etapas de transmisión de la energía [22].

Históricamente, la evaluación de estas fuentes de energía con fines comerciales ha sido relativamente reciente, contando con una trayectoria de poco más de tres décadas. Hacia el año de 1992 se presentaría uno de los primeros informes técnicos enfocados en las regiones costeras de Reino Unido, estimando un potencial con la capacidad de cubrir cerca del 19 % de la demanda eléctricas del territorio, no obstante, la determinación del coste total por KWh producido seria prematura [22]. Evaluando una región más amplia, en 1996 se presentaría el reporte titulado *"The explotation of tidal marine currents"*, donde se enumeraron un total de 106 sitios de aprovechamiento para el continente europeo. La producción energética, estimada preliminarmente, ascendería hasta los 48 TWh/año (0.7 EJ/año) con una capacidad instalada

que en total cubriría 12500 MW [25]. El mayor potencial se concentraría en los territorios correspondientes a Grecia, Inglaterra, Francia e Italia.

En un escenario más contemporáneo, la producción por corrientes en Europa, según el último balance formal realizado en 2019, habría sido de 15 GWh, lo cual representaría un incremento del 50 % con respecto al año inmediato anterior [1]. En este mismo escenario, las proyecciones a futuro son bastante favorables, pues para el año 2020 se estimó que esta producción podría haberse incrementado hasta los 60 GWh, pese a las dificultades y restricciones globales de dicho año [26]. Los dispositivos para el aprovechamiento de las corrientes lentamente están alcanzando la madurez necesaria para el establecimiento de proyectos comerciales, aunque cabe destacar que las tendencias se han decantado por el caso marino. En ciertas locaciones, donde se han identificado corrientes particularmente intensas y sitios de instalación idóneos, se proyecta que el potencial de explotación para un solo dispositivo puede ascender hasta una escala de varios gigawatts, tal es el caso de los estrechos de Pentland y Alderney [22].

En el periodo comprendido entre 2014 - 2016 se registró un importante despliegue de turbinas de eje horizontal para el aprovechamiento de corrientes de marea; actividad que tendrían como principal objetivo el recolectar datos en entornos operativos reales. La instalación de los dispositivos más relevantes se llevaría a cabo en las costas pertenecientes a Escocia, Francia y Canadá, designando a las turbinas como Atlantis, Sabella y OpenHydro respectivamente [27]. En cuanto a proyectos que involucrarían la instalación de múltiples turbinas, la empresa Simec Atlantis seria precursora en la instalación de uno de los primeros arreglos, el cual contaría con una capacidad instalada de aproximadamente 6 MW siendo el más importante a la fecha. La etapa de construcción concluyo en 2018 y a partir de este momento se ha iniciado un periodo de evaluación de 25 años [28]. En este lapso temporal, se espera verificar la disposición energética, así como la viabilidad técnica y económica como sustento para futuros instalaciones.

Entre las instituciones más relevantes que proveen soporte técnico a varios de estos proyectos se encuentra el centro europeo en energía marina (EMEC, por sus siglas del inglés), el cual desde 2003 ha facilitado el uso de instalaciones especializadas para la realización de ensayos experimentales sobre los dispositivos y pruebas de interconexión a la red eléctrica. En términos comerciales, aproximadamente 20 empresas desarrolladoras han colaborado activamente con este centro de investigación [1]. En adición, dentro del EMEC se han contabilizado un total de 84 proyectos, de los cuales, 43 corresponden a la modalidad de eje horizontal, 16 a la de eje vertical, 5 a dispositivos canalizados y los 20 restantes a dispositivos experimentales como el perfil oscilante o los tornillos de Arquímedes; cabe destacar que, estos datos corresponden al último registro realizado a inicios de 2020 y que cada prototipo responde a una etapa distinta que va desde las pruebas conceptuales hasta la implementación en sitio [29].

La proyección del costo nivelado de la energía para corrientes marinas ha sido estimada en una media de 0.24 dólares estadounidenses por cada kWh, esto según el último reporte elaborado por el grupo intergubernamental de expertos sobre el cambio climático (IPCC, por

sus siglas del inglés) en 2011, en el cual se denota que dicho valor fue obtenido en base a aproximaciones teóricas debido a la falta de información concisa [8]. Esta estimación podría parecer elevada si se compara con los costos la energía solar o la energía eólica, los cuales durante el 2019 habrían descendido hasta un mínimo de 0.068 y 0.053 dólares por cada kWh respectivamente, sin embargo, si es comparada con el umbral de los 0.2 dólares por kWh establecido para los combustibles fósiles se podría replantear su factibilidad y competitividad [6].

Retomando el caso de las corrientes oceánicas, tal como se mención anteriormente, el desarrollo de proyectos ha sido escaso, pero esto no implica que el panorama sea menos favorable. En total, se han identificado cuatro corrientes con velocidades de flujo suficientes para justificar su explotación, entre las cuales se encuentra la corriente de Agulhas/Mozambique al sur de África, la corriente Kuroshio al este de Asia, la corriente australiana oriental al este de Oceanía y la corriente del Golfo al norte de América [8].

Entre los sitios mencionados, la corriente del Golfo se ha identificado con una prospectiva de aprovechamiento energético particularmente favorable. En años recientes, la condición de esta corriente captaría la atención de distintas instituciones como es el caso del centro nacional de energía marina renovable del sureste (SNMREC, por sus siglas del inglés), quien se ha planteado como objetivo principal el desarrollar de tecnología especializada para el aprovechamiento energético a lo largo de las costas de Florida [21]. En México, esta misma corriente se reconoce podría proveer varios sitios con un potencial energético considerable, principalmente en la región sureste del territorio alrededor de las costas de Quintana Roo.

1.1.4 Panorama Energético en México.

La política energética de México, ciertamente no se ha caracterizado por ser innovadora en lo que respecta a la adopción de fuentes renovables dentro del esquema energético, no obstante, numerosos centros de investigación han trabajado alrededor de esta temática. En el caso particular de las energías del océano, una de las instituciones más destacadas es el Centro Mexicano de Innovación en Energías del Océano perteneciente a la UNAM, el cual ha realizado diversos estudios para la estimación del recurso en territorio nacional, así como el desarrollo tecnológico para su consecuente aprovechamiento. En el ámbito correspondiente a la captación de la energía cinética, es posible identificar dos sitios de interés: la región sureste con la corriente oceánica del Golfo y la región noroeste con la corriente marina de California.

En el primer sitio, la Figura 1.2 presenta parte de los resultados obtenidos por Hernández et.al [12]. El parámetro de referencia fue la densidad de potencia, logrando identificar que una de las zonas más destacables correspondería a la isla de Cozumel y las costas aledañas.

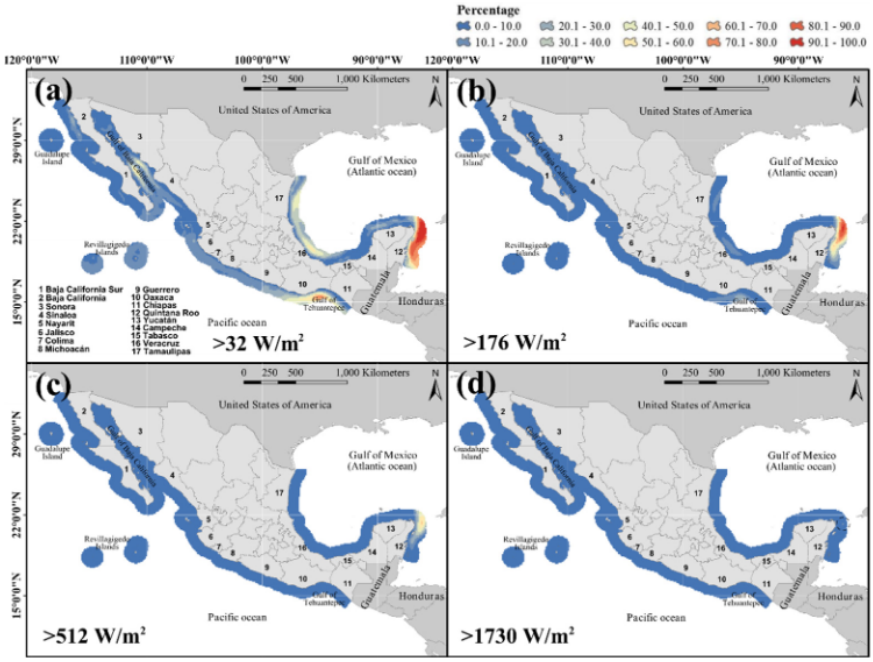


Figura 1.2 Disposición energética por corrientes en territorio mexicano para distintos umbrales de densidad de potencia. a) 32 Wm^{-2}. b) 176 Wm^{-2}. c) 512Wm^{-2}. d) 1730 Wm^{-2}. Obtenida de *[12]*

La disposición energética estimada seria de alrededor de 512 Wm^{-2}, lo cual no representa una velocidad de la corriente particularmente alta, pues esta se ubicaría en torno a 1.0 ms^{-1}, más esto se compensa con una disponibilidad temporal superior al 50 %; todas estas magnitudes se asocian a una profundidad media de 50 m. En el estudio fue definida una velocidad de corte de 0.4 ms^{-1} y, tomando como referencia este límite, es posible localizar dos zonas adicionales con potencial de aprovechamiento: El Golfo de Tehuantepec y el Golfo de Baja California.

En el caso del Golfo de California como segundo sitio, Mejía et.al [30] reportaría velocidades de la corriente que oscilarían entre 1.0 - 2.5 ms^{-1}. La distribución de este recurso, sin embargo, no resultaría ser homogénea al reportar que las densidades de potencia cinética en el rango de 1.0 kWm^{-2} abarcarían un área de 384 km^2, en el rango de 1.5 – 2.5 kWm^{-2} un área de 314 km^2 y, por último, para valores superiores a los 2.5 kWm^{-2} el área se reduciría hasta 35 km^2. En este escenario, las profundidades variarían en el rango de los 100 – 120 m, existiendo una notable dependencia con la batimetría del sitio, tal como se podría esperar para una corriente marina. Magar et.al [31] estimaría una densidad de potencia promedio anual cercana a los 173 Wm^{-2}, más la disposición temporal sería ligeramente menor a la corriente previa con un 39 %.

En términos generales, el potencial energético de ambos sitios es suficiente para poder plantear proyectos a nivel comercial. En estudios subsecuentes los esfuerzos habrán de enfocarse en impulsar las capacidades técnicas para adaptar o desarrollar prototipos aptos para la recolección de este recurso, así como establecer las pautas y requerimientos con perspectiva hacia instalaciones fijas que posibiliten la exportación energía hacia las redes eléctricas locales. En este mismo contexto, el aprovechamiento energético del océano está en sintonía con los objetivos que México ha adoptado en un marco nacional e internacional para

la adopción de las energías renovables, en los cuales se prevé que para 2027, al menos un 35 % de la demanda energética nacional sea provista por fuentes alternativas [32].

Para la parte final de este primer subcapítulo se espera, dada su brevedad, haber dejado en claro la relevancia del océano como un recurso energético. El enfoque principal fue hacia las corrientes, reconociéndolas como el eje temático del presente trabajo, sin embargo, se insta a indagar sobre el estado del arte para el resto de las fuentes. En el siguiente apartado, continuando con el desarrollo de la presente tesis, se realiza una breve introducción técnica a las implicaciones derivadas del uso de un disco difusor sobre turbina.

1.2 Discos Difusores.

La teoría unidimensional de Betz formulada hacia 1920 reconoce la existencia de un límite teórico, ubicado en torno al 59.3%, para la cantidad de energía que puede ser extraída por una turbina eólica [33]. En adición a esta restricción, la baja densidad energética del viento obligaría en el pasado a que turbinas de amplias dimensiones fueran construidas con la finalidad de producir cantidades significativas de energía, no obstante, varios problemas estructurales fueron identificados en estas etapas tempranas. En respuesta a dichos inconvenientes, distintas propuestas experimentales habrían sido planteadas para aumentar el rendimiento de estas turbinas, teniendo como principal premisa un incremento en la potencia extraíble, conservando al mismo tiempo las dimensiones del rotor [34].

En el caso de los dispositivos rotativos desarrollados para la producción de energía en el entorno oceánico, estos se encuentra sujetos, de la misma manera que sus homólogos eólicos, a las limitantes previamente planteadas por Betz [33]. Las corrientes de agua, sin embargo, se caracterizan por ser temporalmente más uniformes y poseer una densidad energética elevada en comparación con el viento, empero, las velocidades son menores, se presenta un significativo incremento en el empuje axial y los costos de mantenimiento suelen ser superiores; esto último ha representado algunas de las mayores barreras para el correcto aprovechamiento de este tipo de recurso [35]. En este contexto, la investigación se ha diversificado con motivos de compensar dichas carencias reconociendo a la canalización de los dispositivos como una alternativa sobresaliente cuyo enfoque se ha centrado en la extrapolación de los beneficios obtenidos en el entorno eólico hacia el entorno oceánico.

En el presente apartado se pretende realizar una breve síntesis de los fundamentos físicos y mecanismos detrás de la operación de una turbina cinética y del concepto de un disco difusor, el cual implementado como método pasivo buscará incrementar la potencia captada. El propósito tras esto es presentar, de manera preliminar, un soporte técnico que permita mejorar la compresión de los conceptos que serán abordados en la posterior revisión literaria, eludiendo el análisis minucioso de los modelos matemáticos, el cual se abordara en un posterior capitulo.

1.2.1 Fundamentos Físicos.

Las interacciones derivadas del proceso de extracción de energía cinética por parte de una turbina suelen remitirse a complejos análisis numéricos, no obstante, en el trabajo presentado por Betz, el punto de partida para dilucidar los fundamentos físicos será la idealización a partir de modelos unidimensionales [33]. Dentro de este enfoque, la turbina es representada a partir de un disco actuador permeable, el cual permite estimar las variaciones lineales en la cantidad de movimiento. El sistema es delimitado por un tubo de corriente, mismo que como concepto teórico hace referencia a una superficie de frontera que divide el fluido que interactúa directamente con la turbina con respecto a aquel que no se verá perturbado por su presencia (Figura 1.3a). El flujo, en adición, será considerado isentrópico y en consecuencia los procesos relativos a la disipación de la energía en la estela son omitidos.

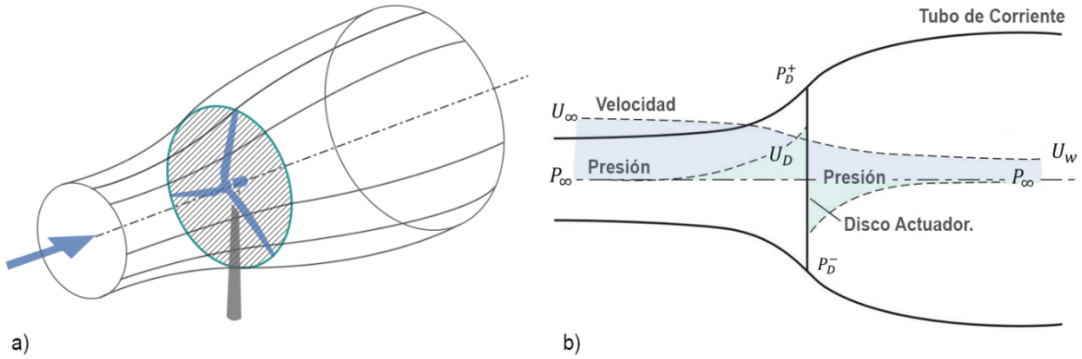


Figura 1.3 Interacciones fundamentales de una turbina axial unidimensional. a) Proyección del tubo de corriente. b) Perfil de velocidad y presión del fluido. Adaptada de [36].

Desde la perspectiva eólica, la primera etapa de este proceso inicia con una corriente de viento que tiende a disminuir su velocidad conforme se aproxima a la turbina y de manera proporcionalmente inversa incrementa su presión. El fluido sede su energía en las inmediaciones del rotor, exhibiendo una expansión del tubo de corriente derivada de una caída de la presión en la estela cercana. En la estela lejana, sin embargo, la presión deberá equipararse a las condiciones atmosféricas, por esta razón, ascenderá para compensar el déficit generado; dicho proceso se lleva a cabo a expensas de la energía cinética del fluido, desacelerando una vez más la corriente (Figura 1.3b). Este modelo se deriva de la aplicación de las leyes de conservación de masa y energía, sin embargo, en la práctica estas aseveraciones no siempre son válidas y debido a esto, las consideraciones particulares serán expuestas en capítulos posteriores.

$$P = \frac{1}{2}\rho A U_\infty^3 C_p \tag{1.1}$$

En la ecuación (1.1) se representa a la potencia que una turbina cinética puede proveer, siendo esta una función directa de la densidad ρ, el área de barrido del rotor A, la velocidad del flujo

libre U_∞ y un coeficiente de potencia C_p. Este último coeficiente puede ser equiparado con el límite teórico de Betz, siempre y cuando el análisis sea unidimensional e idealizado.

El modelo previamente planteado también es conocido como teoría del momentum lineal para el disco actuador (LMADT, por sus siglas del inglés). Las interacciones son deconstruidas y a través de un sencillo análisis matemático es posible describir el comportamiento de los parámetros operativos. En el caso de un ensamble donde se ha adicionado un disco difusor esto suele ser más complejo debido a que no es posible simplificar el efecto simultaneo de dos dispositivos interactuando, en adición a que el impacto de un disco difusor sobre el rendimiento energético presenta una enorme dependencia con su geometría especifica. Es en este sentido que, una gran parte de las investigaciones relativas a esta temática han descartado el desarrollo de modelos analíticos en favor de las implementaciones numéricas y experimentales.

En términos generales, el aumento de la potencia percibida tras la inclusión de un disco difusor es el resultado de dos principios fundamentales; un incremento en el flujo másico que pasa a través del rotor y un intenso mezclado de flujos en la periferia de la estela turbulenta [14][37] . El segundo principio se encuentra ligado directamente a la incidencia de vorticidades, las cuales generan una mayor velocidad en el perímetro del tubo de corriente y una caída de presión en la zona posterior, siendo estos fenómenos precursores parciales del incremento del flujo másico [14] [15]. En este sentido, aun cuando ambos principios derivan en el mismo efecto, es posible diferencias los conceptos físicos que respaldan a cada uno de ellos.

El mecanismo detrás del primer principio es descrito ampliamente en el trabajo presentado por Phillips [14], el cual señala que el incremento efectivo del flujo másico se realiza a través de la imposición de una fuerza perpendicular a la dirección del flujo incidente; dicha fuerza es generada a partir de la colocación de un dispositivo anular sustentante orientado hacia el eje central del rotor. La tercera ley de Newton dicta que una corriente en interacción ejerce un sistema de contrafuerzas con la turbina, el cual se deriva directamente del empuje (Figura 1.4a). En el caso de una turbina canalizada, el sistema de fuerzas concéntricas de sustentación se verá compensado por un descenso en la presión estática del fluido y como consecuencia se presentará un incremento en el flujo másico. El efecto secundario de esta reacción será la expansión del tubo de corriente correspondiente al área de captación anterior a la turbina (Figura 1.4b). Este mismo principio es descrito por Ten Hoppen [15] desde una perspectiva basada en el proceso de extracción ideal planteado por Betz [33].

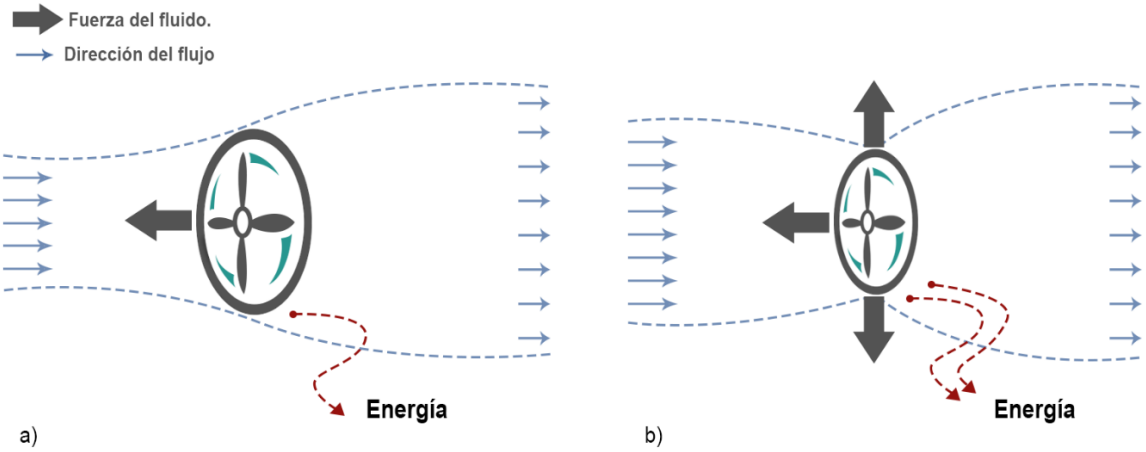


Figura 1.4 Esquemas de extracción de energía. a) Turbina cinética convencional. b) Turbina cinética con un dispositivo de aumento de potencia del tipo disco difusor. Adaptada de [14].

De una manera complementaria, es posible explicar el desarrollo de este primer mecanismo a partir de la incentivación de las fuerzas de sustentación convergentes al centro del dispositivo; pues a expensas de la incompresibilidad, estas se producirán por el incremento de la circulación de flujo sobre las superficies del disco difusor. Hansen et.al [38] establece que, bajo este criterio, la capacidad de succión se encuentra limitada directamente por la magnitud de la sustentación, la cual es dependiente de aspectos tales como la geometría específica del perfil, la separación de la capa limite en las paredes internas del disco y la intensidad de la turbulencia.

El segundo principio de aumento de potencia, como se discutió previamente, se fundamenta en el mezclado de flujos. En el entorno eólico, las turbinas estándar suelen operar bajo efectos reducidos de mezclado, esto debido a pequeñas vorticidades que emanan de las puntas de las aspas y actúan como “balines dentro de un rodamiento” impidiendo así que el flujo externo interactúe libremente en las inmediaciones del tubo de corriente [39]. En una turbina en ensamble, se puede incentivar un efecto opuesto, el cual traerá consigo un descenso en la presión estática detrás del rotor, aunque simultáneamente es necesario verifica que esto no implique la creación de regiones con un déficit de velocidad considerable [15].

En el caso de un disco difusor simple, las paredes internas tienen la capacidad de suprimir las deficiencias en las puntas de las aspas mencionadas con anterioridad, sin embargo, para introducir un mecanismo de mezclado de flujos adicional, es necesario incorporar una geometría con la capacidad de generar vorticidad, usualmente una pared sobre el diámetro exterior. La dinámica operativa, planos de actuación y trayectorias de disipación de estos vórtices, es necesario aclarar, difieren de los presentados por las puntas de las aspas al enfocarse primordialmente en la restauración del déficit de momentum (Figura 1.5). La inserción de corrientes no influenciadas por la rotación de la turbina, como un efecto derivado, intensifica la cantidad de movimiento provista para el flujo exhausto de energía cinética, permitiendo una recuperación de la velocidad, cuya desaceleración fue el resultado de la extracción de energía [15]. Adicionalmente, el mezclado de flujos ocasiona una mayor

expansión de la estela, dotándola de un mayor volumen. El efecto de una estela voluminosa se ve reflejada cuando, conservando el mismo flujo másico que pasa a través del difusor, la presión a la salida se reduce y se incentiva un proceso de succión que, eventualmente, modificara el flujo másico inicial [15].

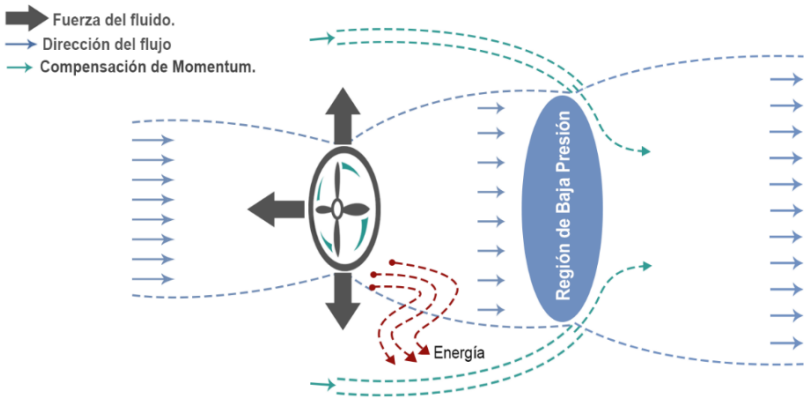


Figura 1.5 Esquema de extracción de energía para una turbina cinética con un disco difusor empleando el principio de compensación de momentum por mezclado de flujos. *Adaptada de [14].*

La combinación de ambos mecanismos en un único dispositivo sugiere una mejora notable en el rendimiento generalizado de la turbina. Las principales ventajas engloban un incremento en la potencia, una mejor eficiencia dada la reducción de los factores de perdida en las puntas del rotor, menores fluctuaciones en las cargas del aspa y una mayor velocidad angular [34]. La investigación teórica y experimental, en oposición a este favorable panorama, se encuentra aún en constante desarrollo, esto con la finalidad de subsanar diversos inconvenientes relativos a la factibilidad estructural y económica [40]. En el entorno oceánico, adicionalmente, es de suma importancia evaluar el impacto operativo en las proximidades al sitio de instalación.

Finalmente, como aclaración previa al apartado correspondiente a la revisión literaria, es necesario mencionar que la información relacionada a los discos difusores y las propuestas de dispositivos derivadas, tanto para el entorno eólico como oceánico, es relativamente reciente. La gran mayoría de investigaciones realizadas han abordado esta temática como la validación de un concepto, por lo tanto, aun no se ha establecido un consenso sobre las metodologías y procedimientos óptimos para el análisis técnico de un disco difusor. En este contexto, diversos autores han planteado geometrías experimentales, cada una respondiendo a métricas de diseño y evaluación diferentes, de manera que la comparativa entre trabajos suele representar cierta complejidad en tanto los datos no sean regularizados. Es por esta razón que la posterior revisión literaria aspira a ser concisa, presentando las conclusiones tal como fueron planteadas dentro del documento original, no obstante, se discute el trasfondo de cada una de ellas.

1.3 Breve Revisión Literaria.

Los parámetros técnicos derivados de la implementación de los discos difusores como dispositivos pasivos en turbinas cinéticas han sido ampliamente estudiados a lo largo de la historia. En la literatura, sin embargo, la mayoría de aportaciones se ha decantado por el entorno eólico, lo cual se contrapone a la escasa información presentada para el caso oceánico. La razón inferida tras este hecho es la reciente adopción del recurso oceánico y marino como eje fundamentales para el desarrollo energético. En el marco de esta situación, un compilado de los principales avances documentados relativos a esta temática será presentado a continuación.

La rama correspondiente a la energía eólica servirá como un punto de partida para el desarrollo del consecuente apartado; esto con el fin de abstraer las premisas esenciales y, en conjunción con el trabajo presentado para el caso oceánico, poder empezar a establecer los criterios de diseño más relevantes para la generación de una turbina hidrocinética en ensamble. En este mismo contexto, la designación de disco difusor, ducto o canalización será indistinta, sobrentendiendo que la gran mayoría de dispositivos presentados poseen características similares, aun si cada uno de los autores referenciados alude a ellos de distintas maneras.

1.3.1 Investigación en el Entorno Eólico.

Las primeras publicaciones referentes al empleo de discos difusores de aumento de potencia para el sector eólico se remontan hacia 1956, año en el que Lilley & Rainbird [41] implementaron dicho concepto en el marco de una breve descripción de ventajas teóricas conjeturadas con base en modelos matemáticos. La investigación realizada por ambos autores, referenciada a partir de trabajos previos en el estudio de tuberías realizados por Sanuki [42], describió los efectos de dos tipos de discos, uno construido a partir de un diámetro constante y uno a partir de un diámetro variable. En la primera composición, la principal ventaja identificada sería el impedimento físico de una expansión radial del flujo en el perímetro de la turbina, lo cual, como resultado manifestó una reducción en las perdidas aerodinámicas en las puntas de las aspas y un ligero incremento en la velocidad axial. En el segundo caso de estudio, las variaciones en el diámetro introducirían tres secciones de interés: entrada, contracción y salida del difusor. De manera puntual, se establecería que bajo condiciones óptimas se podría esperar un incremento de la potencia cercano al 65 %, esto en contraste con un rotor de dimensiones similares al diámetro externo del disco y sin modificaciones. El escenario de esta estimación se recrearía a partir de un difusor, con valores de 1.5 y 3.5 para los factores de contracción y expansión respectivamente. El primer factor corresponderá al cociente entre el área de entrada y el área en la contracción, mientras que el segundo factor, al cociente entre el área a la salida y el área en la contracción. El análisis paramétrico derivo en la identificación de variables de perdida vinculadas a la fricción superficial y la forma externa del disco difusor.

Una década más tarde hacia el año de 1963, Kogan & Seginner [43] realizarían ensayos experimentales en túneles de viento, tal como es reportado por Shahsavarifard [45]. La turbina en el ensayo (Figura 1.6a) fue modelada mediante un disco mallado permeable que simularía la caída de presión correspondiente a la etapa de extracción de la energía. El difusor presentaría una relación de longitud de 6.82 veces el diámetro de la constricción, definido en 88 mm. El cociente entre el área de salida y entrada fue acotado con un valor de 3.5, mientras que el ángulo de inclinación de la pared en la sección anterior a la contracción seria de 8.5° bajo la horizontal; esto último con la finalidad de prevenir una separación del flujo.

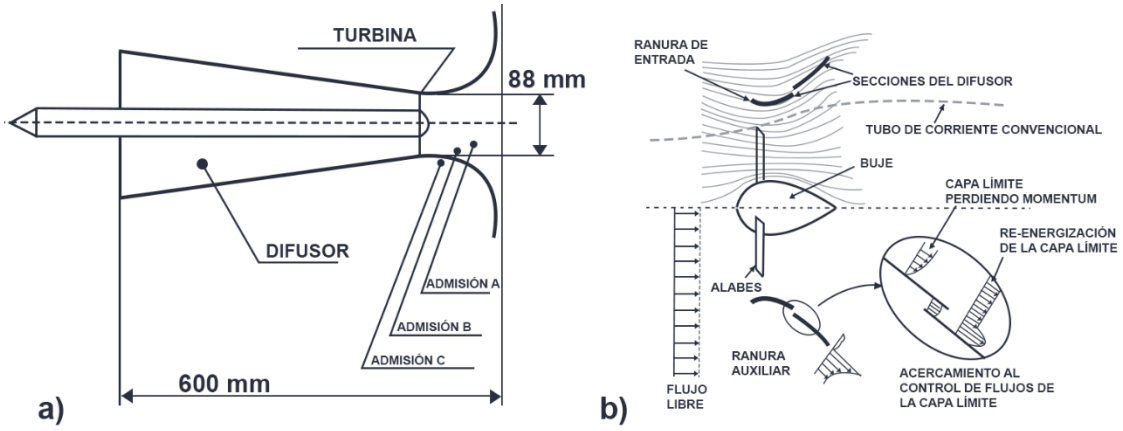


Figura 1.6 *Prototipos de difusores de aumento de potencia. a) Kogan & Seginner* [43] *. b) Foreman et.al* [44] .

Los resultados fueron discutidos exhaustivamente debido a que, aunque se alcanzaría un factor de aumento de 3, las dimensiones del dispositivo derivarían en serios inconvenientes económicos en un entorno practico. Adicionalmente, este factor ascendería hasta un valor de 3.5 cuando el difusor fue rotado 30° con respecto al viento incidente; dicho efecto seria cuestionado años después por Igra [40], quien argumentaría que la proximidad del dispositivo con las paredes del túnel de viento en los ensayos experimentales daría cabida a resultados imprecisos debido a los efectos del bloqueo sobre el flujo.

$$Factor\ de\ aumento = \frac{Potencia}{\frac{16}{27}\frac{1}{2}\rho A U_{\infty}^{3}} = \frac{TU_D}{\frac{1}{2}\rho A U_{\infty}^{3} C_{p,ideal}} \qquad (1.2)$$

El factor de aumento mencionado previamente es descrito por la ecuación (1.2), la cual relaciona la potencia real generada por la turbina con la potencia ideal según la ecuación (1.1). En el caso anterior, al implementar un disco permeable en remplazo de la turbina, el primer término se calcula como el producto entre la fuerza de empuje T y la velocidad incidente U_D.

El desarrollo de la primera generación de difusores de aumento, de una manera anticipada, se convirtió en una propuesta atractiva en favor de subsanar las contantes problemáticas presentadas por una industria eólica emergente, no obstante, la incertidumbre generada por la implementación de dichas estructuras en sitio reales ocasionaría una decadencia temporal en favor de la búsqueda de un desarrollo comercial más competitivo. La premisa de una reducción de las dimensiones del disco sería anexada en los posteriores estudios.

En torno a la década de 1970, periodo de auge para el desarrollo de fuentes de energía alternativas como consecuencia de la crisis del petróleo, Foreman et.al [44] retomaría la iniciativa de los discos difusores como parte de los programas de investigación de la Grumman Aerospace Corporation. El enfoque particular se dio en la compactación como método de reducción de costos. Los prototipos a escala (Figura 1.6b) fueron construidos a partir de dos premisas: la inyección de flujos externos como método de control de la capa limite y la construcción del disco en términos de la geometría de un perfil aerodinámico con el objetivo de incrementar la succión a partir de una derivación de las fuerzas de sustentación. La primera premisa se reconoció como un antecedente a la implementación de los métodos de mezclado en la estela, sin embargo, aunque el fundamento de su aplicación también reside en una compensación de momentum, la mejora fue orientada con la finalidad de eludir un posible desprendimiento de la capa limite en la sección transversal. En la primera fase de experimentación se habrían evaluado un total de 150 configuraciones geométricas. Los resultados más propicios se vincularon a un factor de aumento de 2, destacando como aportación clave un preanálisis de factibilidad económica. En la segunda fase, la investigación tuvo como enfoque hacia la validación a escalas superiores donde factores próximos a 3.4 fueron alcanzados; se asume que dicho incremento es una consecuencia directa de un elevado número de Reynolds. Los detalles específicos relativos al rendimiento de las turbinas, configuraciones experimentales y el análisis de los factores económicos pueden ser consultados en [17] [46].

En el mismo periodo en el que la Grumman Aerospace Corporation exploraba nuevos prototipos, Igra [47] impulsado por el trabajo realizado por Kogan & Seginner [43] desarrollaría una línea de investigación homologa enfocada en esta segunda generación de dispositivos difusores. La sección transversal del primer disco propuesto fue diseñada a partir de la geometría de un perfil aerodinámico NACA 4412 con una longitud total de 2050 mm, un diámetro de 390 mm en la contracción y un diámetro de 960 mm en el plano de salida; lo cual corresponde a una relación de áreas de 2.46. La media establecida para el factor de aumento fue de aproximadamente 1.68 para el caso de un flujo íntegramente axial y 2.18 para una desviación de la turbina de 30° con respecto al viento incidente. Los efectos en la relación de bloqueo, definida como el cociente entre el área de barrido de la turbina y la sección transversal del sitio experimental, evidenciarían a las dimensiones reducidas de este último espacio como las causantes de un factor de aumento sobredimensionado. La principal desventaja asociada a este hecho se da cuando el comportamiento de los modelos a escala carece de la capacidad de contrastar los criterios de similitud con respecto a prototipos operando en un entorno real.

El diseño paramétrico presentado posteriormente por Igra [40] encontraría sustento en el análisis de estructuras de difusión multietapa, mismas que, generarían aportes sustanciales a esta línea de investigación. El trabajo desarrollado bajo este enfoque distinguió tres configuraciones de turbinas clasificadas bajo la designación de modelos C(i), C(ii) y C(iii). Los ensayos fueron realizados en un túnel de viento con una sección de pruebas de 9.36 m^2, permitiendo en este caso un mejor desarrollo de la estela y compensando las limitaciones

previas relacionadas al efecto de bloqueo. La representación de la turbina se realizaría a partir de un disco perforado, el cual se habría caracterizado a partir de los coeficientes de arrastre con la finalidad de simplificar el proceso correspondiente a la caída de presión; el rango de dichos valores se delimito entre 0.19 y 0.66 para las distintas pruebas. Los difusores se modelaron con base en un perfil NACA 4412 en conjunto con una estructura del tipo flap aerodinámico, colocada a distintos ángulos de inclinación (Figura 1.7a). Los factores de aumento óptimos se registraron en el intervalo de 2 - 4. El modelo C(i) registró una mejoría en la potencia del 70 %, el modelo C(ii) un 55% y el modelo C(iii) un 70 %; esto con respecto a los modelos base sin los difusores.

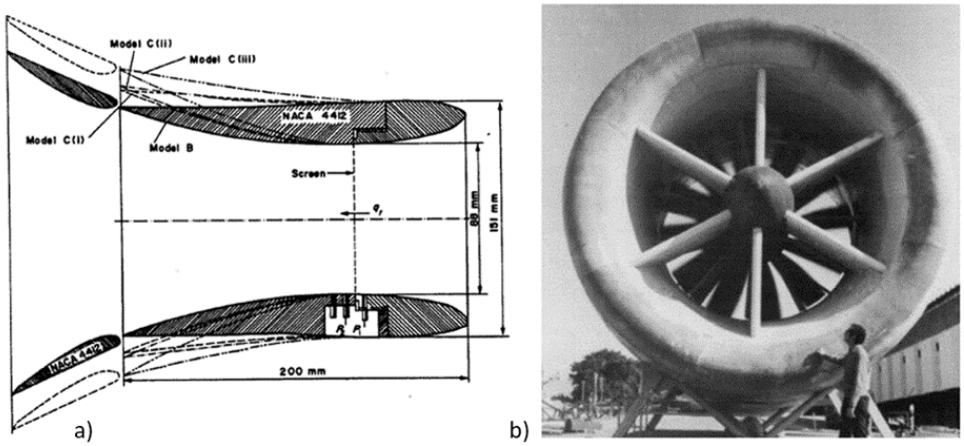


Figura 1.7 Prototipos de difusores de aumento presentados por Igra [40]. a) Modelo paramétrico. b) Planta piloto.

El proyecto tendría como culminación la puesta en marcha de una planta piloto basada en los datos recopilados (Figura 1.7b). La planta se construyó con un diámetro de contracción de 3 m, un diámetro máximo a la salida del disco de 6 m y una longitud transversal de 8 m. El diseño del rotor se realizaría con la finalidad de poder aprovechar corrientes de viento por encima de los 5 ms^{-1}, condición bajo la cual un factor de aumento ideal de 2.0 fue alcanzado. El trabajo teórico y experimental permitió establecer la importancia de una reducida presión en el plano de salida, así como una elevada relación de áreas. Las regiones con mayor relevancia dentro de la estructura correspondían a la periferia interna del disco donde se identificarían patrones de flujo anulares y, donde se llevaría a cabo la propuesta de un control de capa limite aplicando estructuras de perfiles multietapa cuyo objetivo fue la optimización aerodinámica y la reducción de las dimensiones del disco difusor en favor de los costos.

Estudios teóricos realizados por De Vries [34] en 1979 exploraron a detalle las capacidades de la teoría del momentum lineal aplicada al desarrollo de turbinas con difusores de aumento. El punto de partida en el análisis trataría de validar que el comportamiento del difusor es condicionado a la magnitud de las fuerzas que este ejerce sobre el fluido; para esto, la geometría del disco fue diseñada a partir de un perfil aerodinámico. Las estimaciones realizadas se complementaron con mediciones experimentales y se concluiría que un coeficiente de potencia máximo de 0.769 debería ser alcanzado en condiciones operativas reales. Durante este mismo periodo, Loeffler & Vanderbilt [48] presentan las primeras

aportaciones al modelado numérico de los efectos derivados de la interacción entre una turbina y un disco difusor. En un enfoque preliminar se tomaron en cuenta geometrías con amplios ángulos de apertura de hasta 40° sobre el eje horizontal, mientras que el disco se simplificaría a una superficie de revolución a partir de una línea recta inclinada. El análisis partiría de la aplicación de un método de singularidades aerodinámicas para generar una función de corriente análoga a la forma del disco, empleando un anillo con 10 fuentes de vorticidad superpuestas a un flujo axial uniforme (Figura 1.8a). El modelo describiría un campo de flujo bidimensional a partir de la magnitud de la circulación, al cual adicionalmente se le aplicaría un plano de simetría. Los resultados presentados no fueron del todo conclusivos, sin embargo, estos se consolidaron como referentes de una de las primeras aproximaciones numéricas empleadas para abordar el problema.

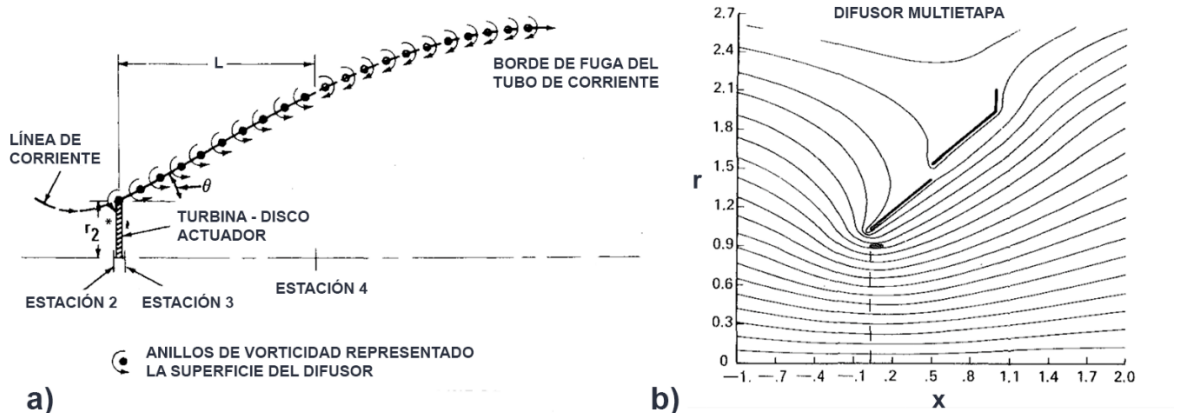


Figura 1.8. Conceptos de diseño para un disco difusor. a) Pared de vorticidad [48]. b) Difusor multietapa [49].

En trabajos posteriores Loeffler [49] retomaría los modelos numéricos de singularidades aerodinámicas previamente verificados para la evaluación de un disco multietapa (Figura 1.8b). El prototipo retomaría nuevamente la simplicidad geométrica al incluir la nueva etapa de difusión, prescindiendo de una parametrización compleja. En adición, se anexaría un borde elevado en el límite posterior como una variante del prototipo original. En el primer caso, la turbina con un difusor multietapa sin modificaciones presentó factores de aumento próximos a 2.5 y 3.8 para una apertura de 30° y 40° respectivamente, en tanto, la variante presentó un comportamiento para dicho factor cercano a 5.6 y 8.5 correspondiente a las mismas aperturas. Los resultados evidenciaban a dos variables como las principales responsables de las mejoras: la gran apertura y el borde externo. Los valores registrados, cabe destacar, difieren de las investigaciones previas al ser sobrestimados. La razón fundamental tras este hecho radica en la utilización de un fluido no viscoso para la simulación, el cual limita la capacidad para predecir una separación del flujo en la parte posterior del disco, así como las pérdidas ocasionadas por la transición de regímenes, vorticidad y/o turbulencia. La formulación, aunque deficiente desde una perspectiva práctica, sentó las bases para el emprendimiento de modelos numéricos enfocados en la descripción del intricado comportamiento de una turbina con un disco difusor.

El factor de aumento, utilizado como métrica de referencia, igualmente seria discutido desde su concepción teórica por Dick [37] hacia el año de 1986. La investigación emplearía las turbinas presentadas por Kogan & Seginner [43], determinando su rendimiento, tanto en su configuración estándar como en la implementación con el difusor. Un factor de mejora en la extracción de potencia de 1.3 fue obtenido a partir del cociente entre el rendimiento del ensamble de la turbina con el disco y el rendimiento de la turbina sin agregados. Dicha relación es planteada de manera análoga al factor de aumento, sin embargo, se tuvo en cuenta una desviación conceptual a través de la cual la comparación no es realizada a través de la potencia ideal máxima de la turbina estándar, sino a partir de su potencia máxima real, misma que tiende a ser inferior.

El estudio, de manera complementaria, examinaría las capacidades de concentración de flujo en los tubos de corriente al registrar las cantidades de masa captadas por las secciones transversales. En el caso de la turbina simplificada, estas concentraciones se definieron en torno al área de barrido, en cambio, para el ensamble con el disco el área correspondería al plano de salida del difusor. El cociente entre la primera y segunda magnitud de concentración fue de 1.08, a partir de este dato se pudo argumentar que los prototipos de turbinas implementados con un disco difusor generan únicamente un 8.0 % más potencia que una turbina estándar con un diámetro del rotor igual al diámetro de la sección de salida del disco difusor. Finalmente se plantearía el coeficiente de potencia máxima como el producto del factor de mejora en la extracción de potencia, factor de concentración de flujo y el coeficiente de potencia idealizado, arrojando un valor de aproximadamente 0.83; cabe mencionar que la perspectiva desde la que se definió este parámetro no se estableció como referencia en las investigaciones posteriores. El mismo análisis seria aplicado en las turbinas presentadas por Foreman [17].

El desarrollo en torno a esta segunda generación fue beneficiado por notables aportaciones, no obstante, las inconsistencias en las evaluaciones económicas relativas al óptimo dimensionamiento de los dispositivos prevalecieron como una problemática recurrente. La tercera generación de dispositivos tomaría como premisa fundamental una exploración más rigurosa del concepto de mezclado de flujos en la estela, esto como una solución alternativa al problema de la compactación de las estructuras. El desarrollo de la dinámica computacional de fluidos, en conjunto con un aumento en las capacidades de cómputo, representaría el soporte principal para la generación de nuevos modelos de optimización.

En el entorno practico, la primera validación comercial de discos difusores de aumento seria implementada de la mano de la compañía neozelandesa Vortec a inicios de 1997. Un prototipo de turbina de 7.3 m de diámetro fue modelado con base en los resultados presentados por Foreman [17], mismos que fueron obtenidos durante su estancia en la Grumman Aerospace Corporation y que posteriormente serian optimizados por Phillips [14] a partir de un modelo a escala (Figura 1.9a) y de la aplicación de técnicas relativas a la simulación computacional de fluidos. Los estudios de este último autor indicarían que la propuesta más factible de disco

difusor contaría con una relación entre el área de entrada y salida de 2.62 y con una longitud 0.488 veces el diámetro externo. El rendimiento de dicho modelo vendría marcado por un factor de aumento de 2.02 y un aumento de la potencia sobre el eje de 0.64; este último parámetro es el resultado de dividir la potencia de la turbina en el ensamble con el disco difusor entre la potencia de la turbina aislada. Entre las aportaciones alternas más relevantes destaca una estimación preliminar del impacto del disco difusor en el coste de la energía y una breve recopilación de la influencia y comportamiento de esta propuesta en condiciones reales, teniendo como aspectos más relevantes la descripción del número de Reynolds, la turbulencia ambiental, la proximidad con el suelo y el escalamiento de los fenómenos de vorticidad en la estela.

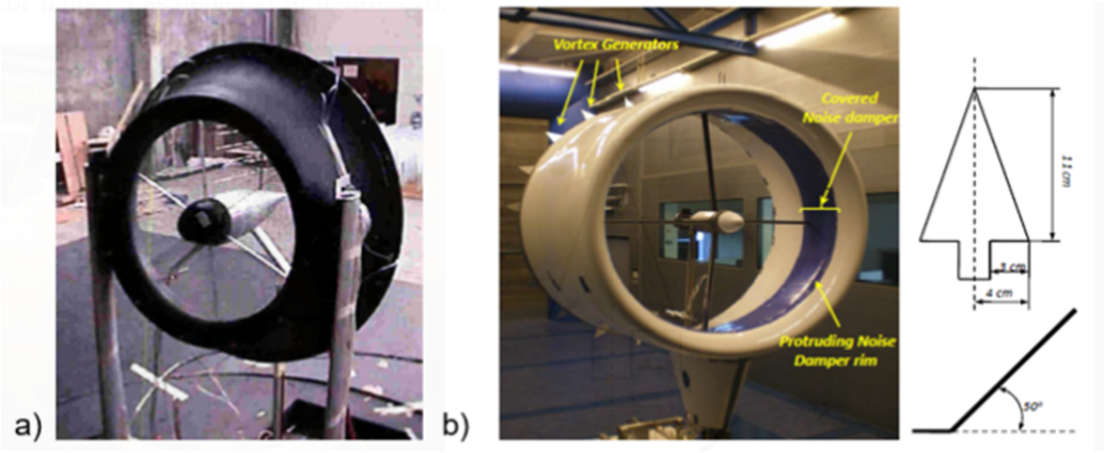


Figura 1.9 Prototipos de turbinas comerciales en ensamble con un disco difusor evaluadas numérica y experimentalmente. a) Phillips *[14].* b) Ten Hoopen *[15].*

En años posteriores Ten Hoopen [15] realizaría un estudio similar al evaluar el rendimiento de una propuesta de ensamble prediseñada y provista por la compañía Donqui Urban Windmills (Figura 1.9b). Los diámetros externos para el rotor tripala y disco difusor serian 1500 mm y 2000 mm respectivamente, disponiendo de una relación entre dichas áreas de 1.7. El disco difusor se equiparía adicionalmente con un flap tipo Gurney de 40 mm de altura. El factor de aumento seria próximo a 0.54, más la principal aportación seria la comparativa entre el rendimiento del ensamble original y una modificación que reemplazaría el flap por generadores de vorticidad. En este sentido se concluyó que, tras incluir un total de 37 generadores de vórtices en la periferia, el incremento en la potencia percibida fue de un 3 - 9 %, sugiriendo que esta última propuesta es más efectiva como complemento para un ensamble.

En cuanto a los métodos analíticos, si bien pasaron a un segundo plano en esta tercera generación de discos difusores, hacia 2007 van Bussel [50] desarrollaría una teoría de momentum axial análoga a la teoría utilizada para evaluar turbinas ideales aisladas; esto se realizaría a partir de los resultados de las simulaciones realizadas por Hansen et.al [38] y de la información experimental provista Igra [40] y Phillips [14] . Las conclusiones, pese a limitarse a aproximaciones básicas en donde se omiten directamente los efectos viscosos, establecerían de manera puntual que el rendimiento de una turbina en conjunto con un disco

difusor dependerá enteramente de la capacidad de este último elemento para reducir la presión estática posterior.

En la investigación presentada por Aranake et.al [51], las simulaciones implementadas tendrían una finalidad especifica, la cual sería la captación de los efectos viscosos al emplear un modelo de turbulencia URANS (Unsteady Reynolds Average Navier Stokes, por su definición del inglés. La principal aportación seria la identificación de vórtices dentro del disco difusor que se transportarían sobre la pared interna por el efecto de la rotación de la estela cercana (Figura 1.10). En esta ocasión, la implementación de una simulación dinámica de mayor complejidad permitiría visualizar fenómenos específicos que no habían sido abordados en detalle y que, teóricamente, representan un beneficio al rendimiento, pues estas estructuras de vorticidad se encargan de re-energizar la capa limite, retrasando así su desprendimiento. La mejora reportada en términos de la potencia seria de un 90 % por encima del límite de Betz, aunque esta cifra puede ser sometida a discusión al tomar en consideración el efecto del bloqueo. El autor destacaría un beneficio alterno del disco difusor que es su utilidad para el aprovechamiento de corrientes de viento con velocidades de corte de entrada relativamente bajas.

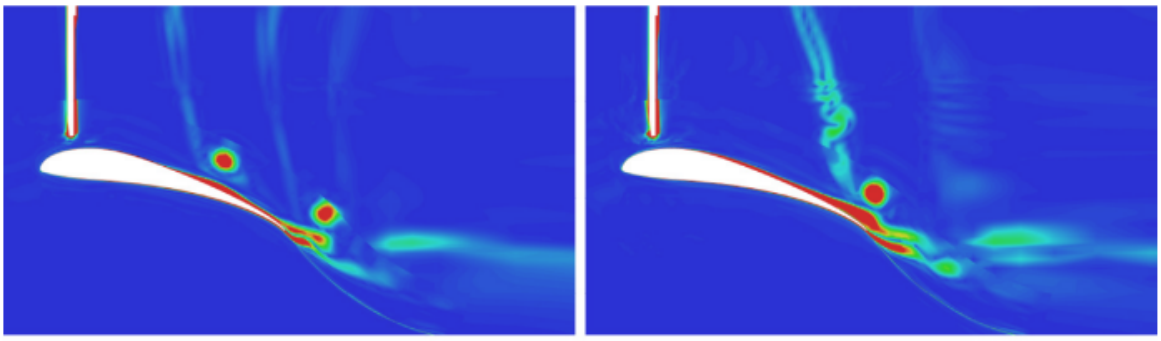


Figura 1.10 Contornos de vorticidad identificados en el trabajo de Aranake [51].

En sintonía con el desarrollo tecnológico y computacional contemporáneo, una cuarta generación de discos difusores ha comenzado a destacar por implementar, en conjunto con las simulaciones numérica, técnicas de optimización más rigurosas basadas en la inteligencia artificial. La investigación realizada por Oka et.al [52] es probablemente una de las más representativa en este ámbito. El disco difusor constaría de una sección convergente previa a la constricción y una sección divergente posterior a ella, así como de una pared adherida al diámetro externo. Los primero dos elementos se definirían a partir de curvas cuadráticas, mientras que el tercero solo haría uso de una cota de altura como variable de diseño. La optimización haría uso de un algoritmo genético que, a grandes rasgos, examinaría distintas configuraciones de forma y a partir de una función de coste, en este caso la potencia percibida, filtraría aquellas con el mejor rendimiento y las recombinaría repitiendo este ciclo. La comparativa partiría de un modelo de disco difusor predefinido con un coeficiente de potencia de 0.461, parámetro que tras la optimización ascendería hasta 0.604; ambas magnitudes tomarían al área externa del disco difusor como área de referencia para la estimación de la

potencia disponible. Entre las aportaciones más peculiares destaca el registro de la velocidad del flujo en la constricción, la cual de manera contraintuitiva se reduciría para el caso óptimo, más una posible interpretación a este hecho es que la permeabilidad se ajusta tras mejorar la sinergia entre los elementos, pues es probable que en el caso convencional una parte del flujo no logrará interactuar con los alabes.

En el entorno eólico, el diseño, desarrollo y la implementación de ductos, canalización y discos difusores sobre turbinas ha sido extensivo, sin embargo, pese a esta amplia trayectoria, tal como se puede observar en las últimas dos referencias, existen comportamientos, fenómenos e interacciones que no han sido explorados en detalle. En este contexto, se considera que aún existe un amplio margen de oportunidades para le exploración de conceptos experimentales, los cuales no tienden a reservarse a un entorno eólico, tal como se destaca a continuación.

1.3.2 Investigación en el Entorno Oceánico.

Las investigaciones relativas a la incorporación del concepto del disco difusor para el entorno marino y oceánico han sido relativamente recientes en comparación con su contraparte eólica, de tal manera que las primeras aproximaciones, valiéndose de los resultados y la experiencia previa, han omitido el desarrollo de teorías y métodos analíticos, optando en un primer término por las simulaciones numéricas y los métodos experimentales. En este sentido, las principales aportaciones provendrán del estudio del impacto tras el cambio en el fluido de trabajo.

Entre las primeras investigaciones formales destaca aquella realizado por Gaden [53] hacia 2007, en la que se propondría la incorporación de una turbina hidrocinética con un disco difusor para el aprovechamiento de la energía cinética de ríos. La geometría del disco difusor, pese a una premisa de aplicación distinta, conservaría muchas similitudes con las previamente abordadas, teniendo una primera sección cilíndrica, seguida de una apertura a 20° con una relación entre el área de salida y entrada de 1.56. La estimación del rendimiento se llevaría a cabo tras aplicar dos métodos de simulación distintos. En el primer método se haría uso de fuentes de momentum para poder simular las reacciones de la turbina, obteniendo un factor de mejora de 3.1 para la potencia. En el segundo método se emplearía la geometría explicita de la turbina a partir de una simulación con un marco de referencia móvil para recrear el efecto de la rotación e interacciones tangenciales, registrando en esta ocasión un factor de mejora igual a 1.5. Las estimaciones son el resultado de realizar el cociente entre la potencia de la turbina en el caso aislado y en el ensamble. Las diferencias no tienen un origen especifico, sin embargo, estas se atribuyen a las limitantes y particularidades de cada uno de los métodos.

Hacia 2011 Shives [54] presentaría uno de los pocos modelos analíticos desarrollados para la evaluación de turbinas hidrocinéticas en ensambles, esto tomando como base fundamental a los datos obtenidos a partir de una serie de simulaciones aplicadas a un total de 13 propuestas distintas de discos difusores. La base común a todas las geometrías correspondería a un perfil NACA 0015, sobre el cual se aplicaron modificaciones en la cuerda y en la relación de aspecto. Las predicciones para los coeficientes de potencia en el caso unidimensional se ubicaban en

un rango de 0.7 - 0.9, tomando como área de referencia al área del rotor. En un caso alterno, tomando como área de referencia al área externa de los discos difusores estas magnitudes se reducirían a un intervalo aproximado de 0.3 - 0.52. Los resultados sugerían que en una primera instancia la propuesta del disco difusor no resultaría ser tan atrayente, más se reconoció que existieron oportunidades de optimización no exploradas.

En una aproximación ligeramente distinta, Creswell et.al [55] emplearía simulaciones para describir el comportamiento de un disco difusor predefinido ante diferentes ángulos de incidencia del flujo, observando que es posible retrasar la caída del rendimiento en términos de la potencia para una amplitud ± 30° de desviación con respecto al eje de rotación, lo cual representa un umbral considerablemente más amplio que el de una turbina aislada. En el ensamble propuesto por Scherrillo [56], sin embargo, se verificaría experimentalmente que la potencia seria insensible a un rango menor de ± 10° de desviación. En esta misma investigación se definiría un factor de aumento de potencia próximo a 1.07, el cual habría tomado como área de referencia al área externa del disco difusor para la estimación de la potencia disponible. La conclusión preliminar según este parámetro implica que, por un pequeño margen, la alternativa del ensamble resulta ser más factible que la de una turbina con dimensiones equivalentes al diámetro externo del disco difusor, aunque es bastante probable que los resultados se encuentren sesgados por el factor de bloqueo. En el contexto de las investigaciones planteadas, será fácil intuir que, pese a tener el respaldo del entorno eólico, en el caso oceánico sigue sin existir un consenso sobre las métricas y metodologías correctas para la evaluación de los discos.

Continuando con esta línea de investigación enfocada en las aproximaciones experimentales, Reinecke [57] propondría un prototipo con un elevado valor para el cociente entre el área de entrada y salida de 3.29 como característica diferencia (Figura 1.11a). El autor parametrizaría la sección transversal a partir de puntos de control generando un segmento similar a un spline, el cual posteriormente seria analizado computacionalmente y optimizado mediante un método SQM. El incremento de la potencia se registraría en un factor de 4.0, con una producción neta del ensamble de 1512 W, en contraste con los 378 W correspondientes a la turbina aislada; los coeficientes de potencia asociados serian de 1.76 y 0.44 respectivamente. En un estudio presentado de manera simultánea Sun & Kyozuka [58] emplearían un prototipo de turbina de 30 cm de diámetro y un difusor con una ligera apertura rematada con una pared vertical de 30.8 mm; la relación de áreas no se reporta explícitamente. En la zona de contracción la velocidad del fluido aumentaría un 45% en comparación con las condiciones de flujo libre, en tanto, el coeficiente de potencia máximo registrado seria de 0.88, lo que corresponde a aproximadamente 2.5 veces la potencia de la turbina estándar.

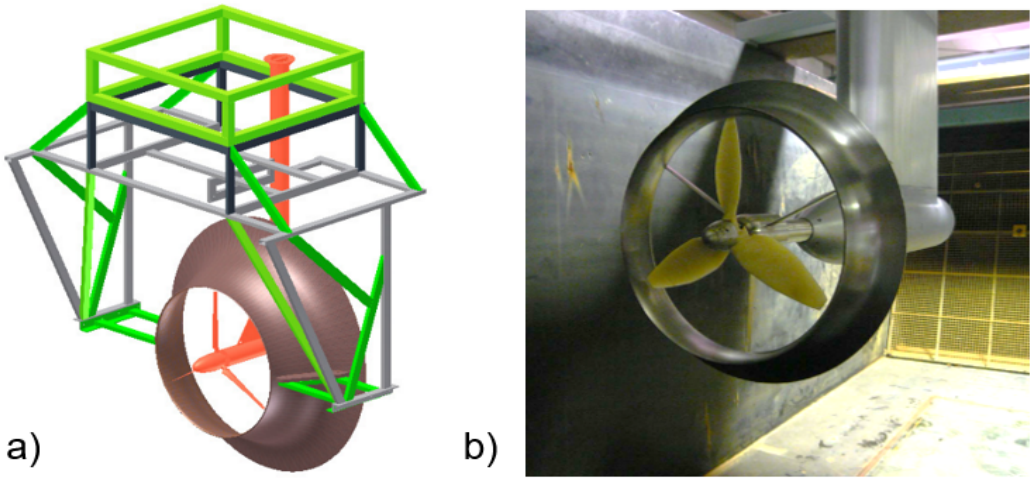


Figura 1.11 Prototipos de discos difusores para turbinas hidrocinética. a) Reinecke *[57]* . b) Sun & Kyozuka *[58].*

En 2012 Lokocz [59] realizaría la valoración de un disco difusor construido a partir de un perfil NACA 4412 (Figura 1.12a). En esta ocasión, los resultados experimentales sugerirían un decremento en el coeficiente de potencia, el cual partirían desde 0.44 para el caso de la turbina aislada a 0.40 tras la incorporación del ducto; relegando así una estimación teórica previa que planteaba un valor próximo a 0.65. El principal aspecto sobre el cual se puede generar discusión es la forma elegida para el disco difusor, pues el ángulo de incidencia del perfil, establecido en -1.0°, tendería a limitar considerablemente la sustentación. En adición, una relación de áreas de apenas 1.07 no supondría un efecto real en términos de las capacidades para generar un mezclado de flujos eficiente sobre la estela cercana.

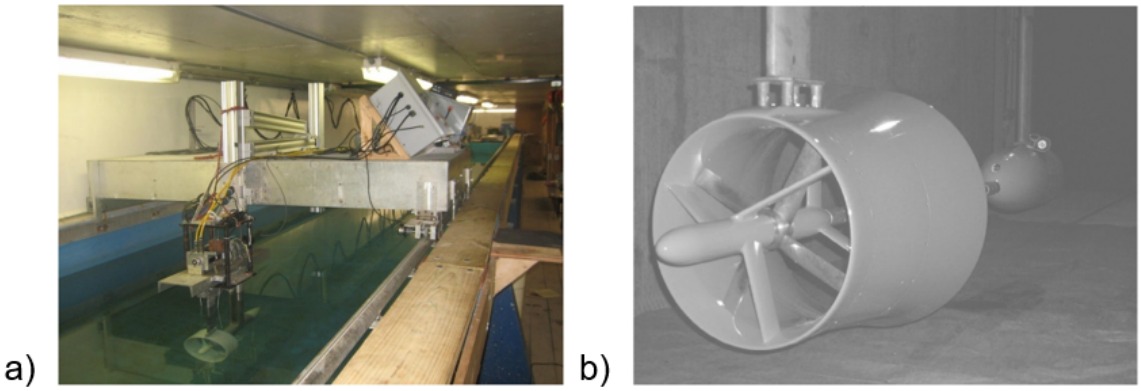


Figura 1.12 Prototipos de discos difusores para turbinas hidrocinéticas. a) Lokocz [59]. b) Luquet et.al [60].

Mas tarde hacia el año de 2013, Luquet et.al [60] presentaría su investigación en la que exploró los beneficios y las desventajas del concepto de disco difusor aplicado a una estructura atípica en comparación con los prototipos planteados con anterioridad. El punto de partida fue la optimización experimental de un ensamble entre una turbina hidrocinética y un disco difusor (Figura 1.12b). La propuesta pretendería ser la base fundamental para el establecimiento de un arreglo dual en rotación libre alrededor de un eje vertical, el cual tendría la capacidad de orientarse de manera pasiva en dirección con la corriente. En un estado aislado, el ducto

registraría un factor de velocidad de flujo de 2.0, el cual se define con el cociente entre la velocidad en la contracción y las condiciones de flujo libre; este mismo factor se reduciría a 1.40, tras la intervención de la turbina. El valor óptimo para el coeficiente de potencia estimado fue de 0.64, sin embargo, es necesario destacar que debido a que no fueron introducidas restricciones sobre las dimensiones del rotor, estas resultarían ser excesivas, precisando de una drástica reducción para así no comprometer la viabilidad económica.

Entre las ultimas aproximaciones experimentales destaca la realizada por Shahsavarifard [45], autor que evaluaría dos prototipos de difusores, el primero con una apertura lineal y el segundo con una constricción formada por dos secciones rectas. Los factores de incremento, determinados por el cociente entre la potencia de la turbina en ensamble y la turbina aislada, presentarían valores máximos de 1.75 y 1.37 para el primer y el segundo difusor respectivamente. Entre las conclusiones más relevantes destaca el hecho de que pareciese ser que la constricción no aporta ventajas practicas al rendimiento y que la apertura lineal incentiva un mejor mezclado de flujos reduciendo la presión estática posterior al rotor, sin embargo, el coste por este efecto es un notable incremento en el empuje. En las mediciones experimentales se buscaría corregir las desviaciones introducidas por el bloqueo, más se destaca que los métodos empleados no garantizan la independencia de los resultados.

En un panorama alternos es necesario destacar el desarrollo técnico de una variante de ductos de tipo bidireccional implementados en primicia para el entorno de la energía oceánica; estos dispositivos a pesar de variar en el factor de forma conservan grandes similitudes con su contraparte unidireccional. El primer gran proyecto de generación, denominado Lunar Energy pretendería hacia el año 2007 la instalación de un arreglo de turbinas canalizadas a escala comercial; esto según la información reportada en [16]. La turbina de la Figura 1.13a fue ideada tomando en consideración una construcción modular que daría cabida a una reducción de los costos de mantenimiento, mientras que la estructura del ducto se encargaría de atenuar los efectos producidos por la incidencia de flujos con cierta desviación angular con respecto al eje central de rotación. Los beneficios teóricos, desafortunadamente, no lograrían ser validados a causa de inconvenientes en la materialización de un prototipo funcional a escala, ligados principalmente a factores económicos relativos a la manufactura.

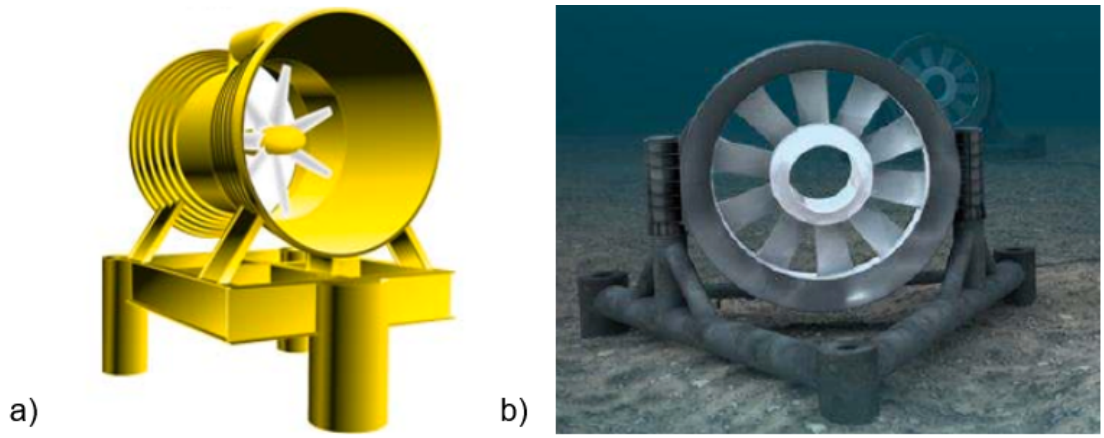


Figura 1.13 Prototipos de turbinas empleando ductos bidireccionales. a) Lunar Energy. b) Open Hydro *[61].*

La propuesta realizada por la compañía OpenHydro [61] presentaría un panorama más favorable, puesto que en conjunto con el Centro Europeo de Energía Marina (EMEC, por sus siglas del inglés), esta se mantendría activa desde el 2006 hasta el 2018 en un ciclo de investigación y desarrollo continuo. La principal particularidad planteada, omitiendo el ducto, es una distribución de las aspas que permitía una apertura central, a través de la cual, se minimizarían las probabilidades de impacto con la fauna marina (Figura 1.13b). La primera turbina estuvo compuesta por un total de 16 alabes y contaría con una potencia nominal próxima a los 250 kW, la cual sería suministrada por medio de un generador eléctrico de imanes permanentes, prescindiendo este modo, del montaje de un sistema de transmisión por engranajes [62].

El trabajo realizado alrededor de este proyecto denominado Open Hydro contaría con la participación de distintos autores. En lo que respecta al diseño del ducto bidireccional Belloni [16] estudiaría el efecto de una canalización lineal complementada por una sección convergente y una divergente, ambas con un factor entre las áreas de expansión y contracción de 1.51. Dicha geometría fue aplicada tanto para un rotor convencional como uno con apertura central a partir de una similitud establecida mediante un modelo de disco actuador permeable, registrando una reducción de la densidad de potencia del 37 % y 45 % para cada uno de los respectivos casos; esto último en comparación con una turbina aislada operando en flujo axial y un diámetro afín a la sección transversal externa del ducto. En condiciones de desviación de flujo en un rango de 20° a 30°, por otra parte, se demostraría un aumento del 30% sobre la potencia de referencia para el caso aislado, evidenciando que esta propuesta resultaría ser más favorable para corriente que presenten variaciones significativas en su dirección.

En trabajos posteriores Belloni et.al [63] validaría los resultados previamente planteados utilizando un modelo RANS en conjunto con el método del elemento del aspa. El ducto bidireccional incluiría pequeñas modificaciones, sin embargo, la implementación nuevamente no reportaría un incremento sustancial en la eficiencia energética ligada a la potencia. La evaluación de las curvas de densidad de potencia contra velocidad angular, en cambio, permitirían determinar que la extracción optima de potencia tiende a establecerse a una menor

rotación en comparación con una turbina estándar. El autor concluiría de esta manera que, la forma específica del ducto da cabida a la conversión de potencia a partir del efecto mayoritario del empuje axial. En años posteriores Allsop et.al [64] retomaría las geometrías de los ductos previamente reportadas, realizando un análisis para un flujo enteramente axial. El rendimiento incrementaría en torno a un 25% en contraste con el coeficiente de potencia máximo alcanzado por el dispositivo de manera aislada. Los resultados diferidos se asumen de este modo por el marco de referencia sobre el que fueron realizadas las comparaciones.

Los dos últimos grandes proyectos de investigación relacionados a esta temática vendrían de la mano de las compañías Clean Current Power Systems y Atlantis Resource Corporation [16]. En el primer escenario, una turbina marina de 5 m de diámetro y 65 kW de potencia nominal, patentada y desarrollada por Davis et.al [65], seria provista de soporte técnico y sometida a pruebas de rendimiento durante el periodo comprendido entre los años de 2006 y 2012. En el segundo escenario, una variante de turbina de eje horizontal de 500 kW de potencia se instalaría en las costas de Singapur, prestando servicio en corrientes cuyo flujo libre ascendía hasta los 2.4 ms^{-1} [66]. Las referencias bibliográficas que describen la metodología para el diseño de estos ductos son escasas, con un panorama en el que el subsecuente desarrollo y optimización fue relegado en favor de su contraparte unidireccional y de las turbinas convencionales.

El ducto bidireccional como mecanismo complementario para incrementar la potencia captada por una turbina marina adquirió una enorme relevancia, aun por encima de otras propuestas emergentes, sin embargo, desde etapas tempranas existiría cierta incertidumbre relacionada a la factibilidad económica. El primer inconveniente se origina en los elevados costos relativos a la manufactura de los ductos, temática que es bastante discutida en el caso unidireccional y que, para esta variante tiende a agravarse debido a un incremento en las dimensiones. En segundo orden se encuentra la instalación que, si bien se presenta modular, resulta más restrictiva si es comparada con otras alternativas. El tipo de anclaje, en la mayoría de los casos, tiene que ser a nivel del suelo marino, limitando de esta manera la selección de los sitios de aprovechamiento. Finalmente, la información técnica para plantear la instalación de grandes arreglos es escasa, en adición a que no se ha sido explorado a detalle el comportamiento de la estela, ni el espaciamiento entre dispositivos requerido para este tipo de escenarios. En contraste con las propuestas unidireccionales, el panorama pareciese ser más complejo.

En el transcurso de estos dos últimos apartados relativos a las aportaciones históricas, es fácil observar que cada autor desarrollaría su trabajo empleando métricas distintas, tanto para el diseño como para la evaluación de las propuestas, por lo cual es complicado establecer comparativas evidentes al carecer de una base técnica consistente. En cada una de las referencias presentadas se pretendería esclarecer las particularidades de los resultados presentados, más una aportación considerable será el remitir a los trabajos de Belloni [16] y Shahsavarifard [45], autores que presentarían un condensado de las investigaciones,

adaptando ciertas variables con la finalidad de poder establecer una equivalencia y así poder contrastar las distintas propuestas. En un estricto sentido, la validez de esta última aportación solo es parcial, pues como se demostrará en el siguiente capitulo, las implicaciones técnicas que conlleva el diseño y la evaluación de una turbina y disco difusor y su consecuente ensamble, son extensas y responden a las condiciones particulares que se planteen para cada investigación

Capítulo 2

Marco Teórico.

El diseño integral de una turbina cinética requiere una amplia gama de conocimientos técnicos y una serie de metodologías interdisciplinares inherentes al campo de la ingeniería, las cuales permitan la generación de una sinergia operativa entre elementos aerodinámicos, mecánico y eléctricos; sin mencionar los aspectos derivados de la manufactura, instalación, control y evaluación económica y ambiental. En las tempranas del desarrollo, enfocadas en la determinación de la geometría de las aspas del rotor, resulta conveniente realizar una deconstrucción del problema para evadir este intricado panorama. La dinámica de actuación de la turbina, de una manera preliminar, responderá únicamente a la interacción entre el fluido y una estructura no definida mecánicamente, haciendo omisión a los efectos ligados a la selección de los materiales. La motivación tras este planteamiento reside en la generación de una etapa de refinamiento, previa a la aplicación de soluciones más pragmáticas.

En el presente capitulo, la dinámica operativa de una turbina será descrita a través de la teoría del elemento del aspa, asociada usualmente al acronímico BEMT por su definición del inglés: Blade Element Momentum Theory. La base fundamental de la metodología derivada de esta teoría es la discretización de los efectos producidos por la interacción entra la geometría del rotor y un fluido en movimiento. La inclusión de teorías complementarias cobra relevancia en la estimación de los parámetros polares del arrastre y la sustentación de los perfiles, así como las estimaciones inherentes a los factores de perdida en raíz y punta en el mismo alabe. La fiabilidad de dicha metodología ha sido verificada, tanto por modelos basados en la dinámica computacional de fluidos como por la experimentación a escala de laboratorio y en sitio, denotando su enorme potencial como herramienta de diseño [67].

En lo que respecta a la estimación del rendimiento de los discos difusores esta se presentará con base en las propuestas elaboradas por diferentes autores en el marco de esta línea de investigación, no obstante, se buscará la practicidad técnica. En este mismo sentido, la propuesta geométrica tendrá como fin la reducción de parámetros para la generación de prototipos sintetizados que sirva como un primer acercamiento al problema. En cuanto a la temática relativa a la interacción derivada del ensamble de la turbina y el disco difusor, esta no será abordada a partir de un enfoque analítico, sino más bien practico a partir de la aplicación de simulaciones computacionales, sin embargo, este hecho no indica que deba prescindirse de una base teórica para el modelado a través de un software especializado. Debido a esto, en la última sección de este capítulo se realizará una breve recopilación de los lineamientos más importantes dentro del proceso de simulación computacional de fluidos.

Finalmente, resulta necesario denotar que la descripción técnica de una gran parte de los modelos matemáticos presentados fue concebida a partir del aire como fluido de trabajo. El entorno físico fue planteado para un caso de aplicación eólica, sin embargo, la conceptualización de una turbina hidrocinética resulta de un proceder análogo, por tanto, la mayoría de los paradigmas de diseño, análisis y evaluación son conservados, teniendo en cuenta los cambios que representa la operación en un entorno oceánico. Las discrepancias especificas se discuten a detalle en el presente y posteriores capítulos.

2.1 Diseño de Turbinas.

El análisis de las variaciones unidimensionales de momentum dentro de un flujo fue un concepto presentado de manera inédita por Froude & Rankine hace aproximadamente 100 años. La teoría, diseñada originalmente para determinar los efectos de la propulsión en el sector del transporte marítimo, ofrecería un sustento para la concepción de variadas máquinas de carácter rotativo [68]. Hacia 1920, Betz [33] adaptaría y reformularía esta teoría para poder explicar la dinámica operativa de una turbina eólica aplicada al sector energético, reconociendo en su trabajo a una de las primeras aproximaciones analíticas capaces de realizar una rigurosa interpretación de los fenómenos fiscos. Desde una perspectiva preliminar, en siguiente apartado se presentará una breve explicación de los fundamentos teóricos tras el proceso de extracción de energía, teniendo como objetivo prioritario la estimación idealizada de los límites del rendimiento, su desarrollo técnico y sus correspondiente implicaciones.

2.1.1 Disco Actuador Unidimensional.

El primer recurso analítico empleado por Betz [33] para deconstruir las relaciones paramétricas en el proceso de la extracción de energía fue la adopción de un esquema unidimensional La metodología definida a partir de esta premisa relega la utilización de complejas abstracciones matemáticas y, en su lugar se enfoca de manera puntual en el establecimiento de balances de masa y energía que permitan comprender el funcionamiento del dispositivo a partir de una división de etapas interdependientes. La secuencia algebraica que es descrita a continuación tiene por objetivo describir dichas etapas y definir los limites teóricos relativos al óptimo rendimiento de una turbina eólica de eje horizontal. La nomenclatura y simbología que es adoptada es relativa al trabajo presentado por Burton et.al [36].

El punto de partida, como es mencionado previamente, será la asimilación de los principios de conservación de masa y energía dentro de un tubo de corriente, región en la que el comportamiento del flujo se considera uniforme, permitiendo de esta manera idealizar el problema a lo largo de tres etapas distintas. En la primera etapa del análisis, desarrollada en una zona anterior a la turbina, el viento incidente pierde velocidad conforme se acerca al rotor. La magnitud de la presión, en contraste, aumentará debido a los efectos impuestos por la conservación de energía aplicada a un flujo isentrópico. La masa del fluido, a expensas de la incompresibilidad, ajusta las dimensiones del tubo de corriente a través de una ligera

expansión. En la segunda etapa, desarrollada en las inmediaciones del rotor, es realizado el proceso de extracción de la energía, el cual es representado por una abrupta caída en la presión del fluido. Finalmente, durante la última etapa en la región posterior a la turbina se llevará a cabo una compensación del déficit de presión a expensas de la energía cinética; debido a esto, la velocidad del fluido se reducirá nuevamente y como consecuencia el tubo de corriente se expandirá por segunda ocasión. La presión en las zonas anterior y posterior a la turbina, idealmente se deberán equiparar a la presión ambiental de operación.

La representación de la turbina dentro de esta teoría se realizará por medio de una herramienta conceptual, conocida usualmente como disco actuador permeable, el cual tendrá la capacidad de reproducir el fenómeno de transferencia de energía de manera simplificada a través de un decremento uniforme en la presión del fluido. El disco actuador, al ser considerado un dispositivo teórico no presentará una interacción estricta con el fluido, de tal manera que fenómenos físicos como la vorticidad o turbulencia son omitidos. En el plano experimental, este tipo de discos han sido adaptados e implementados en sustitución de las turbinas, asumiendo que el parámetro de empuje axial será el principal referente para evaluar el rendimiento energético [14] [15]. Adicionalmente, las implicaciones inherentes a la presencia de componentes angulares sobre la velocidad son relegadas en esta primera aproximación.

En la ecuación (2.1) se relacionan algebraicamente, a partir del principio de conservación del flujo másico, las 3 etapas características según la disposición esquemática establecida en la Figura 1.3b. En el primer conjunto, A_∞ y U_∞ representan respectivamente al área del tubo de corriente y la velocidad sobre el plano correspondiente a las condiciones de flujo libre; de una manera análoga, el segundo conjunto se vincula al plano del disco actuador y el tercer conjunto al plano de la estela lejana. En lo que respecta a la densidad ρ, esta se considerará constante.

$$\rho A_\infty U_\infty = \rho A_D U_D = \rho A_w U_w \tag{2.1}$$

La presencia del disco actuador inducirá variaciones de velocidad que serán superpuestas al flujo libre, ocasionando que este sea ralentizado. La reducción relativa es cuantificada a partir de una variable a, conocida como factor de inducción axial. La relación entre la velocidad en el plano del disco y la velocidad de flujo libre se puede describir a través de la ecuación (2.2).

$$U_D = U_\infty(1 - a) \tag{2.2}$$

Desde una perspectiva preliminar, es posible cuantificar el empuje dentro del volumen de control a partir del producto del flujo másico y la diferencia de velocidad entre la entrada y salida del tubo de corriente. La estimación del flujo másico, dadas las condiciones de incompresibilidad, podrá ser realizada en cualquier sección transversal perteneciente al tubo de corriente. En la ecuación (2.3) la estimación del empuje T, pese a representar al dominio completo, se asociará provisionalmente a una zona que es contigua al disco actuador.

$$T = (U_\infty - U_w)\rho A_D U_D \tag{2.3}$$

Desde una perspectiva local, el empuje también podrá interpretarse como la diferencia entre una presión P_D^+ y una presión P_D^-, ubicadas en las zonas anterior y posterior al disco actuador; esto fundamentado en el hecho de que la superficie del tubo de corriente se encuentra rodeada de fluido y en consecuencia, experimenta una fuerza neta nula en sus fronteras. En la ecuación (2.4) el empuje se formula a partir de las dos perspectivas abordadas previamente.

$$(P_D^+ - P_D^-)A_D = (U_\infty - U_w)\rho A_D U_\infty (1 - a) \tag{2.4}$$

La magnitud de las presiones puede ser obtenida a partir de la ecuación de Bernoulli, la cual es aplicada de manera independiente a las zonas anterior y posterior a la turbina, sin embargo, este análisis no es válido en la transición. El principio de Bernoulli planteado en la ecuación (2.5) es empleado dentro de la mecánica de fluidos para el análisis isentrópico estableciendo que, bajo condiciones estacionarias la energía total de un flujo puede subdividirse en tres componentes elementales: la energía cinética, de presión estática y gravitacional; esto teniendo en cuenta que ningún trabajo es realizado en o por el fluido [69].

$$\frac{1}{2}\rho U^2 + p + \rho g h = constante \tag{2.5}$$

En la zona anterior, asumiendo que las variaciones ocasionadas por la altura h son mínimas y la gravedad g es invariante, el balance resultante se presenta a continuación.

$$\frac{1}{2}\rho_\infty U_\infty^2 + p_\infty = \frac{1}{2}\rho_D U_D^2 + P_D^+ \tag{2.6}$$

De manera similar para la zona posterior se obtendrá la siguiente igualdad.

$$\frac{1}{2}\rho_w U_w^2 + p_w = \frac{1}{2}\rho_D U_D^2 + P_D^- \tag{2.7}$$

Estableciendo una diferencia entre la ecuación (2.6) y ecuación (2.7) es posible determinar el decremento de la presión en función de las velocidades; esto tras asumir que la densidad es constante y que la presión en la estela p_w logra equipararse a la presión de flujo libre p_∞.

$$(P_D^+ - P_D^-) = \frac{1}{2}\rho(U_\infty^2 - U_w^2) \tag{2.8}$$

Simplificando la igualdad establecida entre la ecuación (2.4) y ecuación (2.8) es posible determinar un parámetro análogo al presentado por la ecuación (2.2) para estimar la velocidad de la estela a través del mismo factor de inducción axial

$$\frac{1}{2}\rho(U_\infty^2 - U_w^2)A_D = (U_\infty - U_w)\rho A_D U_\infty(1-a) \tag{2.9}$$

En la ecuación (2.10) se observa que la velocidad del flujo en la estela registrará el doble de perdidas en términos de la inducción axial, en contraste con la velocidad en el plano del disco; de esta manera, es posible reconocer un comportamiento lineal para las perdidas.

$$U_w = U_\infty(1-2a) \tag{2.10}$$

El empuje sobre el fluido es reformulado, sustituyendo la ecuación (2.10) en la ecuación (2.4).

$$T = (P_D^+ - P_D^-)A_D = 2\rho A_D U_\infty^2 a(1-a) \tag{2.11}$$

La fuerza de empuje al ser estimada en las inmediaciones del disco actuador permitirá generar una expresión para la potencia P, que corresponda al producto entre dicha fuerza y la velocidad del flujo correspondiente al plano del disco actuador.

$$P = TU_D = 2\rho A_D U_\infty^3 a(1-a)^2 \tag{2.12}$$

La estimación de la potencia usualmente es presentada a través de un parámetro adimensional conocido como coeficiente de potencial C_p, el cual se define como la razón entre la potencia captada por el disco actuador unidimensional y la potencia ideal de la corriente, tal como se puede observar en la ecuación (2.13).

$$C_p = \frac{2\rho A_D U_\infty^3 a(1-a)^2}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^3 A_D} = 4a(1-a)^2 \tag{2.13}$$

El coeficiente de empuje C_T es obtenido de manera semejante por medio de la ecuación (2.14).

$$C_T = \frac{2\rho A_D U_\infty^2 a(1-a)}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 A_D} = 4a(1-a) \tag{2.14}$$

Los valores máximos para los coeficientes de potencia y empuje son obtenidos realizando el cálculo de las derivadas con respecto al factor de inducción axial. El valor para el coeficiente de potencia máximo se posiciona en torno a C_p = 16/27, mientras que para el coeficiente de empuje en C_T = 8/9; ambos con un valor de inducción axial a = 1/3. En la Figura 2.1 se explora gráficamente el comportamiento de estos parámetros.

En un entorno idealizado, al valor máximo para el coeficiente de potencia se le conoce usualmente como límite de Betz y establece el máximo aprovechamiento energético de un flujo. La imposibilidad para recolectar toda la energía del fluido cabe mencionar, no procede de deficiencias en el diseño de los dispositivos, puesto que en el modelo de disco actuador no

toma en cuenta ninguno de estos aspectos, más bien, se origina en el fenómeno de la expansión del tubo de corriente. En un estricto sentido, no hay implementaciones de turbinas eólicas, o en el caso oceánico hidrocinéticas, que sean capaces de superar esta imposición.

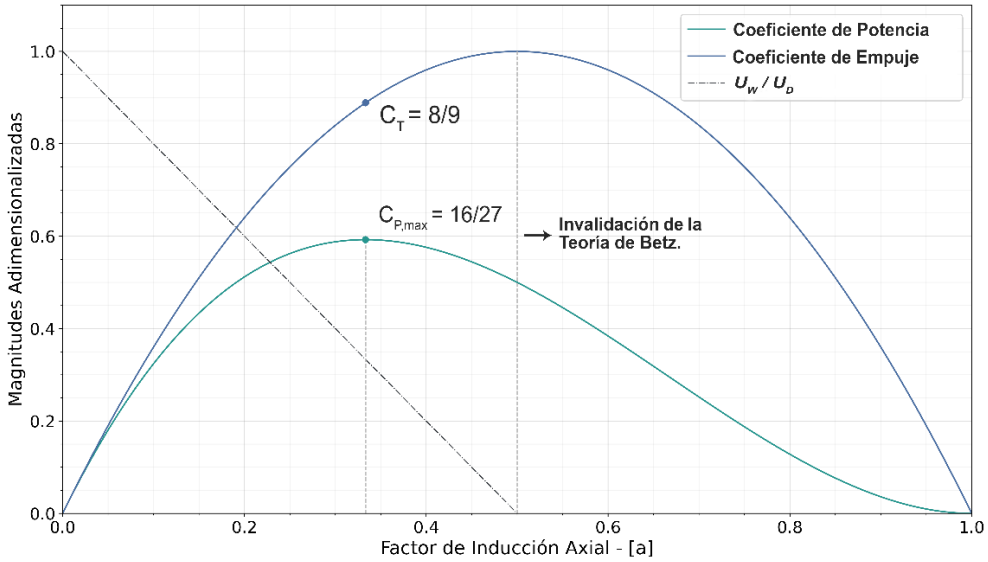


Figura 2.1 Coeficientes de potencia y empuje en función del factor de inducción axial. Adaptada de [70] .

Examinando la teoría es posible notar ciertos inconvenientes cuando la magnitud del factor de inducción axial es superior a 0.5, específicamente en la velocidad de la estela que es anulada, tal como se presenta en la ecuación (2.10). Los parámetros adimensionales para la potencia y el empuje pueden ser estimados más allá de este margen, sin embargo, la manifestación física de estos escenarios sugiere que el fluido experimentara un estancamiento conforme se acerca al punto de máximo empuje. Dicho inconveniente es incorporado a la teoría a partir de una correlación empírica conocida como factor de corrección de Glauert, misma que es presentada por Letcher [68] a través de la ecuación (2.15).

$$Para\ a \geq 0.3\ ; \qquad C_T = 4a\left(1 - \frac{1}{4}(5 - 3a)a\right) \tag{2.15}$$

En el caso del análisis eólico, el considerar al aire como un fluido incompresible derivará en ciertas simplificaciones, que, en el caso oceánico aún se conservarán debido a que el agua se considera prácticamente incompresible para estas aplicaciones.

2.1.2 Rotación Ideal de Estela.

El modelo unidimensional de extracción de energía, expuesto con anterioridad, representó una pieza fundamental para asimilar el funcionamiento conceptual de una turbina cinética, pese a esto, es importante mencionar que presenta ciertas deficiencias con respecto a la estimación de la energía captada y, consecuentemente en las perdidas asociadas. El flujo que interactúa en el tubo de corriente ha sido idealizado de manera que no manifiesta ningún efecto asociado

a la rotación de la turbina, hecho por el cual, estimar el rendimiento únicamente en función del empuje axial registrado a través de un disco permeable es un error cuestionable más allá de las simplificaciones del modelo.

El siguiente nivel de abstracción, en favor de subsanar esta problemática, visualizará al dispositivo extractor como un rotor con un numero especifico de palas, las cuales desarrollan una velocidad angular alrededor de un eje horizontal que se encuentra orientado de manera normal al plano del rotor y paralela a la dirección del viento. El dispositivo experimentará un torque en el sentido de la rotación, mismo que se opondrá al torque que el generador ejerce, permitiendo que dicho trabajo sea convertido en energía eléctrica. La principal consecuencia sobre la estela será la rotación del flujo en sentido opuesto al giro de las aspas [36]. La estela mantendrá su rotación exhibiendo un patrón helicoidal mientras se desplaza axialmente y, eventualmente en una zona posterior distante a la turbina comenzará un proceso de expansión que seguidamente derivará en la disipación (Figura 2.2a)

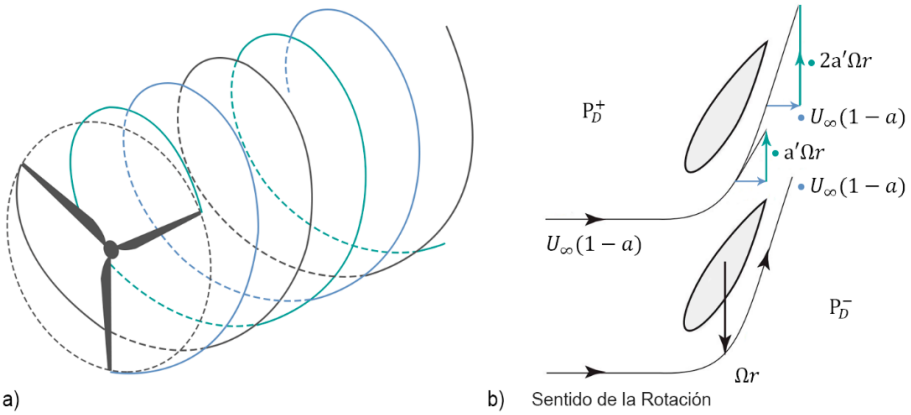


Figura 2.2 Rotación de estela. a) Esquema de proyección helicoidal. b) Velocidad tangencial vista desde una sección transversal del aspa. Adaptada de [36] .

La rotación de la estela promoverá indirectamente una aceleración tangencial en el fluido al ser oprimido entre las aspas en movimiento, dicho efecto adquiere una enorme relevancia en las regiones próximas a la raíz del rotor y tiende a disminuir cuando aumenta la distancia radial; esto debido a un decremento del volumen de interacción en las secciones anulares al extremo del aspa. La proporción en la cual se determinan las variaciones introducidas es referida a un factor de inducción tangencial a' [36]. En la ecuación (2.16), donde Ω representa la velocidad angular y r la posición radial, se presenta una estimación para la velocidad tangencial.

$$U_{tang} = \Omega r(1 + a') \qquad (2.16)$$

En la región anterior a la turbina el fluido no tiende a exteriorizar una remarcada tendencia a desarrollar componentes tangenciales de velocidad, en consecuencia, es considerado puramente axial. En el plano de salida del aspa, en cambio, se registrará una variación tangencial en la velocidad que es equivalente al doble de la velocidad angular multiplicada por la inducción tangencial en la forma $2r\Omega a'$. En el plano correspondiente a la mitad del espesor

del aspa dicha variación se cuantificará únicamente en $r\Omega a'$ (Figura 2.2b). La energía cedida para manifestar esta aceleración puede considerarse una perdida, dada la incapacidad de poder ser aprovechada nuevamente para generar un movimiento sobre el rotor.

La estimación de la velocidad tangencial, dado que ahora la turbina cuenta con una geometría de referencia basada en los alabes, es dependiente de la posición radial. Las reacciones asociadas a esta variable, pese a calcularse de manera puntual, usualmente son presentadas en términos de superficies anulares; de esta manera, el torque se formula como la suma ponderada de las reacciones producidas en cada porción anular [70]. En términos técnicos, el torque δQ se reconoce como una razón de cambio del momento angular del fluido con respecto al tiempo, tal como se expresa en su forma diferencial dentro de la ecuación (2.17)

$$\delta Q = \rho \delta A_D U_\infty (1-a) 2\Omega a' r^2 \qquad (2.17)$$

La potencia δP a su vez es reformulada en función del torque a través de la ecuación (2.18).

$$\delta P = \delta Q \Omega \qquad (2.18)$$

El adoptar una geometría específica para las secciones transversales de los alabes, adicionalmente implica la estimación de perdidas relativas al factor de forma, relación de aspecto, arrastre aerodinámico, desprendimiento de la capa limite y turbulencia. El pretender una explicación estricta de dichas deficiencias suele evidenciar un aumento en la complejidad del problema, debido principalmente a los intricados patrones que el flujo presenta, mismos que no responden adecuadamente ante las aproximaciones analíticas, no obstante, es posible ahondar de manera rigurosa en dicha temática a partir del trabajo presentado por Branlard [71].

La premisa referida a la segmentación anular de los efectos de una turbina para una determinación integral de los parámetros es esencial para el desarrollo del subsecuente apartado. Los efectos derivados de la inducción axial, tangencial y de la rotación de la estela son incorporados mediante el método BEM en favor de un diseño óptimo de las geometrías del aspa.

2.1.3 Método Analítico BEM.

El método de momentum sobre el elemento del aspa, o bien blade element momentum por su definición del inglés, es un recurso teórico aplicado al diseño de las turbinas cuyo enfoque es la extrapolación de las interacciones bidimensionales, originadas en las secciones transversales del aspa, para describir las reacciones tridimensionales de un rotor operando dentro de un flujo estacionario. La metodología fue desarrollada originalmente para el estudio de hélices de propulsión y tal como es descrito por Glauert [72], esta corresponde a una generalización de la teoría del momentum unidimensional.

El principio fundamental de este método es la inclusión de perfiles aerodinámicos, o bien perfiles hidrodinámicos, dentro de la estructura de los alabes del rotor. La forma tridimensional del aspa es discretizada en número finito de posiciones radiales, o estaciones de diseño, en donde se estiman las cargas parciales que posteriormente servirán para determinar el empuje y torque, los cuales representan las principales reacciones globales. Adicionalmente, se anexa una etapa que delimitará la influencia de los efectos de la rotación de la estela a lo largo del aspa, así como su contribución a las perdidas sobre el rendimiento.

El fluido en esta ocasión será descrito a partir de sus componentes axiales y tangenciales, en consecuencia, es necesario redefinirlo desde una perspectiva vectorial [68] . En posición operativa, el flujo relativo que interactúa con los perfiles se define tomando en cuenta tanto las velocidades como sus variaciones introducidas por los factores de inducción. En la Figura 2.3a se puede observar una representación vectorial en un sentido de rotación positivo.

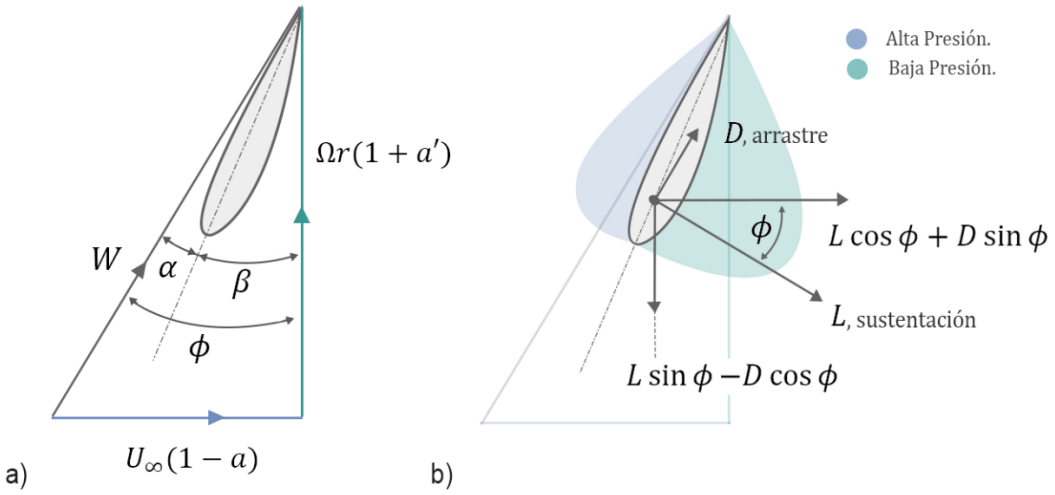


Figura 2.3. Esquemas de velocidad para las secciones transversales del aspa. a) Triangulo de velocidades para el elemento del aspa. b) Descomposición de las fuerzas. Adaptadas de [36].

La velocidad del flujo relativo W se podrá determinar por medio de la ecuación (2.19).

$$W = \sqrt{\left(U_\infty(1-a)\right)^2 + \left(\Omega r(1+a')\right)^2} \tag{2.19}$$

El vector W actuará sobre un ángulo de incidencia ϕ, el cual es medido con respecto al plano de rotación. La velocidad tangencial, por otra parte, resulta del producto entre el radio relativo y la velocidad angular del rotor, reconociendo una dependencia que dicta, de manera preliminar, que tanto su magnitud como su orientación variaran a lo largo del aspa. Los efectos derivados de este hecho son discutidos a detalle en apartados posteriores. En la ecuación (2.20) se definen las principales relaciones trigonométricas derivadas del triángulo de velocidades.

$$\tan\phi = \left(\frac{U_\infty(1-a)}{r\Omega(1+a')}\right); \qquad \sin\phi = \frac{U_\infty(1-a)}{W}; \qquad \cos\phi = \frac{r\Omega(1+a')}{W} \tag{2.20}$$

De manera complementaria, el método emplea dos ángulos adicionales que permitan describir en su totalidad la posición y las características dinámicas asociadas al elemento del aspa. El primer ángulo corresponde a la medición entre el vector de viento relativo y la línea de cuerda del perfil y es denominado como ángulo de ataque α. El segundo es un ángulo complementario medido entre el plano de rotación y la línea de cuerda, conocido comúnmente como ángulo de torsión β (Figura 2.3a). En la ecuación (2.21) se establece la relación entre dichos ángulos.

$$\alpha = \phi - \beta \tag{2.21}$$

El ángulo de ataque como parámetro técnico resulta trascendental entre aquellos mencionados con anterioridad, debido principalmente a que dé él se derivan las magnitudes de la sustentación, arrastre y momento aerodinámico, las cuales indirectamente promueven el empuje y el torque en el rotor. El arrastre se proyecta paralelo a la dirección del viento relativo, mientras la sustentación lo hará de manera perpendicular (Figura 2.3b). En el caso del momento, este se presenta cuando la fuerza aerodinámica neta, inherente a la composición vectorial del arrastre y sustentación, no es aplicada directamente sobre un centro de presiones, permitiendo así la generación de un momento que puede ser tanto negativo como positivo; este parámetro se conoce también como momento de cabeceo y es relevante para la determinación de la torsión estructural que el alabe experimenta.

El conjunto de fuerzas y reacciones aerodinámicas, o en su caso hidrodinámicas, son el resultado de las variaciones de presión alrededor de la superficie del perfil. Estas incidencias son interpretadas y modeladas, desde un panorama básico, a partir de la teoría de secciones de alas, tal como es descrito en el trabajo presentado por Pope [73] . En dicha teoría se combinan las premisas relativas a un flujo isentrópico en conjunto con el principio de Bernoulli para poder determinar la circulación de flujo sobre las líneas de corriente que rodean al perfil, permitiendo un registro de la velocidad experimentada y consecuentemente de la presión.

En un entorno más práctico, el comportamiento de un perfil suele describirse a través de las curvas polares, en las cuales se registrarán las variaciones en la sustentación y el arrastre con respecto al ángulo de ataque. En el primer caso, la sustentación tiende a incrementar conforme lo hace el ángulo de ataque hasta alcanzar un valor máximo, que se restringe por el desarrollo de un gradiente de presiones adverso en el extradós; este punto de inflexión suele conocerse como ángulo de entrada en perdida. El principal fenómeno asociado será el desprendimiento de la capa limite, el cual propicia un aumento significativo del arrastre y en consecuencia una mayor disipación de la energía asociada a este parámetro, impidiendo así que la sustentación se incremente indefinidamente.

En el segundo caso, el patrón correspondiente a la curva polar es relativamente sencillo, ya que el arrastre se intensificará conforme aumenta el ángulo de ataque, reduciendo únicamente cuando se supera el umbral de los 90°, sin embargo, no es común que en un entorno operativo se alcancen estos rangos. En el proceso de diseño ambas fuerzas son adimensionalizadas y el ángulo de ataque optimo se define como aquel que maximice la eficiencia dinámica, la cual es representativa al cociente entre el coeficiente de sustentación y el de arrastre. La estimación de la gran mayoría de parámetros mencionados es dependiente de la influencia de los efectos viscosos, turbulencia ambiental y fenómenos de disipación, y es por esta razón que existe una gran cantidad de modelos que parten desde la adopción de un flujo potencial hasta la resolución parcial de las ecuaciones de Navier – Stokes.

Retomando la secuencia del método, la ecuación (2.22) describe la fuerza de arrastre δD en su forma diferencial; esto como resultado de incorporar un coeficiente de arrastre C_d y asumir el área característica como el producto entre la cuerda c y una porción radial del aspa δr.

$$\delta D = \frac{1}{2}\rho \delta A W^2 C_d = \frac{1}{2}\rho W^2 c C_d \delta r \tag{2.22}$$

La fuerza de sustentación δL es desarrollada de una manera equivalente haciendo uso de un coeficiente de sustentación C_l, tal como se muestra en la ecuación (2.23).

$$\delta L = \frac{1}{2}\rho \delta A W^2 C_l = \frac{1}{2}\rho W^2 c C_l \delta r \tag{2.23}$$

En la Figura 2.4 se representa gráficamente la disposición anular de los elementos del aspa y como es que los vectores de velocidad actúan sobre ellos. En la Figura 2.3b se complementará esta representación al mostrar la proyección del arrastre y la sustentación en las direcciones axial y tangencial respectivamente.

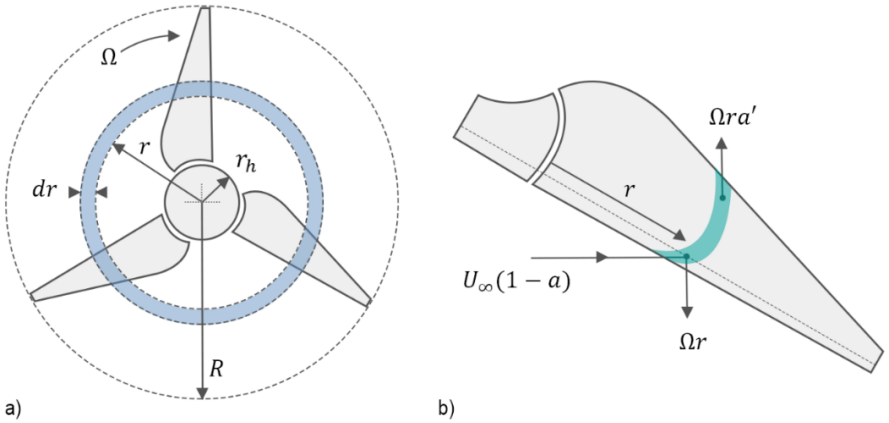


Figura 2.4 Método analítico del elemento del aspa. a) División anular del rotor. b) Velocidades sobre el elemento del aspa. Adaptadas de *[36]*.

El poder visualizar las fuerzas desde esta perspectiva geométrica permite definir en la ecuación (2.24) el empuje experimentado por cada sección anular del rotor.

$$\delta T = \delta L \cos\phi + \delta D \sin\phi = \frac{1}{2}\rho W^2 Bc(C_l \cos\phi + C_d \sin\phi)\delta r \tag{2.24}$$

En la ecuación (2.25), de una manera análoga, es posible estimar el torque ejercido sobre el eje del rotor. En ambas ecuaciones, el parámetro B se define como el número de aspas.

$$\delta Q = (\delta L \sin\phi - \delta D \cos\phi)r = \frac{1}{2}\rho W^2 Bcr(C_l \sin\phi - C_d \cos\phi)\delta r \tag{2.25}$$

El principal aspecto físico que han sido omitido tras este planteamiento es la interacción radial del fluido entre anillos contiguos. El suponer una independencia radial será válido únicamente en un escenario donde la inducción axial sea uniforme a lo largo del aspa, sin embargo, como etapa preliminar dentro del proceso diseño se asocia un reducido error que ha sido verificado a partir de la evaluación experimental de los prototipos [36] [74].

El equiparar el empuje axial presentado en la ecuación (2.24) con la formulación realizada en la ecuación (2.11) permite describir cada elemento del aspa en función de la inducción axial y de la velocidad del flujo libre, como se muestra en la ecuación (2.26). En esta ocasión, el área de referencia para el segundo termino corresponde al barrido anular en la forma $\mathrm{A_D} = 2\pi r \delta r$

$$\delta T = \frac{1}{2}\rho W^2 Bc(C_l \cos\phi + C_d \sin\phi)\delta r = 2\pi r \delta r \rho U_\infty (1-a) 2a U_\infty \tag{2.26}$$

La estimación del torque, de una manera similar, empleará la ecuación (2.25) y ecuación (2.17) para establecer una igualdad.

$$\delta Q = \frac{1}{2}\rho W^2 Bcr(C_l \sin\phi - C_d \cos\phi)\delta r = 2\pi r \delta r \rho U_\infty (1-a) 2a' r^2 \Omega \tag{2.27}$$

En las ecuaciones previamente planteadas, por cuestiones de conveniencia, se simplificarán las componentes de fuerza proyectadas tal como se muestra a continuación.

$$C_x = C_l \cos(\phi) + C_d \sin(\phi) \tag{2.28}$$

$$C_y = C_l \sin(\phi) - C_d \cos(\phi) \tag{2.29}$$

En adición, un parámetro $\mu = r/R$ es introducido con la finalidad de adimensionalizar la longitud del aspa. El empuje en su versión simplificado, aplicando las consideraciones previamente mencionadas, podrá expresarse de la siguiente manera.

$$\frac{W^2}{U_\infty^2} B \frac{c}{R} C_x = 8\pi a(1-a)\mu \tag{2.30}$$

El torque, en este mismo sentido, se redefine a partir de la ecuación (2.31).

$$\frac{W^2}{U_\infty^2} B \frac{c}{R} C_y = 8\pi\lambda\mu^2 a'(1-a) \tag{2.31}$$

En cuanto a la rotación de la turbina, esta también es adimensionalizada empleando una variable $\lambda = \Omega R/U_\infty$, conocida usualmente como factor de velocidad en punta del aspa, o bien factor TSR (tip speed ratio, por su definición del inglés). Este concepto de rotación adimensional es de suma importancia para describir el comportamiento de la turbina. La presencia de un factor TSR demasiado bajo, implica que una importante cantidad del fluido pasará a través del rotor sin interactuar con él y en consecuencia, la extracción de potencia no será óptima. En el caso contrario se establece que, si la turbina opera con un elevado factor TSR, esta empezará a comportarse como un disco sólido, deflectando el fluido radialmente y reduciendo su rendimiento a causa de un incremento en el arrastre generado. El óptimo valor operativo para dicho factor es inferido a partir de la relación entre el tiempo que le toma al fluido restablecerse dentro de la estela y el tiempo que requieren un alabe en rotación para ocupar la posición específica del siguiente alabe [75] .

La ecuación (2.32) y ecuación (2.33) se presentan como una simplificación de los factores de inducción axial y tangencial, obtenidas a partir de las últimas cuatro ecuaciones presentadas.

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\sigma_r C_x}{4sin^2\phi} \tag{2.32}$$

$$\frac{a'}{1+a'} = \frac{\sigma_r C_y}{4\sin\phi\cos\phi} \tag{2.33}$$

En estas ecuaciones, de nueva cuenta es introducido un parámetro adimensional con motivos de generalizar los resultados. La solidez local del aspa σ_r se define en la ecuación (2.34) como el cociente entre la longitud total de la cuerda y la longitud circunferencial para una determinada posición radial. Este parámetro de solidez se encuentra ampliamente relacionado con el factor de velocidad en punta del aspa. En términos generales, una turbina que ha sido diseñada para operar a bajas revoluciones adopta un factor de solidez elevado con la finalidad de disponer de una mayor superficie de interacción para la producción de torque. En el caso contrario, la solidez debe ser reducida para evitar problemas relacionados a la interacción turbulenta entre las aspas y el fluido; el torque es relativamente menor, más la potencia se verá compensada por una mayor velocidad angular.

$$\sigma_r = \frac{Bc}{2\pi r} \tag{2.34}$$

El método del elemento del aspa, a partir de este momento, precisará de la resolución de los factores de inducción para determinar el resto de fuerzas y reacciones en el rotor, sin embargo, se puede notar que las ecuaciones relativas a la inducción axial y tangencial no son explicitas, de manera que resulta necesario recurrir a un método iterativo para obtener una solución. En este caso particular, se utilizarán como referencia a la ecuación (2.32) y ecuación (2.33) para determinar una secuencia estructurada, tal como se plantea en el trabajo de Manwell et.al [70]. En la primera etapa, se realizará la evaluación de las expresiones que se ubican a la derecha de ambas igualdades, esto presuponiendo magnitudes para los factores de inducción, los cuales, comúnmente son inicializados en cero. Durante la segunda etapa, se procederá a resolver algebraicamente dichas ecuaciones, obteniendo nuevos valores para la inducción axial y tangencial. Finalmente, estos valores reemplazarán a aquellos que fueron utilizado al comienzo, se recalcularan los factores de inducción y la secuencia se repetirá hasta que exista un cierto nivel de convergencia entre las magnitudes presentes y pasadas.

El torque y empuje, una vez resueltos los factores de inducción para cada estación, se expresa como la sumatoria de todas las magnitudes asociadas a cada sección anular que compone al rotor, esto haciendo uso de la ecuación (2.26) y ecuación (2.27). En este contexto, la segmentación geométrica planteada por este método posibilita, de manera provisional, la descripción de los perfiles para las cargas aerodinámicas, o bien hidrodinámicas, a lo largo del aspa. La validación mecánica y estructural, no obstante, requerirá de la aplicación de teorías más robustas; especialmente si el prototipo es orientado a un entorno oceánico.

El coeficiente de potencia es obtenido de la misma manera que en la teoría del disco actuador para el momentum lineal, a partir de una división de la potencia neta obtenida, entre la potencia disponible para el área del rotor. Este coeficiente, alternativamente, es presentado por Wilson & Lissaman [76] en su versión integral a partir de la ecuación (2.35).

$$C_p = \frac{8}{\lambda^2}\int_{\lambda_h}^{\lambda} \lambda_r^3 a'(1-a)[1-(C_d/C_l)\cot\phi]d\lambda_r \qquad (2.35)$$

La integración es realizada en función de las propiedades impuestas por la rotación para las distintas posiciones radiales, para ello dos variaciones relativas al factor TSR son introducidas. La variable $\lambda_r = \lambda\mu$ representará la formulación local para cada estación del alabe, en cambio, la variable λ_h que es aplicada como límite inferior en la integral se plantea de manera análoga, pero será referenciada únicamente al radio de la raíz del alabe. En la ecuación (2.36) se presenta una variante equivalente formulada por De Vries [34].

$$C_p = \frac{8}{\lambda^2}\int_{\lambda_h}^{\lambda} sin^2\phi(\cos\phi - \lambda_r \sin\phi)(\sin\phi + \lambda_r\cos\phi)[1-(C_d/C_l)\cot\phi]\lambda_r^2 d\lambda_r \qquad (2.36)$$

La determinación del rendimiento de la turbina requiere de una profunda comprensión de las interacciones entre parámetros, no solo en un estado estacionario sino también transitorio. La rotación, por ejemplo, se verá reducida cuando la inducción axial es inferior al valor ideal

establecido en la teoría unidimensional. En esta condición, los perfiles entraran en un estado de perdida debido a un incremento en el ángulo de incidencia que consecuentemente, ocasionara que la potencia disminuya. En el caso contrario, tras una elevada rotación el ángulo de incidencia se reduce y la sustentación se ve atenuada; en adición, la elevada velocidad en el flujo ocasionará que el arrastre sea predominante y en conjunción, ambas situaciones terminan por impactar negativamente sobre la producción de energía [36].

En este mismo contexto, las turbinas expuestas a elevadas cargas dinámicas exhiben un comportamiento adverso cuando el valor de la inducción axial se aproxime a la unidad. El rotor se comportará como un disco sólido como se mencionó con anterioridad, sin embargo, un efecto alterno será la dispersión radial del flujo. El fluido que incide en la superficie frontal es acelerado hacia la periferia provocando una caída en la presión estática, esto conllevará a que parte del fluido no pueda ser aprovechando correctamente por los alabes al ser deflectado fuera del plano del rotor [36]. En contraposición, para la sección central la presión estática aumentará debido a un fenómeno de estancamiento; ambos planteamientos dan cabida a la inferencia de perdidas asociadas a la raíz y punta de las aspas.

En cuanto a la estela resultante, la región posterior al plano del rotor se caracterizará por presentar un déficit en la presión. En el planteamiento idealizado del disco actuador, esta presión debería ascender hasta poder equipararse con la presión de flujo libre; esto bajo la suposición de un flujo enteramente axial, sin embargo, en un entorno real esta premisa no puede considerarse valida. En un flujo tridimensional las fluctuaciones de velocidad sobre el flujo incitaran un mezclado turbulento que permita compensar la energía cinética exhausta en el fluido, más esto no implica que exista una compensación de la presión con mayor efectividad.

El método del elemento del aspa como se ha podido observar, es una herramienta de diseño versátil para estimar el rendimiento de una turbina eólica, o en su caso hidrocinética, teniendo en consideraciones las particularidades del agua como fluido de trabajo. Este método permite inferir la respuesta dinámica del rotor ante cambios en las condiciones del flujo, sin embargo, la cuantificación de interacciones más complejas como lo es el proceso de la disipación de la turbulencia o la estimación del arrastre y sustentación teniendo en cuenta los efectos viscosos, no pueden ser sintetizadas de una manera práctica. En este sentido, el conocer las capacidades del método en un plano técnico es de suma importancia para realizar una implementación adecuada y una interpretación de los resultados coherente.

2.1.4 Factores de Perdida.

El principio operativo, tanto de los perfiles aerodinámico como hidrodinámicos, se fundamenta en el establecimiento de una diferencia de presiones mediante la división del flujo incidente; dicho efecto al ser cuantificado sobre las superficies del alabe dará cabida a la generación de las fuerzas de arrastre y sustentación. En este sentido, sobre el perfil se podrán diferenciar zonas de succión y de presión, correspondientes al extradós e intradós respectivamente. Esta

desigualdad de presiones será conservada en tanto exista una frontera física que impida la interacción entre ambas partes. En una turbina cinética, los efectos adversos derivados de esta condición evocan dos escenarios donde existe una pérdida de la eficiencia del dispositivo.

En el primer escenario se engloban los efectos producidos en las inmediaciones del borde de salida de los perfiles, lugar donde los flujos que han sido separados interactúan propiciando la generación de fluctuaciones que proceden de la disparidad en las magnitudes de la velocidad y presión; estas fluctuaciones pueden verse agravadas cuando existe un desprendimiento anticipado de la capa limite (Figura 2.5a). En el segundo escenario, la reducción del volumen del aspa al aproximarse a la punta permite la formación de un gradiente de presión que actúa radialmente entre secciones de perfiles adyacentes, induciendo así una pequeña componente de velocidad en dicha dirección [70].

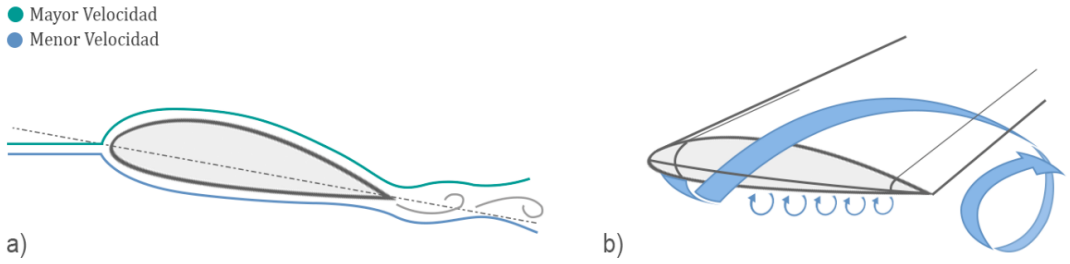


Figura 2.5. Esquemas de vorticidad por interacción de flujos. a) Vorticidad en el borde de salida del perfil. b) Vorticidad en punta del aspa. Adaptada de [71].

El principal inconveniente para el segundo escenario surge con el flujo ubicado en la posición radial más próxima a la punta del aspa, el cual al prescindir de una superficie limitante se ve redirigido abruptamente desde la superficie inferior hasta la superior, produciendo una serie de vorticidades focalizadas; esto como consecuencia de una menor presión en el extradós en contraste con el intradós (Figura 2.5b). La respuesta dinámica de la estela a este fenómeno, después de un breve periodo de receptividad, implica un crecimiento exponencial de las perturbaciones hasta alcanzar un instante en el que los efectos no lineales terminen por descomponer la vorticidad en turbulencias a pequeña escala [77] . En la Figura 2.6a es posible observar la trayectoria que seguirá el fluido una vez es separado del alabe.

Esta premisa, en un estricto sentido, sugiere que vórtices en el extremo inferior del alabe serán desarrollados de manera análoga, teniendo como particularidad una rotación que se presenta en sentido opuesto; esto debido a la distribución geométrica de la cuerda. El impacto de ambos tipos de vorticidad se asocia a un déficit de generación de torque y empuje, limitando la superficie útil del alabe a un rango comúnmente ubicado entre un 70% a un 95% de la longitud total [78]. En la Figura 2.6b se muestra una representación gráfica de la superficie de desprendimiento del fluido, también denominada hoja de vorticidad.

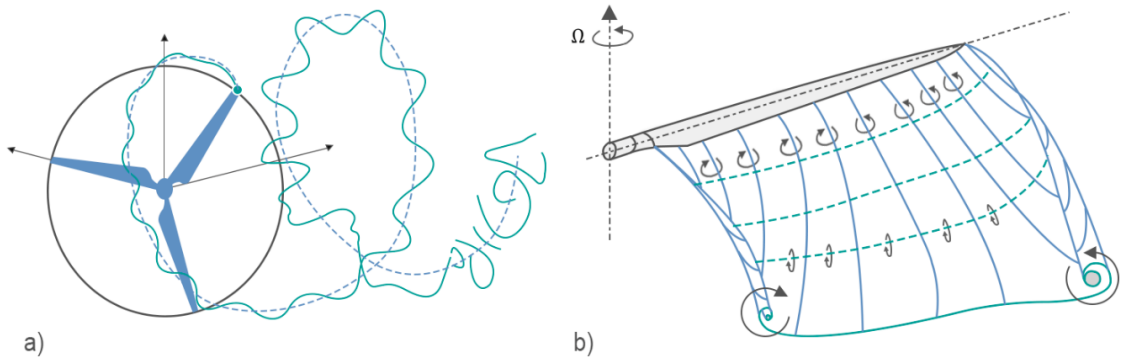


Figura 2.6 Estela de la turbina. a) Desarrollo de las perturbaciones en punta del aspa. b) Representación de la hoja de vorticidad. Adaptadas de [77] [71].

La presencia de las vorticidades vinculadas a ambos escenarios evidencia que, si bien la metodología del elemento del aspa provee una razonable exactitud para la estimación de cargas centrales, no lo hará para aquellas ubicadas en la base y periferia, tendiendo a una sobrestimación de las magnitudes. La noción de un factor de perdida, tanto para la raíz como la punta del alabe, es introducida en favor de subsanar dichas deficiencias. Dentro del sector eólico, es necesario denotar que se percibe una enorme variedad de modelos para la estimación de este factor, sin embargo, su capacidad para generalizar los resultados hacia el entorno de la energía oceánica puede ser cuestionable dado su carácter empírico y exigua validación. Adicionalmente, se ha conjeturado que los efectos de la vorticidad en las puntas de las aspas presentan un mayor impacto sobre las turbinas hidrocinética, tanto dinámica como mecánicamente [78]. En consecuencia, la alternativa con mayor viabilidad para este trabajo de investigación serán los modelos con una base explícitamente teórica.

El modelo de estimación perdidas expuesto a continuación es un trabajo desarrollado de manera inédita por Prandtl [79], el cual encuentra una amplia difusión en el proceso de diseño de las turbinas debido a que se considera un complemento al método del elemento del aspa. La conceptualización del modelo surge de observar las tendencias de expansión helicoidal, desarrolladas por las hojas de vorticidad. La estela de una turbina que cuenta con múltiples alabes exhibe un comportamiento en donde dichas superficies de flujo desprendidas conservan cierta distancia conforme se desplazan axialmente, permitiendo asumir un régimen estacionario dentro de una corriente cilíndrica como una idealización del problema. En el caso contrario, cuando la turbina cuenta con un número reducido de aspas y la misma rotación, estos patrones tendrán un mayor distanciamiento y en consecuencia serán más sensibles a tendencias irregulares.

La estela será reproducida teóricamente a partir de la incorporación de una serie de discos en movimiento, cuya presencia busca emular los patrones creados por las hojas de vorticidad. La distancia de separación entre los discos será la distancia normal que se registra entre dos superficies helicoidales, mientras que la velocidad de translación es equivalente a la velocidad registrada en el plano del rotor, esto asegura la replicabilidad del fenómeno, pero únicamente para la estela cercana [71]. Los discos al asumirse permeables ocasionan que el flujo cercano

a las puntas se curve ligeramente al interior y este sea deflectado nuevamente al exterior para cada ciclo de interacción (Figura 2.7). La magnitud de la curvatura indica que, mientras mayor sea la separación entre los discos, existirá una mayor penetración del fluido y, dado que este efecto precisa de una transferencia de energía, esto implicará una reducción del rendimiento.

Dentro del modelo, la función de perdidas $f(r)$ se encarga de estimar las variaciones de velocidad sobre el fluido, las cuales parten desde la zona inferior de la ondulación con un valor de $U_\infty(1-a)$, hasta los extremos de la corriente cilíndrica donde la magnitud corresponde al flujo libre. El valor de la velocidad para las líneas de corriente ubicadas en la región intermedia se presenta de la forma $U_\infty(1-af(r))$ en donde la función de perdida se aproxima a cero hacia la periferia de la estela y, conforme descienda radialmente su valor se incrementará hasta la unidad; este planteamiento es coherente al presuponer que la velocidad inducida por el aspa no difiere de la velocidad registrada en la estela cercana y consecuentemente, las pérdidas se podrán considerar mínimas [36].

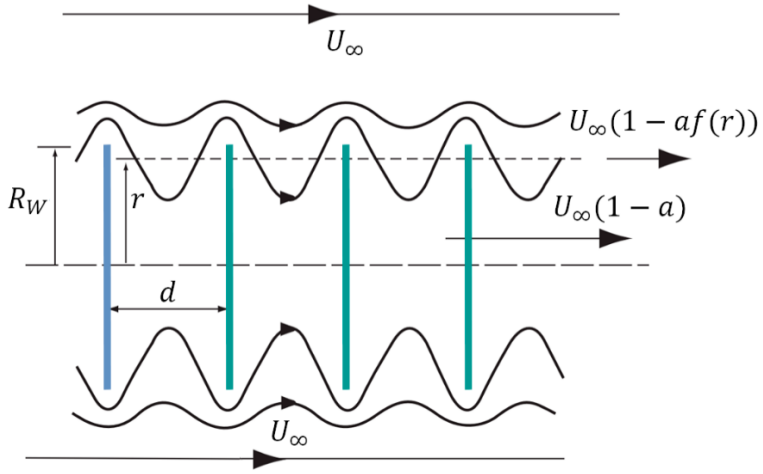


Figura 2.7. Modelo de equivalencia de estela de Prandtl. Adaptada de *[36]*.

El mapeo de la velocidad se realiza mediante la asimilación de un flujo potencial y es a partir de la ecuación (2.37) y ecuación (2.38) que es posible determinar las magnitudes de los factores de perdida F_{tip} y F_{root}, para las secciones de la punta y raíz respectivamente.

$$F_{tip} = \frac{2}{\pi}\cos^{-1}\left[exp-\left\{\frac{(B/2)[1-(r/R)]}{(r/R)\sin(\phi)}\right\}\right] \tag{2.37}$$

$$F_{root} = \frac{2}{\pi}\cos^{-1}\left[exp-\left\{\frac{B}{2}\frac{r-r_h}{r\sin(\phi)}\right\}\right] \tag{2.38}$$

La ecuación (2.39) presenta al factor de pérdidas totales F como el producto entre las perdidas individuales; esto es posible debido a una formulación excluyente a lo largo del alabe.

$$F = F_{tip} * F_{toot} \tag{2.39}$$

En cuanto a la incorporación al método del elemento del aspa esta resulta ser relativamente simple, pues únicamente es necesario añadir este último factor a la estimación iterativa para los factores de inducción, tal como se muestra en la ecuación (2.40) y ecuación (2.41). Este último desarrollo técnico toma como referencia la publicación realizada por Burton et.al [36] .

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\sigma_r C_x}{4F\ sin^2\phi} \tag{2.40}$$

$$\frac{a'}{1+a'} = \frac{\sigma_r C_y}{4F \sin\phi \cos\phi} \tag{2.41}$$

Los factores de perdidas asimilarán parcialmente la deflexión radial del flujo y los efectos de la estela cercana, sin embargo, en la estela lejana se desarrollarán interacciones más complejas. La tendencia general de las estructuras de vorticidad es la de una disipación ligada al radio de la expansión, más la estabilidad de la estela y el tiempo de restablecimiento serán difíciles de predecir debido a que la dependencia de sus efectos retrocede hasta aspectos como lo es la distribución de las cargas en los alabes, los factores de inducción y la permeabilidad [71][80]. En este contexto, no se descarta qué estas estimaciones también podrían representar una fuente de error que se adiciona a las limitantes del método del elemento del aspa

2.2 Diseño de Discos Difusores.

Entrando en la temática referente al diseño de los discos difusores, es necesario denotar que, a diferencia del apartado anterior, dentro de la literatura no se han logrado identificar metodologías predefinidas que permitan efectuar esta actividad. Distintos autores, al margen de esta problemática, se han limitado a establecer ciertas pautas de diseño que convergen en torno a un mismo objetivo, el cual es la reducción de la presión estática posterior al rotor, siendo las implicaciones prácticas aquellas que resaltan las particularidades de cada propuesta.

El diseño del disco difusor para el presente trabajo se presenta en el capítulo posterior, realizándose desde una perspectiva experimental que tomará a la simulación numérica como principal recurso. En una primera instancia, aplicando ciertas simplificaciones, el diseño del disco difusor podrá beneficiarse de los resultados obtenidos a través de un entorno donde las interacciones con la turbina son omitidas, sin embargo, para poder establecer comparativas rigurosas en términos del rendimiento es necesario recurrir a métodos complementarios. En este sentido, la primera aproximación será el caso unidimensional, empleándose para comprender las implicaciones básicas que se derivan de la dinámica de un ensamble.

2.2.1 Métodos Unidimensionales.

Los métodos unidimensionales son el fundamento teórico para el análisis de turbinas aisladas y, de una manera análoga, también representarán el punto de partida para evaluar a los discos

difusores en ensamble. En una primera instancia, es fácil reconocer el modo en que se idealiza a la turbina a través del concepto del disco difusor, no obstante, con el disco difusor no existe un concepto equivalente que permita simplificar sus interacciones y efectos. En este contexto, una de las alternativas más factibles es la extrapolación del problema a un entorno de simulación computacional, aunque su carácter unidimensional solo se será parcial.

La formulación numérica de la turbina ideal continuará basándose en el concepto de un disco actuador semipermeable, en tanto el disco difusor se modelará de manera explícita en lo que respecta a su geometría. En el caso del primer elemento, es posible identificar dos variantes que permiten establecer una similitud computacional con el concepto del disco actuador. En la investigación realizada por Belloni [16] se emplearía un disco actuador laminar, en donde el empuje y el proceso de extracción de potencia serían representados con un salto de presiones entre las caras anterior y posterior. Shives [54] , por otra parte, implementaría un disco actuador con un espesor determinado, en cuyo interior se modelaría un sumidero de momentum. Técnicamente ambas aproximaciones son equivalentes, aunque para el desarrollo de la presente investigación únicamente se tomará en consideración la aplicación de los sumideros de momentum, la cual ha sido validad e implementada por diversos autores [81] [82] [83].

En la ecuación (2.42) se estima la magnitud del sumidero de momentum S con una distribución axial uniforme, la cual responde a un coeficiente de empuje predefinido y un parámetro t_d que representa al espesor del disco. Desde una perspectiva alterna, se reconoce una relación entre este parámetro y la permeabilidad en cada estado operativo del disco actuador.

$$S = -\frac{1}{2t_d} C_T \rho U_\infty^2 \tag{2.42}$$

En el caso aislado bastará con definir el sumidero de momentum para recrear las curvas de rendimiento ideales, registrando un mínimo error que se adjudica a las implicaciones prácticas de un bloqueo del dominio de simulación y la deformación superficial. En el caso del ensamble, sin embargo, es preciso establecer un cambio de perspectiva a partir de la cual la estimación del empuje, y consecuentemente potencia, se realicen empleando las variaciones de la velocidad del flujo en el plano correspondiente al disco actuador, relegando las relaciones originalmente establecidas en la teoría de Betz, donde se emplea a la velocidad de flujo libre como referencia. En la ecuación (2.43), atendiendo al planteamiento previo, se introduce al coeficiente local de empuje $C_{T,loc}$ y su relación con respecto al coeficiente de empuje estándar.

$$C_{T,loc} = \frac{T}{1/2\,\rho A_D U_D^2} = C_T \frac{U_\infty^2}{U_D^2} \tag{2.43}$$

La estimación del rendimiento en términos del empuje y la potencia se podrá realizar a partir de la ecuación (2.44) y ecuación (2.45) respectivamente; ambas respondiendo a una

formulación integral de momentum para un plano especifico; esto en contraste a la diferencia de magnitudes entre dos planos establecida por el método unidimensional estándar.

$$T = \frac{1}{2} C_{T.loc}\, \rho \int_{A_t} u_x^2 \, dA \tag{2.44}$$

$$P = \frac{1}{2} C_{T.loc}\, \rho \int_{A_t} u_x^3 \, dA \tag{2.45}$$

El emplear esta perspectiva de evaluación para una turbina aislada no implica ningun inconveniente, más su principal beneficio será con el ensamble, pues los parámetros de rendimiento variarán directamente con respecto a la velocidad del flujo en la ubicación correspondiente a la constricción del disco difusor. En este contexto, cabe aclarar que, a diferencia de la aproximación analítica, en esta aproximación numérica el flujo modelado es continuo, motivo por el cual no es posible reproducir correctamente la independencia entre líneas de corriente.

El concepto que expande las capacidades del disco actuador unidimensional será el del disco actuador compuesto, el cual incluirá dos tipos de sumideros de momentum, uno que actúe en la dirección axial y otro en la tangencial, ambos presentando una variación radial. El concepto, a pesar de ser validado en el entorno oceánico por autores como Batten et.al [84] y Edmunds et.al [85], se limita a la evaluación de turbinas aisladas, pues su validez no se extiende al caso del ensamble. El principal inconveniente por destacar es que, a diferencia de su aproximación unidimensional, no es posible identificar mecanismos que de manera explícita incentiven cambios en la velocidad angular, más esto es discutido en detalle en el capítulo posterior. En este contexto, se abordará a la simulación con marcos de referencia móvil como alternativa, denotando las implicaciones generales al final de la siguiente sección.

2.3 Simulación Computacional de Fluidos.

Tal como se menciona en el apartado anterior, una parte fundamental para el diseño y evaluación del disco difusor y ensamble de la turbina será la simulación computacional como recurso. En el siguiente apartado, dada esta necesidad, se tiene por objetivo el realizar una breve revisión de los conceptos más relevantes relativos a estas temática, conservando un enfoque más practico que teórico, pues una estricta revisión precisaría de un desarrollo más profundo que se encuentra fuera del alcance del presente trabajo.

2.3.1 Fundamentos de la Simulación de Fluidos.

Las simulaciones computacionales de fluidos, comúnmente abreviadas CFD por sus siglas del inglés, representan una metodología estructurada para la resolución de problemas relativos a la dinámica de los fluidos y sus interacciones derivadas. Las actividades que implican el abordar una simulación no se encuentran totalmente definidas, pues la naturaleza de cada

problema implicará variaciones en función de los requerimiento específicos, no obstante, será posible agruparlas en tres grandes etapas: preprocesado, solución y postprocesado.

En lo que respecta a la primera etapa del preprocesado, el objetivo principal será el establecer las pautas generales del problema, así como identificar la intención con la que es realizada la simulación y una perspectiva general de los resultados esperados. En el siguiente listado son identificadas algunas de las actividades con mayor relevancia; esto en conjunción con referencias de utilidad para su posterior implementación.

- Definición geométrica del dominio.
- Discretización del problema a partir del mallado [86] [87].
- Selección de las propiedades físicas del fluido.
- Modelado de los fenómenos de interés [88] [89].
- Especificación de las condiciones de frontera [90].

Continuando con la segunda etapa del solucionador, esta suele ser relativamente más simple, pues al hacer uso del algún entorno computacional, como lo es ANSYS Fluent, únicamente es necesario configurar los parámetros del solucionador; esto incluye la discretización espacial, los modelos de interacción y los algoritmos para la solución del flujo y acoplamiento de presiones [91]. La implementación, pese a no requerir actividades extensivas, debe ser abordada de manera cautelosa, debido a que de ella dependerá la exactitud de los resultados. La referencia más relevante para tener en consideración es la guía de usuario de ANSYS Fluent [89].

Por último, el postprocesado es la etapa en la que se reportan e interpretan los resultados de las simulaciones a través de gráficas, trazado de particular, identificación de iso-superficies y registro de contornos y vectores entre otros métodos. En el siguiente apartado, retomando la temática del solucionador se presenta una breve descripción del planteamiento matemático tras la resolución de un flujo. Las implicaciones específicas que incurren en el proceso de solución numérica son omitidas, pues como se mencionó anteriormente, la complejidad técnica precisa de un extenso desarrollo para poder abarcarlas en su totalidad.

2.3.2 Ecuaciones Gobernantes.

El movimiento y propiedades de un flujo de fluido incompresible responde ante tres principios de conservación básicos de masa, momentum y energía. En condiciones donde no exista un intercambio explícito de energía-calor es posible prescindir del último principio, de tal modo que, la dinámica del flujo se concentrará en los principios restantes. En la ecuación (2.67) se presenta la forma simplificada del principio de conservación de masa para un fluido incompresible, mientras que en la ecuación (2.47) se presenta el principio de conservación de momentum; ambas bajo la nomenclatura empleada por Anderson para un caso estacionario [92].

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{2.46}$$

En la notación tensorial, el vector espacial se representa como $x_i = x_1, x_2, x_3 = x, y, z$, en tanto el vector de velocidades lo hará de manera análoga $u_i = u_1, u_2, u_3 = u, v, w$. El parámetro μ representará la viscosidad dinámica y, en una última instancia, el parámetro $S_{M,i}$ a la adición de una fuente de momentum en la *i*-ésima dirección.

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_j \partial x_i} \right) + S_{M,i} \tag{2.47}$$

La conservación de momentum se origina en la segunda ley de Newton ($F = ma$) a partir de un balance entre las fuerzas superficiales (presión y viscosidad) y las fuerzas de cuerpo de las partículas (gravedad, centrífugas, de Coriolis y electromagnéticas) [91].

2.3.3 Ecuaciones RANS.

Esencialmente, existen dos tipos de regímenes que el flujo podrá adoptar: laminar y turbulento. En el caso laminar, las variaciones de velocidad no son considerables y las líneas de corriente no tienden a mezclarse. En el caso contrario, el régimen turbulento se caracteriza por fluctuaciones más intensas, tanto temporal como espacialmente. En este mismo contexto, el número de Reynolds en la ecuación (2.48), el cual emplea una longitud característica L, cobra relevancia al permitir categorizar al flujo dada una relación entre las fuerzas inerciales y viscosas.

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu} \tag{2.48}$$

El número de Reynolds es considerado el punto de partida para establecer las denominadas ecuaciones RANS (Reynolds-Average Navier Stokes, por su definición del inglés) al establecer una descomposición en la que las magnitudes se conformarán a partir de la suma entre una componente temporalmente promediada y una componente para las fluctuaciones; en el caso de la velocidad, esto se ve representado en la ecuación (2.49). El tiempo promediado deberá ser mayor que la escala de tiempo de las pequeñas fluctuaciones de turbulencia, pero menor a la escala de tiempo de las interacciones de flujo masivo, tal es el caso del desprendimiento de vórtices [16]. El implementar esta descomposición simplifica enormemente la obtención de resultados, sin embargo, una pequeña parte de las inestabilidades del flujo, tras ser promediadas, pasarán a formar parte de la turbulencia, impidiendo su libre desarrollo [93].

$$u_i(X,t) = \bar{u}_i(X,t) + u_i'(X,t) \tag{2.49}$$

Aplicando la descomposición de Reynolds a los principios de conservación previamente mencionados se obtienen la ecuación (2.50) y ecuación (2.51) respectivamente [16] [92].

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \tag{2.50}$$

$$\rho\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial\left(\bar{u}_i \bar{u}_j\right)}{\partial x_j}\right) = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(-\bar{p}\delta_{ij} + 2\mu \bar{S}_{ij} - \rho\overline{u_i' u_j'}\right) \tag{2.51}$$

El parámetro $\bar{f}_i$ corresponde al tensor de fuerza externa promediado temporalmente, mientras que $\bar{S}_{ij}$ representa el ratio promedio del tensor de tensión, según la ecuación (2.52).

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}\right) \tag{2.52}$$

La aproximación RANS, como es posible observar, responde a un sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales no lineales. El termino $-\rho\overline{u_i' u_j'}$, también denominado tensor de tensión de Reynolds, marcará una desigualdad entre el número de ecuaciones e incógnitas, la cual impedirá la obtención de una solución analítica, de tal manera que será necesario optar por una aproximación numérica.

2.3.4 Modelos de Turbulencia.

La respuesta técnica ante la indeterminación del tensor de tensiones de Reynolds se presenta a partir de la inclusión de modelos de turbulencia, siendo los modelos de viscosidad de torbellino (eddy viscosity, por su definición del inglés) los más empleados por su balance entre las capacidades numéricas y el consumo de recursos. La premisa fundamental y punto de partida para este tipo de modelos es la denominada hipótesis de Boussinesq [94], la cual relaciona el tensor de tensiones con dos variable auxiliares: la viscosidad μ_t y la energía cinética κ .

$$-\rho\overline{u_i' u_j'} = \frac{2}{3}\rho\kappa\delta_{ij} + \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{2.53}$$

El modelo de turbulencia seleccionado para el desarrollo de las simulaciones del capítulo posterior es un κ-*épsilon.* El desarrollo técnico de este y otros modelos de turbulencia relevantes puede ser consultado en detalle en [91] [92] [93] [95]. En el entorno practico, las recomendaciones y sugerencias para su implementación dentro del software de ANSYS Fluent tendrá como principales referencias a los documentos expuestos en [88] [89] [96].

2.3.5 Parámetros Relevantes.

Durante la configuración del solucionador de ANSYS Fluent es posible modificar ciertos parámetros con la finalidad de adaptar el modelado numérico a las condiciones representativas del problema que se pretende resolver. En el presente trabajo de investigación, estos parámetros se incorporan a las condiciones de frontera y se enfocan principalmente en

describir el estado del flujo, siendo introducidos como métodos de especificación de la turbulencia inicial.

El primero parámetro es la longitud de la escala turbulenta, el cual busca establecer una estimación preliminar de la magnitud aproximada de los torbellinos más representativos dentro de un flujo turbulento, los cuales se caracterizan por contener y transportar energía [89] [91]. Alternativamente, este parámetro se puede asociar con la longitud mínima a partir de la cual la viscosidad del fluido impactará en el desarrollo y dinámica de los torbellinos turbulentos. Una aproximación empírica es presentada en la ecuación (2.54) obtenida de [89].

$$l = 0.07\, L \tag{2.54}$$

El segundo parámetro es la intensidad de la turbulencia ambiental, la cual se puede interpretar como una medida del ruido introducido en el fluido. En la ecuación (2.55) se estima a la intensidad de la turbulencia como el cociente entre la desviación estándar del flujo σ, registrada en un determinado periodo de tiempo y la correspondiente velocidad media $\bar{u}$. En términos generales, si la intensidad de la turbulencia se ubica por debajo del 1.0 % suele considerarse baja, en cambio, si esta supera el 10 % suele considerarse alta [89].

$$I = \frac{\sigma}{\bar{u}} \tag{2.55}$$

Un tercer parámetro de interés, ajeno a la descripción de características relativas a la turbulencia, es la denominada altura de pared. Dentro de las simulaciones numéricas, cabe reiterar, los resultados dependen íntegramente de la discretización geométrica y de la capacidad que esta confiere para lograr captar los gradientes espaciales de las variables. En el caso específico de la simulación de fluidos, este último parámetro es introducido como un recurso para la aplicación de un refinamiento preliminar en la malla, el cual se reserva usualmente para las superficies definidas bajo el concepto de pared estacionaria como condición de frontera.

La altura de pared se aplica directamente al primer elemento de malla, teniendo como operación complementaria la generación de una serie de capas de inflación; esto con el objetivo de captar los gradientes de velocidad para así realizar un tratamiento explícito de la capa limite, o en su defecto una representación a partir de correlaciones. En la ecuación (2.56) se estima la magnitud de la altura de pared Δs; esto a partir de un parámetro adimensional y^+, una velocidad de fricción u_f y de las propiedades de viscosidad dinámica μ y densidad del fluido ρ.

$$\Delta s = \frac{y^+ \mu}{\overline{U_f \rho}} \tag{2.56}$$

La metodología sugerida para el cálculo de este parámetro puede ser consultada en [86] [89]. El punto de partida será la definición del número de Reynolds para el elemento de interés; esto

a partir de la ecuación (2.48). El siguiente paso corresponderá a la determinación de un coeficiente de fricción C_f, el cual es descrito en la ecuación (2.57) y procede de la teoría de flujos sobre placas planas abordada en detalle en [69].

$$C_f = \frac{0.0026}{Re^{1/7}} \tag{2.57}$$

Empleando el parámetro previamente descrito se procede a estimar el esfuerzo cortante sobre la pared por medio de la ecuación (2.58).

$$\tau_w = \frac{C_f \rho U_\infty^2}{2} \tag{2.58}$$

Finalmente, a través de la ecuación (2.59) será posible estimar la magnitud de la velocidad de fricción, cubriendo así la totalidad de términos necesarios para calcular la altura de pared.

$$U_f = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \tag{2.59}$$

En el caso particular de y^+, este parámetro no se encuentra restringido por ninguna relación especifica, de tal manera que su elección responde a recomendaciones basadas en el tratamiento numérico de la pared y el modelo de turbulencia seleccionado para la simulación [96].

2.3.6 Formulación Absoluta y Relativa.

En una última instancia, es preciso aclarar brevemente el tratamiento que Fluent realiza sobre la velocidad en el caso de hacer uso de marcos de referencia móvil rotativos. El manual teórico de ANSYS [96] indica que para las interfaces de zonas en este tipo de simulaciones se deberá realizar una transformación entre los marcos de referencia relativo y local, permitiendo que las variables del flujo de una zona puedan ser empleadas para calcular el flujo en las zonas adyacentes. En la ecuación (2.60) se expresa dicha transformación.

$$\vec{u}_{rel} = \vec{u}_{abs} - \vec{u}_{rot} \tag{2.60}$$

En la formulación previa $\vec{u}_{rel}$ será la velocidad relativa vista desde el marco de referencia móvil, $\vec{u}_{abs}$ la velocidad absoluta vista desde el marco de referencia estacionario, $\vec{u}_{rot}$ la velocidad rotativa del marco móvil y $\vec{u}_{trans}$ la velocidad traslacional del marco móvil. Esta transformación es aplicada considerando una velocidad angular $\vec{\omega}$ que actúa sobre las partículas posicionadas haciendo uso del vector $\vec{r}$, tal como se muestra en la ecuación (2.61).

$$\vec{u}_{rot} = \vec{u}_{trans} + \vec{\omega} \times \vec{r} \tag{2.61}$$

Las principales implicaciones derivadas de este procedimiento parte del incremento en el consumo de los recursos computacionales, de la misma manera que se prevé una ligera perdida de los proceso de interpolación entre interfaces, aunque para la gran mayorías de casos esta consecuencia es prácticamente imperceptible [96]. La culminación de este capítulo inicia con una síntesis de los procesos de extrapolación experimental; esto se debe se incluye debido a que, de manera anticipada, es posible mencionar que las simulaciones se realizarán a escala de laboratorio, siendo la extrapolación una actividad complementaria que buscaría anticipar el comportamiento de prototipos de mayores dimensiones.

2.4 Extrapolación Experimental.

Los entornos experimentales dentro del campo de la ingeniería representan uno de los recursos prácticos más importantes para la evaluación de prototipos físicos y la gestión preliminar de riesgos, ya sean de origen técnico o económico. La validez de los resultados, sin embargo, responde a técnicas y procedimientos que, en la gran mayoría de casos, se sustentan en consideraciones prácticas y experiencia previa. En este contexto, dentro del presente apartado se pretende sintetizar y discutir las implicaciones derivadas de esta temática.

2.4.1 Reglas de Similitud.

La validación de dispositivos a escala de laboratorio tiene por objetivo el inquirir sobre aquellas variables y propiedades físicas que afectan el rendimiento energético; esto de manera previa a la construcción de un prototipo de mayor tamaño. En este contexto, la similitud experimental ha dado cabida a la implementación de diversas metodologías que buscan replicar las condiciones operativas específicas de las turbinas cinéticas con la finalidad de plantear un esquema de extrapolación de los resultados, permitiendo de esta manera esclarecer las incertidumbres relacionadas a las fases posteriores [97] [98] [83]. El análisis de los dispositivos oceánicos de extracción de energía que se encuentran en un estado de inmersión total distingue tres reglas básicas de similitud: geométrica, cinemática y dinámica. Las reglas de similitud, cabe destacar, no se desarrollan desde una perspectiva estrictamente técnica, motivo por el cual, las comparativas no deben abordarse como el remplazo de evaluaciones de mayor complejidad.

2.4.1.1 Similitud Geométrica.

Desde un panorama idealizado, se establece que la similitud geométrica puede ser alcanzada a partir del escalado de los modelos en una relación de proporcionalidad directa. Los alabes de las turbinas, no obstante, presentan una geometría particular que se define en función de la rotación, permeabilidad y el medio en el que operan. Brusca et.al [98] sugiere la adopción de una alternativa con mayor rigurosidad para satisfacer el escalado.

$$D_B/D_A = h_g \tag{2.62}$$

La propuesta parte de la inclusión de un parámetro h_g como coeficiente de similitud geométrica que relaciona las dimensiones de una turbina B (modelo a escala) y una turbina A (prototipo), el cual es definido a través de la ecuación (2.62). La similitud requiere de manera complementaria una verificación de los parámetros de solidez del aspa, relacionando directamente el número de aspas y las distribuciones de cuerda. En la ecuación (2.63) es posible observar dichas condiciones, en las que implícitamente se sugiere una misma solidez para ambas turbinas.

$$\frac{B_B c_B}{\pi R_B} = \frac{B_A c_A}{\pi R_A} \tag{2.63}$$

Considerando que el coeficiente de similitud geométrica debe ser constante entre ambas turbinas, la relación expuesta en la ecuación (2.62) es reformulada en función de dicho parámetro en la ecuación (2.64). En adición, se reconoce que la distribución geométrica a lo largo del aspa es delimitada parcialmente por el perfil empleado, razón por la cual, este debe preservarse como parte del modelado a escala.

$$\frac{c_A}{c_B} = \frac{R_A}{R_B} = \frac{1}{h_g} \tag{2.64}$$

2.4.1.2 Similitud Cinemática.

La similitud cinemática entre un modelo a escala y un prototipo de turbina se consigue a partir de garantizar proporcionalidad entre los triángulos de velocidades desarrollados en las secciones homologas de cada pala; de manera sintetizada, esto es posible tras mantener constante el parámetro adimensional en punta del aspa, o bien factor TSR [100]. En relación con el escalado geométrico, este planteamiento sugiere que la velocidad angular variará de manera inversamente proporcional con respecto al diámetro del rotor; de esta manera, pese a que dos turbinas respondan a un mismo factor TSR, la rotación específica para cada una de ellas puede ser diferente sin implicar un cambio en la cinemática del fluido en interacción.

$$\Omega_B = \Omega_A \cdot \frac{(U_\infty)_B}{(U_\infty)_A} \cdot \frac{R_A}{R_B} = \frac{\Omega_A}{(h_g)^2} \tag{2.65}$$

La ecuación (2.65) es presentada haciendo una inclusión del parámetro de similitud geométrica; dicha igualdad es desarrollada en profundidad en [98]. En términos generales, la proporcionalidad entre los ángulos de incidencia es una consecuencia directa de un idóneo escalado cinemático, lo cual, extenderá su validez al estudio de los parámetros de inducción axial y tangencial. La solidez del aspa, idealmente, debe ser conservada para generar cierta correspondencia entre ambos niveles de similitud, no obstante, el hecho de que la distribución

de cuerda sea dependiente de las variaciones en el número de Reynolds, y consecuentemente las fuerzas aerodinámicas, o bien hidrodinámicas, plantea los indicios de un conflicto que es expuesto a detalle en la siguiente sección.

2.4.1.3 Similitud Dinámica.

La similitud dinámica toma como principal premisa la conservación de los coeficientes de arrastre, sustentación y momento, o bien, las relaciones de fuerza propias de la interacción entre el dispositivo y el fluido. Este tipo de similitud deberá garantizar un correcto escalado de las mediciones relativas a la potencia y empuje, empleando para ello una equiparación de los números de Reynolds como parámetros fundamentales, sin embargo, el tratar de recrear las condiciones operativas de un prototipo a través de un modelo a escala de laboratorio suele derivar en una serie de complejos inconvenientes técnicos [101].

El número de Reynolds se relaciona con dos aspectos de suma importancia para la descripción de la dinámica operativa de las turbinas como dispositivos de generación de energía: el régimen del flujo y la capacidad para generar fuerzas hidrodinámicas. En el primer caso, el buscar igualar los niveles energéticos del fluido puede ser un inconveniente si las velocidades en sitio difieren considerablemente con respecto a las velocidades que pueden ser reproducidas en un canal hidráulico. En cuanto al segundo caso, la reducción en las dimensiones de la cuerda del alabe para el modelo de laboratorio será desfavorable dado que el número de Reynolds irremediablemente disminuirá, y con ello las fuerzas asociadas al arrastre y la sustentación se verán atenuadas considerablemente.

En esta situación, una alternativa al uso del número de Reynolds es generar similitud mediante el número de Froude. La relación física para dicho parámetro se representa a partir de la interacción entre las fuerzas inerciales y de gravedad, tal como se expresa en la ecuación (2.66).

$$Fr = \frac{U}{\sqrt{g \cdot L}} \tag{2.66}$$

El número de Froude encuentra una amplia aplicación en el estudio de fenómenos tales como el oleaje, sin embargo, su utilización distará de ser óptima para la experimentación relativa a las turbinas hidrocinéticas donde los efectos gravitatorios suelen pasar a un segundo plano de actuación, sin embargo, si el escalado cinemático se presenta de forma consistente, el error en la validación se puede considerar tolerable [100].

$$FEP \propto \left(h_g\right)^{-3.5} \tag{2.67}$$

En adición, la generación eléctrica debe ser corregida por medio de la aplicación de un factor de escala de potencia [102]. Este factor planteado en la ecuación (2.67) sugiere que la similitud

de potencia no puede ser realizada desde una perspectiva absoluta, pese a ser adimensionalizada; esto como resultado de las tendencias no lineales empleadas en su formulación. En el caso de entornos experimentales orientados a la observación de fenómenos más específicos, estos implicarán la inclusión de parámetros complementarios, tales como el factor de la intensidad de turbulencia ambiental o el número de cavitación [97] .

2.4.2 Factor de Bloqueo.

En los entornos experimentales, e inclusive numéricos, un parámetro importante que puede sesgar los resultados es el denominado factor de bloqueo. En la ecuación (2.68) se observa que este factor técnicamente corresponde a un cociente entre el área de referencia del dispositivo y el área frontal del entorno, o bien del dominio en el caso computacional.

$$B = \frac{A_{referencia}}{A_{dominio}} \tag{2.68}$$

La relevancia de este parámetro recae en el hecho de que, si este resulta ser excesivo, se estará indirectamente forzando una aceleración del flujo que interactúa con el dispositivo como consecuencia de un efecto de confinamiento; aunque cabe mencionar que este mismo efecto podría originarse parcialmente por la deformación de la capa de flujo libre del agua. Los resultados registrados se encontrarán distorsionados, vinculándose directamente a las condiciones de bloqueo en que fueron obtenidos y, de esta manera, dificultarán la comparativa entre escenarios que respondan a un bloqueo distinto. En el caso de las turbinas hidrocinéticas, autores como Belloni [16], Shahsavarifard [45] y Lokocz [59] han discutido ampliamente sobre las implicaciones de este factor, denotando que dé él se derivan varias sobrestimaciones de potencia reportadas, tanto para el entorno eólico como oceánico.

En el transcurso del siguiente capitulo se pretende describir la implementación practica de los métodos, metodologías, recursos y parámetros técnicos abordados hasta el momento. En este mismo sentido, se insta a retomar las referencias citadas con la finalidad de poder generar un panorama técnico más amplio, siendo esta actividad particularmente relevante para el caso de las implementaciones numéricas; esta sugerencia es realizada debido a que resulta prácticamente imposible describir las implicaciones específicas y el trasfondo que conllevan este tipo de aproximaciones.

Capítulo 3

Implementación Numérica.

El desarrollo las turbinas hidrocinéticas, como se ha mencionado con anterioridad, se ha visto beneficiado en sus etapas tempranas por la experiencia acumulada dentro del sector de la energía eólica. El entorno operativo, sin embargo, se presenta como el principal punto de inflexión a partir del cual se genera la discordancia entre los procedimientos y metodologías. El plantear la dinámica del dispositivo reemplazando el fluido de trabajo ha permitido identificar que, pese a la reducida velocidad de las corrientes marinas, características como una elevada densidad o una turbulencia ambiental excesiva, pueden generar un impacto significativo sobre el rotor, razón por la cual, es necesario atender estas particularidades.

En el presente capitulo se documentará la implementación numérica realizada, en una primera instancia, para la generación del diseño geométrico de la turbina en su configuración aislada. La metodología BEM que ha sido empleada permite la extracción de múltiples parámetros de rendimiento, los cuales serán discutidos a detalle teniendo en consideración las implicaciones relativas a la deconstrucción bidimensional del problema. Desafortunadamente, para el caso del disco difusor no se ha identificado dentro de la literatura a ninguna metodología de diseño que justifique cierta versatilidad analítica, en consecuencia, dicha actividad se realizará a partir de una metodología experimental que, haciendo uso de la simulación computacional de fluidos, permita exhibir ciertas relaciones paramétricas como parte de un proceso de diseño.

En lo que respecta a la evaluación del ensamble conformado por el disco difusor y la turbina, este también será fundamentado en la dinámica computacional de fluidos para el esclarecimiento de las interacciones múltiples. La turbina será modelada para operar en dos escenarios diferentes: uno idealizado basado en la teoría del momentum unidimensional, y otro más pragmático empleando los resultados obtenidos por el método BEM. Estos modelos serán embebidos dentro del software a partir del uso de fuentes de momentum para representar las reacciones y fuerzas del rotor. Las consideraciones particulares alusivas a este concepto se discuten a detalle, tanto en el presente capítulo como en el posterior.

3.1 Diseño Analítico de la Turbina.

El diseño analítico de una turbina hidrocinética tomará como punto de partida la aplicación del método BEM, sin embargo, es de suma importancia reconocer la intención operativa, esto con la finalidad de definir una geometría preliminar acorde a las condiciones físicas registradas por el entorno. En una primera instancia, esto implica relacionar cualitativamente la manera en que

la forma de los alabes se impone ante el comportamiento dinámico, y complementar con las complicaciones derivadas del hecho de emplear al agua como nuevo fluido de trabajo. Dentro del siguiente apartado se hará alusión al concepto de la cavitación con la intención de delimitar y proveer de un sentido técnico a este planteamiento, esto al mismo tiempo que se da pie a la determinación de una serie de criterios que se emplearán durante el proceso de diseño.

3.1.1 Criterios Preliminares.

La cavitación como un problema recurrente en las hélices de las embarcaciones se presentará de manera análoga en las turbinas hidrocinéticas, particularmente en las puntas de los alabes, región donde existe una enorme susceptibilidad a la formación de vorticidades y es común que la presión de vapor del agua sea alcanzada. Desde la perspectiva mecánica uno de los principales efectos adversos es el desgaste progresivo de los materiales, por otra parte, la disipación innecesaria de energía se posiciona como una de las mayores afectaciones a la dinámica del rotor. El procurar un diseño integral que busque eludir a la cavitación implicará un amplio entendimiento de las interacciones presentes entre el flujo y la geometría, no obstante, es posible atender a ciertas recomendaciones empíricas de una manera provisional.

En la practica la cavitación es asociada a las tendencias rotativas. El parámetro adimensional de velocidad en punta del aspa, o factor TSR, debe restringirse a un valor máximo en el rango de 5 - 6 unidades para atenuar los efectos adversos de la cavitación [103]. En un panorama alternativo y en respuesta a las condiciones específicas presentadas por la corriente, se recomienda que la velocidad local que experimenten las secciones externas de los alabes no exceda del intervalo de los 10 - 15 ms^{-1} [22]. Adicionalmente, estas restricciones evitaran parcialmente el desprendimiento de la capa limite y con ello, una caída de la eficiencia hidrodinámica.

La turbina hidrocinética empleada en la presente investigación, dadas las cuestiones expuestas previamente, fue diseñada para operar de manera óptima en torno a un factor TSR = 4. La magnitud de este factor sugiere una baja permeabilidad del rotor, contrastada por una elevada solidez del aspa. En el entorno operativo, la velocidad angular asociada al máximo coeficiente de potencia será reducida, de modo que la principal aportación a la potencia vendrá del torque.

El diseño de la turbina, pese a enfocarse de manera prioritaria en una prueba de concepto, se anticiparía a las condiciones de un sitio de interés particular, el cual corresponde a las inmediaciones del canal de Cozumel en Quintana Roo. En el documento presentado por Hernández et.al [12] se reportaría la presencia de corrientes con una densidad de potencia cercana a los 512Wm^{-2}, lo cual es equivalente a velocidades próximas a 1.0 ms^{-1}. Estos datos no representan ningún conflicto preliminar con el valor designado para el factor TSR; inclusive al tomar en consideración los requerimientos descritos para el caso de la velocidad local.

Las corrientes presentes para el canal de Cozumel, si bien no destacan particularmente por la magnitud de su velocidad, si lo hacen por su potencial de aprovechamiento dada su elevada disponibilidad temporal; este último aspecto se reconoce como la principal justificación para el desarrollo de dispositivos que operen en este sitio. En el trabajo realizado por Encarnacion et.al [13] se presenta el diseño de una turbina de eje horizontal cuya peculiaridad reside en un factor TSR > 6, esto bajo la premisa de que una elevada velocidad angular, y en consecuencia una baja solidez del aspa, deben permitir una simplificación de los mecanismos de transmisión de potencia. En el marco de esta situación, el haber definido un factor TSR relativamente bajo para el presente estudio podría considerarse una propuesta alterna.

El análisis preliminar de la turbina vinculada al factor TSR 4, como se ha mencionado, sugiere una velocidad angular reducida, empero, el hecho de incluirla en un ensamble en conjunto con un disco difusor debería de incrementar el valor asociada a esta magnitud, sin tener que recurrir a una reducción de la solidez del aspa. Esto es favorable si se reconoce que una cantidad significativa de turbinas marinas y oceánicas han optado por un factor de solidez alto en favor de un mayor torque disponible durante el arranque inicial y una menor incidencia de problemas estructurales relacionados con las fluctuaciones de la corriente [103]. En adición, se presupone una supresión de los vórtices presentes en las puntas de los alabes debido a la cercanía que estas presentan con respecto a las paredes del disco difusor.

En respuesta al hecho de pretenderse una verificación experimental de los datos teóricos obtenidos para el prototipo de la turbina y disco difusor, el asimilar un comportamiento dinámico en donde la potencia sea provista principalmente por el torque favorecerá las etapas correspondientes a la medición y registro de los datos, minimizando así el error relativo por encima de la sensibilidad de los dispositivos utilizados. Dentro de este mismo contexto resultará factible comenzar a establecer algunas magnitudes geométricas más específicas.

De manera anticipada, entre las especificaciones del canal hidráulico sobre el cual se prevé la futura evaluación experimental de la turbina, este cuenta con una sección transversal con un ancho de 0.8 m y un tirante de agua máximo de 0.8 m. La turbina, definida como un modelo tripala de eje horizontal, contará con un diámetro del rotor de 30 cm. El equiparar ambas áreas da como resultado una relación de bloqueo cercana a 0.11. Estas dimensiones fueron delimitadas según lo reportado por Chen & Liou [104], en donde se denota que una parte significativa de las pruebas realizadas sobre turbinas eólicas a pequeñas escalas adoptaron bloqueos próximos a 0.10, esto con la finalidad de prescindir de correcciones aplicadas sobre los coeficientes de torque y potencia, o en su defecto, que los errores asociados a ellas sean mínimos.

En el caso de las turbinas hidrocinéticas existirá cierta discordancia. En el análisis presentado por Creciun [105] se señala que para una relación de bloqueo por encima de 0.4, los coeficientes de rendimiento incrementarán exponencialmente, y con ello, se requerirán correcciones más severas. El valor recomendado en este caso deberá ser menor a 0.3 a fin de que los resultados sean independientes a los efectos del bloqueo En el estudio realizado

por Zilic de Arcos et.al [106], por el contrario, se observaría que los datos obtenidos a partir de una relación de bloqueo de 0.10 empezarían a presentar un desfase significativo con respecto a las predicciones teóricas. Ambas posturas se fundamentaron en la simulación CFD de las turbinas, sin embargo, el impacto del bloqueo tiende a diferir con respecto a las dimensiones específicas de la turbina, su dinámica operativa y las condiciones físicas del flujo, de manera que la generalización de los resultados suele encontrarse sesgada.

En la Tabla 3.1 se presentan algunos de los parámetros preliminares definidos para el diseño de la turbina hasta este momento. En el caso del diámetro del buje, este se extendería hasta ocupar un 20% de la longitud radial total, esto debido a restricciones de escala en el modelo tridimensional, específicamente aquellas relacionados con el montaje de los alabes sobre este elemento. En lo relativo a la disposición geométrica, se determinó que cada alabe constará de 8 estaciones de diseño equidistantes, partiendo desde la posición correspondiente al 30% del radio del rotor. La brecha existente entre el buje y la primera estación será modelada como una región de transición, sin embargo, esta porción anular no será considerada explícitamente para el cálculo de las cargas dinámicas del rotor.

Tabla 3.1 Parámetros preliminares para el diseño de la turbina.

Diámetro del rotor	30	[cm]
Diámetro del buje.	6	[cm]
Factor de bloqueo.	11	[%]
Numero de alabes.	3	[-]
Número de estaciones.	8	[-]
Factor TSR óptimo.	4	[-]
Velocidad de flujo libre.	0.7	[ms^{-1}]

Finalmente, se determinó una magnitud de la velocidad de flujo libre acorde a las capacidades del canal de recirculación en el cual se pretende realizar una posterior validación experimental. Dentro de los métodos y metodologías que serán implementados, esta velocidad será de suma importancia, puesto que una vez definida la intención operativa del rotor y el factor de forma, dará pie al establecimiento de parámetros más específicos que permitirán un mayor entendimiento de los fenómenos físicos. En el siguiente apartado se procederá a definir las geometrías de referencia relativas a la estructura de los alabes, en este caso perfiles aerodinámicos, mismos que para efectos del presente trabajo serán referidos de manera indistinta como perfiles hidrodinámicos.

3.1.2 Selección de Perfiles.

La definición geométrica de los perfiles hidrodinámicos que conformarán a los alabes representa una de las etapas fundamentales del diseño de la turbina, esto debido a que las tendencias polares descritas para el arrastre y la sustentación tendrán una influencia directa sobre el rendimiento, las cargas dinámicas, los materiales implementados, e inclusive la cimentación. En un entorno enfocado en la evaluación preliminar, donde las relaciones

paramétricas no son lo suficientemente explicitas, una práctica común es la adopción de perfiles predefinidos.

El Comité Nacional de Asesoría Aeronáutica, conocido usualmente como NACA por sus siglas del inglés, es un organismo que destaca de manera particular por poseer uno de los catálogos de perfiles más extensos en la actualidad. En el presente trabajo de investigación se hará uso de un total de 8 perfiles desarrollados por dicho organismo, los cuales pertenecen a la denominada serie 638xx. Esta familia de perfiles destaca por haber sido ideada específicamente para mantener el flujo laminar sobre una significativa porción de la cuerda, retrasando así la generación de gradientes de presión adversos y consecuentemente la separación de la capa limite. De manera complementaria, estas características permiten incrementar la sustentación mientras se restringen los efectos perjudiciales del arrastre, sin embargo, esto aplica solo para un determinado rango de ángulos de ataque [107].

La nomenclatura empleada para definir geométricamente a estos perfiles utiliza un total de 6 dígitos. El primer digito corresponde a la familia de perfiles. El segundo digito indica la posición relativa del espesor máximo medida en deciles; en este caso concreto, el numero 3 hará referencia al 30% de la longitud de la cuerda medida a partir del borde de ataque. En la posición asociada al tercer digito, el 10% de la magnitud indicada corresponde al coeficiente de sustentación de diseño, el cual se ubica en 0.8 para los perfiles seleccionados. Finalmente, los últimos dos dígitos definen al espesor máximo como un porcentaje de la cuerda [108]. En el caso del sexto digito, con un valor predeterminado de a = 1, este representa la fracción de la cuerda sobre la que permanece adherida la capa limite, aunque no es común sea denotado.

En la Figura 3.1 es posible observar la asociación establecida entre los perfiles y las estaciones a lo largo del alabe. Los perfiles con mayor espesor relativo se ubican en las secciones más próximas a la raíz, esto es debido a que en esta región se concentra una gran parte de los esfuerzos mecánicos. Esta configuración especifica fue determinada a partir de una evaluación de las propuestas de turbinas presentadas por Encarnacion et.al [13]. Los perfiles seleccionados, si bien no serían concebidos para su aplicación en turbinas marinas y oceánicas, han demostrado un desempeño sobresaliente, por tal razón, existe una extensa literatura derivada de estudios realizados por distintos autores, tal es el caso de Bahaj et.al [109].

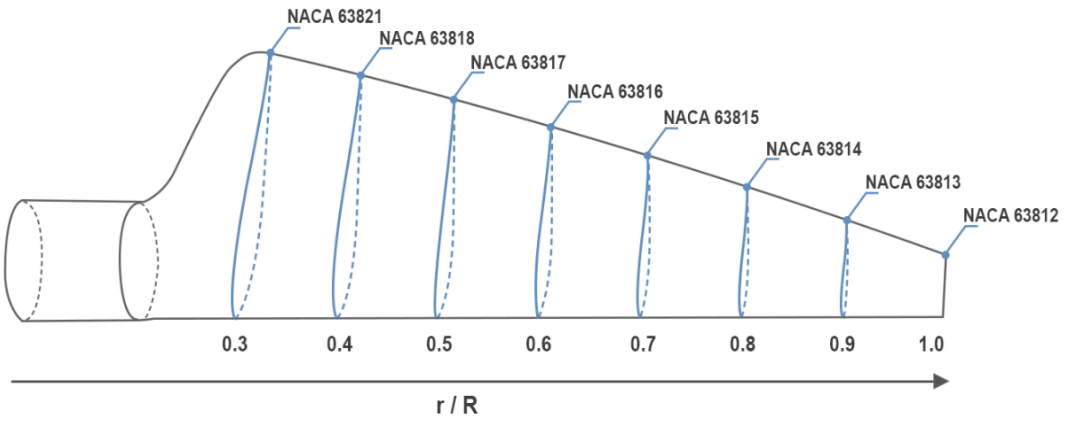


Figura 3.1 Distribución del conjunto de perfiles NACA 638xx para las distintas estaciones del alabe.

Retomando las cuestiones técnicas, la geometría y factor de forma se reconocen como dos de las propiedades más relevantes para la elección de los potenciales perfiles, sin embargo, la dinámica operativa se verá sometida por el número de Reynolds desarrollado en el sitio de pruebas o entorno de simulación. El hecho de considerar las curvas polares como una función directa de este número adimensional, implica que la estimación debe procurar una representación fiable de las condiciones físicas del flujo, evitando de este modo falsas asociaciones que conduzcan a errores en la estimación del rendimiento energético y las cargas dinámicas.

El número de Reynolds que actúa sobre la turbina hidrocinética se define usualmente como el cociente entre las fuerzas inerciales y viscosas, empleando como longitud característica a la cuerda del perfil ubicada al 70% del radio del alabe y como velocidad característica a la velocidad relativa desarrollada en esta misma sección, esto tal como es planteado en [97] [95].

$$Re = \frac{c_{0.7R}\sqrt{U_\infty^2 + (n\pi 0.7D)^2}}{\nu} \tag{3.1}$$

En la ecuación (3.1) se introduce un parámetro $n = \Omega/2\pi$ como la velocidad angular medida en revoluciones por segundo, mientras que la variable ν será la viscosidad cinemática del fluido. En la Tabla 3.2 se muestran las magnitudes de los parámetros empleados para el cálculo del número de Reynolds; los valores para la densidad y viscosidad cinemática se tomaron directamente de la base de datos del software de simulación ANSYS Fluent, sin embargo, se verificaría posteriormente que ambos corresponden a las propiedades del agua registradas a una temperatura de 20°C y 1 atm, tal como se reporta en [69].

Tabla 3.2. Propiedades del agua empleadas para determinar el número de Reynolds.

Cuerda al 70%	0.15333	[c/R]
Velocidad angular Ω.	18.666	[rad/seg]
Densidad del agua.	998.2	[kg m^{-3}]
Viscosidad cinemática.	1.005 x 10^{-6}	[$m^2 s^{-1}$]

El número de Reynolds obtenido es de aproximadamente 4.80 x 10^4 para un factor TSR de 4 y una velocidad de flujo libre de 0.7 ms^{-1}. El prototipo, como se ha mencionado anteriormente, fue ideado con la finalidad de poder ser validado físicamente en trabajos posteriores y en este sentido, cabe mencionar que las restricciones presentadas por el canal hidráulico han influido parcialmente en la delimitación de este parámetro. El enfoque propuesto para el cálculo de este número adimensional planteará dos problemáticas importantes por discutir.

En una primera instancia, y partiendo desde un estricto panorama técnico, el considerar constante al número de Reynolds puede ser cuestionable ya que a lo largo del alabe existirán variaciones locales, tanto para la velocidad relativa como para la longitud de la cuerda; en adición a las variaciones que derivarán de las distintas velocidades angulares. Este hecho implicará que para cada valor del número de Reynolds deba existir un conjunto de curvas polares. En el trabajo presentado por Koh & Ng [110] se discute este planteamiento, denotando que para un escenario en donde el número de Reynolds es variable, el coeficiente de potencia es sobrestimado en comparación con las predicciones realizadas con un numero de Reynolds fijo. En el caso del coeficiente de empuje, este presentará un comportamiento opuesto. Los rangos de error presentados en este estudio comparativo fueron reducidos, de tal manera que no se descarta la validez de emplear un único número de Reynolds durante las etapas preliminares del diseño de la turbina, debido a la practicidad que plantea esta alternativa.

La segunda cuestión se relaciona con el análisis de la magnitud asociada al número de Reynolds y como es que esta impacta en la dinámica experimental de la turbina. En entornos de validación de prototipos a pequeña escala, un numero de Reynolds inferior a 5 x 10^4 suele ser inadecuado, esto es debido a que existe una prevalencia de las fuerzas viscosas sobre las inerciales, la cual tiende a limitar la capacidad de los perfiles para generar sustentación [99]. El comportamiento para las curvas de potencia puede ser estimado teóricamente, sin embargo, en la práctica no será capaz de ajustarse con precisión a las mediciones experimentales. Esto representará un serio inconveniente para la presente investigación, debido a que las condiciones operativas se encuentran cercanas al límite planteado previamente.

Al margen de esta última problemática, en la literatura consultada no se han podido identificar trabajos que experimentalmente hayan evaluado al conjunto de perfiles seleccionados, o bien a un prototipo de turbina, operando bajo un numero de Reynolds tan reducido. En consecuencia, los datos correspondientes a las curvas polares, no estarán disponibles para ser utilizados de manera directa, ni como referencia bibliográfica. Este inconveniente plantea la necesidad de implementar una etapa de simulación en la que dicha información pueda ser obtenida para su posterior incorporación dentro del método BEM; cabe destacar que en esta primera aproximación la validez se limita únicamente al entorno teórico.

3.1.3 Simulación de los Perfiles.

La primer alternativa de simulación numérica considerada para obtener las curvas polares del conjunto de perfiles fue el software libre XFOIL desarrollado por Drela [111]. El código empleado dentro de este software utiliza un método de paneles lineales de vorticidades para resolver las interacciones del perfil; esto partiendo desde una formulación potencial del fluido que, a partir de la aplicación de ciertas correcciones, permite captar los efectos asociados a la compresibilidad, desprendimiento de capa limite y viscosidad. Los paneles lineales de vorticidad, a grandes rasgos, se implementan como una serie de singularidades dentro del campo del flujo con la capacidad de modificar las líneas de corriente. La distribución geométrica de los paneles, así como la magnitud de las vorticidades se ajustan iterativamente. Los fundamentos teóricos que conducen a tras esta aproximación se describen a detalle en [112].

Los perfiles fueron reconstruidos en un entorno Java empleando el software libre JavaFoil [**113**], tal como se muestra en la Figura 3.2. Los parámetros utilizados para la simulación serian la velocidad, viscosidad y numero de Reynolds, el cual por conveniencia fue redondeado a un valor de 5 x 10^4. De manera adicional resulta necesario definir un parámetro enfocado en representar la turbulencia del flujo libre, el cual se denota como *Ncrit* y tomaría un valor 0.5 de acuerdo con las recomendaciones realizadas por Koh & Ng [110]. Los datos obtenidos, desafortunadamente, presentarían una serie de inconvenientes, destacando entre ellos los bajos niveles de convergencia para los ángulos de ataque que superaban el umbral de los 15°; en adición se presupone un sobredimensionamiento para las curvas de arrastre y sustentación.

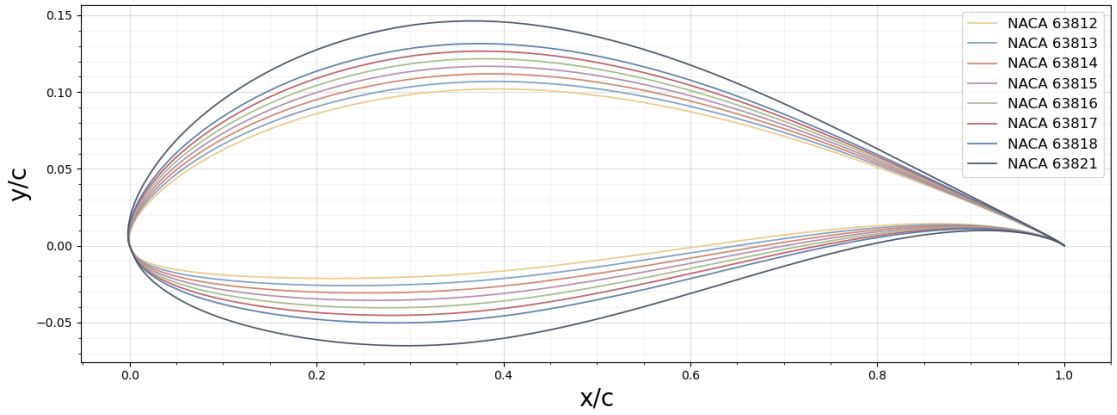


Figura 3.2 Conjunto de perfiles NACA 638xx reconstruidos en JavaFoil.

El coste computacional para llevar a cabo las simulaciones en XFOIL es relativamente bajo y la precisión de los resultados es aceptable en ciertos escenarios, sin embargo, el abordado en la presente investigación no es uno de ellos. El reducido número de Reynolds precisa la adopción de una aproximación más rigurosa en donde las interacciones viscosas cobren mayor relevancia, los mecanismos de disipación en la estela sean más precisos y los gradientes de presión ligados al desprendimiento de la capa limite sean captados eficazmente.

En este contexto, se optó por la simulación computacional de fluidos como herramienta para analizar el conjunto de perfiles; empleando específicamente el software comercial ANSYS Fluent. Esta segunda alternativa, si bien exige un mayor consumo de recursos computacionales y tiempo, garantiza una representación más fiable de las interacciones físicas.

La simulación, tal cual se presenta a continuación, se encuentra basada en la metodología que se presentó en el capítulo anterior, sin embargo, el hecho de conducirse en un plano bidimensional implica la adopción de pequeñas variantes, las cuales se discuten en detalle conforme se presentan en el documento, esto tomando como principal referencia a las guías provistas por ANSYS, así como documentación externa provista por terceros. Los términos específicos asociados a la configuración de Fluent que no dispongan de una traducción literal se conservaran, esto a fin de evitar problemas que deriven en una errónea interpretación.

3.1.3.1 Dominio de Control.

El punto de partida para esta nueva aproximación al problema fue la obtención de las curvas polares del conjunto de perfiles NACA 638xx, esto a partir de un registro de las variaciones de los coeficientes de arrastre y sustentación dentro de un rango de ángulos de ataque predefinido, el cual partiría desde los 0° hasta los 20°. La simulación para cada perfil, debido al incremento en el consumo de los recursos computacionales, constaría de únicamente 11 puntos de diseño en los que el ángulo de ataque variaría en intervalos de 2°. Las condiciones que se buscaría captar son: el comportamiento del perfil para un ángulo de ataque de 0°, el ángulo de ataque asociado a la condición de máxima eficiencia hidrodinámica y el ángulo de ataque a partir del cual la sustentación producida por el perfil entra en un estado de perdida. La finalidad tras esta última premisa es la determinación de ciertos parámetros indispensables para el ajuste de modelos de extrapolación que permitan extender el rango operativo.

El dominio utilizado, tal como se muestra en la Figura 3.3, se subdivide en una sección anterior semicircular y una sección posterior rectangular. En el esquema planteado, una longitud de referencia, *L*, de 1 m se vincula directamente con la magnitud definida para la cuerda del perfil. Las cotas radiales R1 y R2 se extenderían 12 m (12 *L*) y 2.5 m (2.5 *L*), en tanto la cota horizontal H1 lo hará en 20 m (20 *L*). En este caso en particular, la disposición bidimensional implica que no es posible definir explícitamente un factor de bloqueo, no obstante, la amplitud y el factor de forma del dominio garantiza que no existirá una deformación del flujo ocasionada por la proximidad de las fronteras; esto en concordancia con las recomendaciones realizadas dentro de la guía de simulación de perfiles presentada por Mullen & Lachance [114].

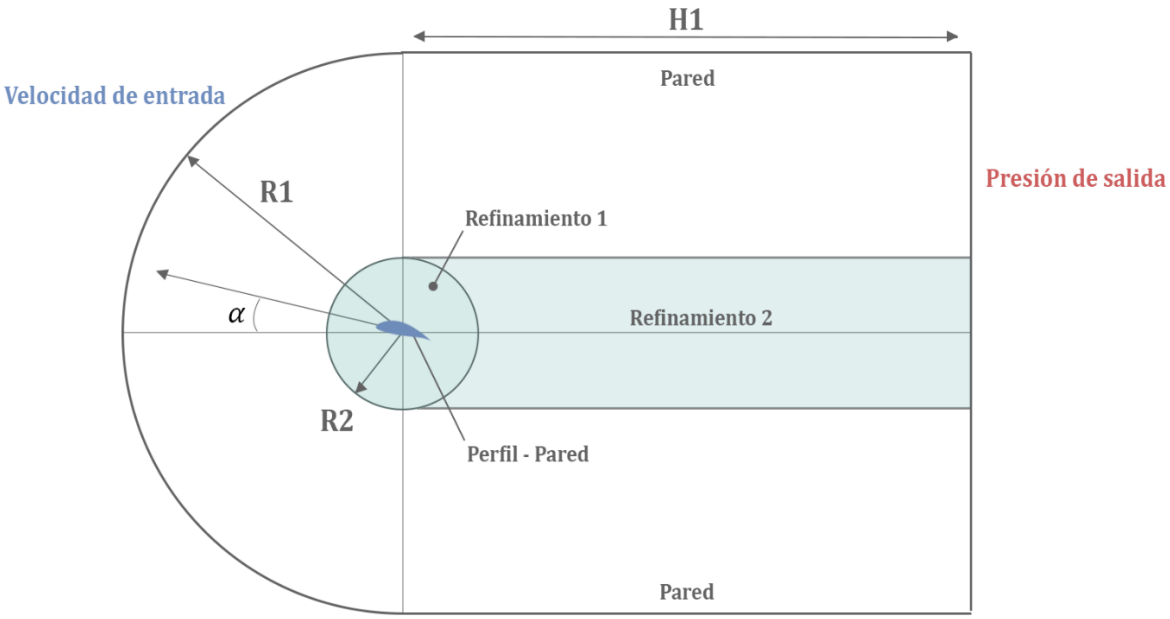


Figura 3.3 Dominio de control empleado para la simulación del conjunto de perfiles NACA 638xx.

Los dos refinamientos al interior del dominio fueron incluidos a fin de captar fenómenos más específicos durante la simulación y evitar la pérdida de información ocasionada por una malla deficiente. El primer refinamiento se enfocaría en el registro de los gradientes de presión alrededor del perfil, mientras que el segundo en el proceso de disipación de la estela. En adición, un tercer refinamiento local sería añadido sobre la superficie que delimita al perfil, teniendo como propósito el captar las interacciones viscosas; esto último será abordado a detalle en el posterior apartado enfocado en el mallado computacional.

En cuanto a las condiciones de frontera que se asocian con cada geometría, estas se definen preliminarmente de la siguiente manera. En el semicírculo anterior la condición adoptada es una velocidad de entrada, para el lado opuesto una presión de salida; y en el caso de los lados horizontales restantes y la superficie del perfil, estos últimos adoptaron una condición de pared estacionaria. La configuración geométrica del dominio expuesta en este apartado se conservaría para la simulación de cada uno de los perfiles y sus correspondientes puntos de diseño.

3.1.3.2 Parámetros de Mallado.

La etapa del mallado, tal como se ha mencionado con anterioridad, es trascendente dentro del proceso de la simulación computacional debido a que la discretización del dominio marcará las pautas generales para la resolución numérica del flujo e influirá de una manera directa en el cómputo de los resultados. En este sentido, la realización de un estudio de convergencia de mallas fue indispensable para dotar de cierta rigurosidad técnica a la simulación; esto a partir de la determinación de una resolución optima, la cual buscaría ser coherente en relación con dos aspectos fundamentales: la precisión de los resultados y el coste computacional requerido.

En el contexto planteado para la simulación del conjunto de perfiles, el llevar a cabo un estudio de convergencia para cada ángulo de ataque y cada perfil representa una tarea extenuante, y es por esta razón, que se adoptó una perspectiva más práctica para tratar de solventar esta problemática. El estudio de convergencia se enfocaría, de manera preliminar, en la evaluación de únicamente 5 ángulos de ataque para cada perfil: 0°, 5°, 10°, 15° y 20°: La premisa tras este planteamiento parte de asumir que, si es posible determinar una malla óptima para estos casos, la validez de esta se puede extender para los valores intermedios.

La estrategia adoptada para la discretización partió de la definición de una malla no estructurada, conformada principalmente por elementos triangulares; misma que se complementaría con cuatro refinamientos locales. El primer y segundo refinamiento se centran en las inmediaciones del perfil y la proyección axial de la estela, esto al modificar el tamaño de los elementos a partir de una operación denominada *Face Sizing* dentro de la interfaz del software. En el caso del tercer refinamiento, haciendo uso de la operación *Edge Sizing*, es posible ajustar los intervalos de separación de los elementos que estén en contacto directo con la superficie del perfil. Finalmente, para el cuarto refinamiento se creó una serie de capas de inflación alrededor del perfil. En total, 6 configuraciones de malla diferentes fueron planteadas, permitiendo cubrir un rango que partiría desde los 9×10^4 hasta 6×10^5 elementos.

En la Figura 3.4 se pueden observar las variaciones del coeficiente de sustentación con respecto a las resoluciones de malla para los casos límite del ángulo de ataque. Las tendencias que se exhiben en este breve estudio preliminar sugieren que conforme aumenta el ángulo de ataque, las variaciones previas a la convergencia se acentúan con mayor intensidad. En términos generales, se lograría identificar un punto de inflexión asociado a la convergencia que fue común a todos los escenarios evaluados y se ubicaría en torno a los 3×10^5 elementos. El error relativo para una gran parte de las mallas con un número de elementos superior a este umbral se ubicaría por debajo de un 2 %, aunque, cabe mencionar que para unos pocos casos aislados se registraron errores próximos al 5 %. Los resultados considerarían a la sustentación como métrica de convergencia por encima del arrastre, sin embargo, debido a la dependencia directa que ambas variables presentan entre sí esto resulta indistinto.

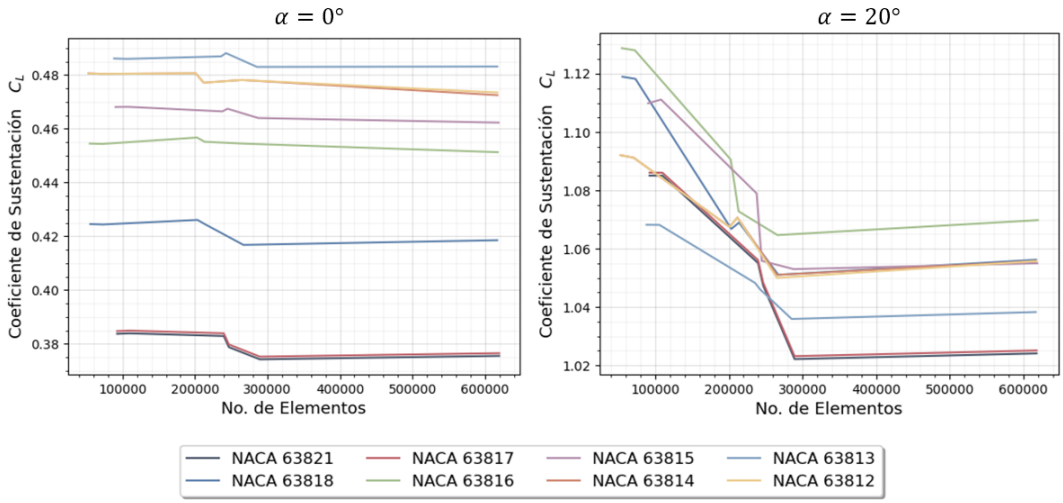


Figura 3.4. Monitoreo de la sustentación del conjunto de perfiles NACA 638xx a distintas resoluciones de malla.

En la Tabla 3.3 se describen los parámetros específicos empleado para la generación de las tres mallas más representativas del estudio; entre las cuales, aquella vinculada con una resolución media se identificaría como la más idónea para llevar a cabo la evaluación final de los perfiles tomando en consideración el rango e intervalos establecidos originalmente. Las mallas restantes corresponden a las variantes anterior y posterior en términos del número de elementos. El contrastar las distintas resoluciones de mallado permite resaltar algunos aspectos clave relativos a las magnitudes empleadas y la asociación que estás tienen con las geometrías.

Tabla 3.3 Descripción general de las resoluciones de malla para el conjunto de perfiles.

Tamaño del elemento	Resolución baja	Resolución media	Resolución alta
Máximo Global [L]	0.1	0.1	0.1
Refinamiento 1 [L]	0.050	0.025	0.010
Refinamiento 2 [L]	0.050	0.050	0.050
Superficie del perfil [L]	0.00175	0.00175	0.00175
Distanciamiento y+	1.0	1.0	1.0
Capas de Inflación	15	15	15
No. de Elementos.	$2.3 \times 10^5 \pm 7.60\%$	$2.8 \times 10^5 \pm 4.60\%$	$6.2 \times 10^5 \pm 5.10\%$

En una primera instancia es posible notar que las magnitudes definidas, tanto para el máximo global como el segundo refinamiento, son las mismas, esto tras concluir que una reducción del tamaño de los elementos no tendría un impacto sustancial sobre las estimaciones. En el primer refinamiento, sin embargo, la situación se invertiría al exhibir una notable dependencia de los resultados con respecto a la densidad de elementos en la malla. La interpretación más congruente para dar sentido a este comportamiento parte de presuponer que al interior de la región asociada a este primer refinamiento se logran captar y modelar la gran mayoría de interacciones del flujo; de esta manera, las dos regiones restantes, dado su distanciamiento con el perfil, tendrán una incidencia relativamente menor dentro de la simulación. Esto se

complementa con el hecho de que el reducido número de Reynolds limita la propagación de las fluctuaciones.

En el caso de la malla para la superficie del perfil, esta sería premeditada a fin de definir magnitudes que permitan un acondicionamiento de la pared cercana y una resolución numérica de la capa limite más precisa. En un principio se definió el parámetro de altura adimensional para el primer elemento *y+* con un valor de 1 para asegurar que este se ubicase dentro de la subcapa viscosa, en seguida una serie de 15 capas de inflación fueron añadidas atendiendo las recomendaciones practicas realizadas en [115]. Este último parámetro se encuentra relacionado con la ecuación (2.56) y la teoría de la capa limite sobre placas planas descrita por White [69]. En cuanto al distanciamiento de los elementos sobre la superficie del perfil, esta magnitud fue determinada procurando la menor deformación de la relación de aspecto de los elementos. El atender a los aspectos previamente mencionados implica el definir un refinamiento sobre esta región que sea eficaz, sin tener que recurrir a una etapa previa de prueba y error. En la Figura 3.5 es posible observar una muestra de la malla generada dentro del software.

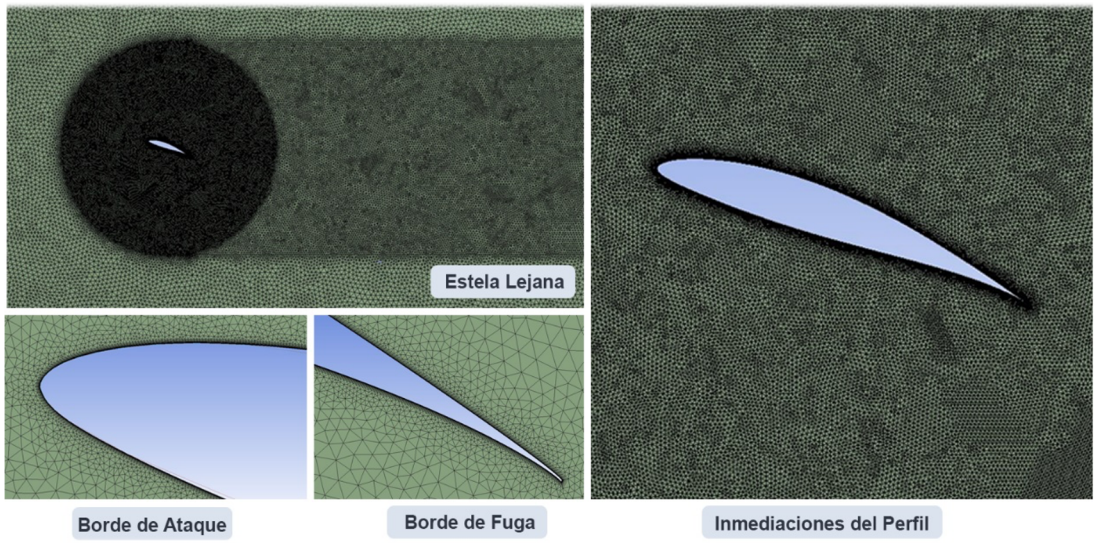


Figura 3.5 Muestra de mallado para el perfil NACA 63812 con un ángulo de ataque α = 20°.

Los parámetros asociados a la resolución media, como se menciona previamente, fueron seleccionados para llevar a cabo la simulación definitiva del conjunto de perfiles, esto tomando en consideración el rango extendido de 0° hasta 20°, con un ángulo de ataque variando en intervalos de 2° tal como fue planteado originalmente. En total se cubrieron 88 puntos de diseño distintos para obtener las gráficas polares. Esta actividad, si bien requiere una cantidad considerable de tiempo de simulación, es simplificada tras incorporar dentro del flujo de trabajo una plantilla paramétrica que automatice el proceso; esto abarcando las etapas de preprocesado, configuración del solucionador e inclusive el postproceso de los datos.

Finalmente, dentro de las conclusiones de este apartado, es necesario denotar un hecho particular relativo al estudio de convergencia de malla. En este estudio, los resultados

preliminares serían obtenidos a partir de simulaciones, sin embargo, esto podría resultar incongruente dado que aún se ha realizado una descripción explicita de los requerimientos para la etapa de resolución numérica dentro del software. Este conflicto de continuidad se vincula directamente con la sucesión de etapas presentada en la metodología del capítulo anterior, no obstante, en este caso en particular, esto resulta intrascendente debido a que la configuración del solucionador es invariable como consecuencia de emplear un numero de Reynolds constante, permitiendo abordar esta temática en detalle dentro de un apartado independiente.

3.1.3.3 Condiciones de Frontera.

El solucionador Fluent, incorporado dentro del entorno de trabajo de ANSYS, fue seleccionado en la presente investigación como el submódulo encargado de determinar los parámetros que garanticen la correcta interpretación y modelado de los fenómenos e interacciones físicas. En este sentido, la definición de las condiciones de frontera adquiere una enorme relevancia, sin embargo, se precisa de una serie de parámetros adicionales que complementen la simulación. La información relativa a estas cuestiones, a fin de disponer de una cierta estructura, es presentada preservando el mismo orden a partir del cual es solicitada dentro del software.

En un principio es necesario definir el tipo de solucionador y el régimen temporal de la simulación. En el caso del primer parámetro se optaría por un solucionador basado en los gradientes de presiones, esto atendiendo al hecho de que el principal objetivo de la simulación es la resolución de un flujo externo incompresible y, en consecuencia, la aproximación alterna basada en los gradientes de densidad resulta improcedente. En cuanto al régimen, se asume que la simulación es temporalmente independiente y, por lo tanto, esta se puede definir como estacionaria. Las propiedades empleadas para describir al agua como el fluido de trabajo se obtendrán directamente de la Tabla 3.2.

El modelo de turbulencia seleccionado fue un *k-epsilon Realizable* debido a sus capacidades para modelar el flujo en las inmediaciones de la capa limite sin precisar de un alto coste computacional. El acondicionamiento de la pared cercana sería abordado mediante un método EWT, o bien, *Enhanced Wall Treatment* por su definición del inglés; esta decisión se fundamenta en el valor $y+ \approx 1$ definido durante la etapa de mallado y las recomendaciones practicas realizadas en [116]. En cuanto al resto de los parámetros y variables del modelo, estos conservaron los valores predeterminados tal como se describen en [96].

La simulación dispondría de tan solo 4 condiciones de frontera, por tanto, la complejidad se puede considerar relativamente baja. La primera condición de frontera aplicada sobre el semicírculo anterior es la de una velocidad de entrada con una magnitud de 0.05 ms^{-1}. El parámetro de la intensidad de la turbulencia se definió en 5 %. En el estudio realizado por Blackmore et.al [117], empleando una velocidad de flujo libre similar a la abordada en este trabajo, se constataría que dicha magnitud es adecuada para representar el flujo bajo condiciones de laboratorio. El valor para la escala de la longitud turbulenta, por otra parte, seria

calculado según la ecuación (2.54), tomando como longitud de referencia a la cuerda del perfil; dicha longitud resulta ser la más adecuada para el análisis de un flujo externo tal como se plantea en [89].

La segunda condición de frontera, asignada a la geometría opuesta a la entrada del flujo, sería la de una presión de salida con un valor manométrico de 0 Pa, indicando que no habrá ninguna oposición al libre flujo. En relación con esta última condición, resulta necesario aclarar ciertos aspectos relativos al tratamiento de las presiones en la simulación. El solucionador, a fin de evitar errores en el redondeo, emplea a la presión manométrica de manera prioritaria para el cálculo y reporte de los resultados. En el caso de precisar de una presión absoluta, esta se formulará como la suma entre una presión operativa predefinida y las variaciones de la presión manométrica. En el presente análisis, debido a la incompresibilidad del fluido, la determinación explicita de una presión operativa no es requerida, tal como es recomendado en [89].

Tabla 3.4 Configuración del solucionador de Fluent para la simulación del conjunto de perfiles.

Solucionador			
Tipo.	Basado en presiones (Pressure-Based Solver)		
Régimen temporal.	Estacionario (Steady State)		
Formulación del fluido.	Velocidad Absoluta		
Gravedad	NA		
Turbulencia			
Modelo de turbulencia	k-epsilon Realizable		
Tratamiento de pared cercana.	EWT - Enhanced Wall Treatment		
Condiciones de Frontera			
Velocidad de entrada	Velocidad del flujo	0.05	[ms^{-1}]
	Intensidad de la turbulencia	5	[%]
	Longitud de escala turbulenta	0.07	[m]
Presión de salida	Presión manométrica	0	[Pa]
	Intensidad de la turbulencia	5	[%]
	Longitud de escala turbulenta	0.07	[m]
	Presión Operativa	NA	[-]
Pared	Pared Estacionaria.		
Métodos			
Esquema	COUPLED		
Presión	Second Order		
Momentum	Second Order Upwind		
Energía cinética turbulenta	Second Order Upwind		
Ratio de disipación turbulenta	Second Order Upwind		

En lo que respecta a las últimas dos condiciones de frontera, ambas se definirían como paredes estacionarias, reservadas para los segmentos horizontales del domino de control y la superficie del perfil. Previo a finalizar este segmento, es preciso resaltar que el solucionador de Fluent no suele recibir parámetros adimensionales para definir las condiciones de frontera. Partiendo desde este planteamiento, el número de Reynolds establecido originalmente, el cual

ascendía a las 5 x10^4 unidades, debe ser representado a partir de sus componentes físicas; justificando así la relación entre las magnitudes asociadas a la cuerda y la velocidad del flujo.

En cuanto al método para la inicialización numérica, la inicialización hibrida sería seleccionada; esto es debido a que, desde una perspectiva práctica, se reconoce suficiente para el análisis de flujos en estado estacionario que operen en una única fase [89]. En la Tabla 3.4, concluyendo este apartado, se presenta una síntesis de los principales parámetros abordados para la configuración del solucionador, incluyendo entre ellos a los métodos preestablecidos para la discretización espacial de las variables más relevantes. El umbral de convergencia para el caso de los parámetros residuales se definió en torno a 1 x 10^{-5}.

El proceso detrás de la simulación del conjunto de perfiles ha sido abordado en detalle con el fin de establecer una estructura general para la descripción de las próximas simulaciones, las cuales, pese a no conservar la misma configuración, presentan un planteamiento similar. La elección de parámetros y modelos será constante, si estos se relacionan directamente con las propiedades del agua como fluido, en caso contrario, se discutirán sus implicaciones dentro de la simulación y se modificarán dados los nuevos escenarios.

3.1.4 Extrapolación Viterna-Corrigan.

Hasta este momento, el comportamiento de las gráficas polares para el conjunto de perfiles se ha prestablecido para cubrir un rango de ángulos de ataque que variaría únicamente de 0° a 20°, no obstante, esto podría derivar en una serie de problemas durante la implementación del método BEM. El análisis dinámico del rotor sugiere que bajo condiciones limite, por ejemplo, un factor TSR que sea demasiado alto o bajo, se requerirán de los parámetros hidrodinámicos de los perfiles fuera de los limites definidos. La solución abordada dentro de este trabajo de investigación parte del uso de un código de extrapolación conocido como AirfoilPre [118], el cual es provisto directamente por el NREL (National Renewable Energy Laboratory, acrónimo del inglés) y, pese a que se encuentra enfocado al entorno del desarrollo eólico, no se ha identificado ningún impedimento para su uso en el caso oceánico.

El código en cuestión fue aplicado a cada uno de los perfiles dentro del conjunto, definiendo un rango extendido que se ubicaría entre ±180°. El proceso de extrapolación del comportamiento hidrodinámico, fundamentado en el método Viterna-Corrigan [119], tomaría como parámetros fundamentales a la sustentación y ángulo de ataque asociados a las condiciones de entrada en perdida; los cuales se obtendrían a partir del rango original procedente de las simulaciones computacionales. Adicionalmente, un parámetro AR = 10 se designa como la relación de aspecto. La metodología detallada y recomendaciones referentes a este método pueden ser consultadas en el trabajo de Mahmuddin et.al [120] y dentro del repositorio oficial del código. La información relativa a las curvas polares, una vez aplicada esta corrección, se encontraría en condiciones de ser incorporada directamente dentro del método BEM.

3.1.5 Parámetros del Método BEM.

La implementación analítica del método BEM, cuyo código sería realizado dentro del software de programación Matlab, atendería dos fines particulares: el diseño geométrico de los alabes y el análisis dinámico del rotor. En el primer caso, la actividad central fue la determinación de las distribuciones de cuerda y de torsión, teniendo en consideración que el rotor debe operar de manera óptima para un factor TSR de 4 y una velocidad de flujo libre correspondiente a 0.7 ms^{-1}. En la Figura 3.6 se muestra el diagrama del proceso empleado para el diseño geométrico del alabe, el cual se encontrará compuesto por dos ciclos iterativos que permitirán definir los parámetros locales para cada una de las estaciones que componen al alabe.

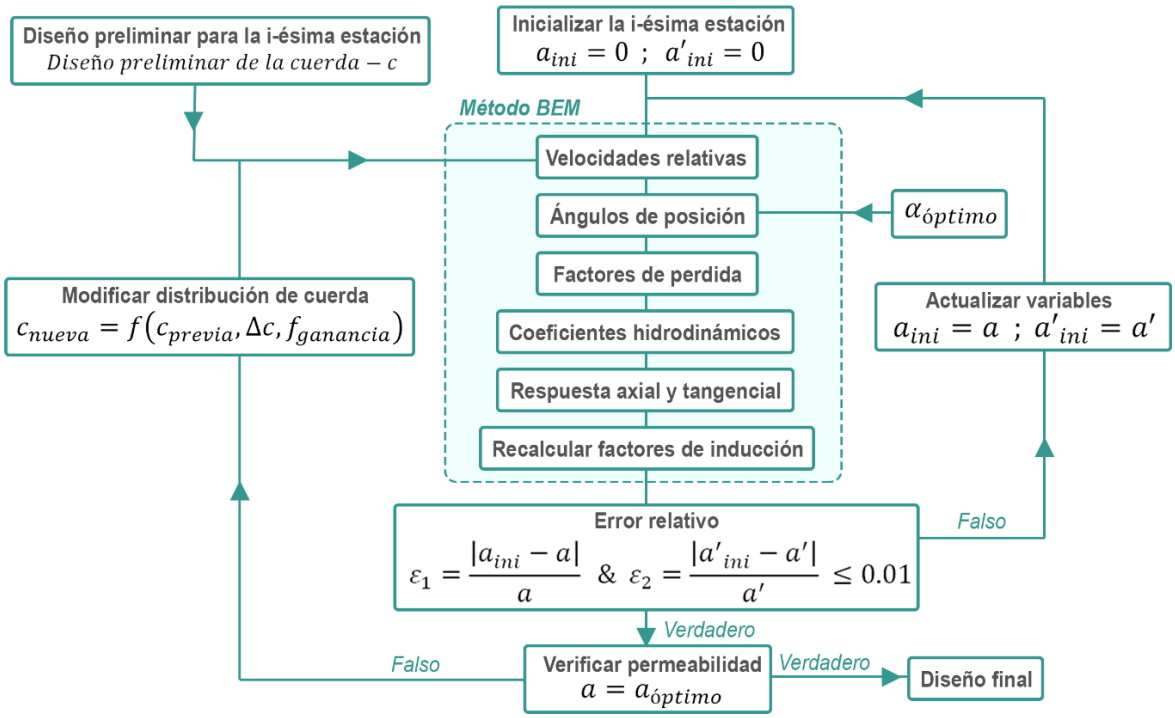


Figura 3.6 Diagrama de flujo del proceso de diseño geométrico de los alabes del rotor.

El código en cuestión, en una primera instancia, precisa de una distribución preliminar para la cuerda. En este sentido, tanto Burton et.al [36] como Manwell et.al [70] , presentan distribuciones idealizadas que pueden emplearse como punto de partida. El primer ciclo se encargará de la convergencia de los factores de inducción, considerando que el ángulo de ataque óptimo se inicializa con la magnitud del ángulo de ataque que maximice la eficiencia hidrodinámica; de esta manera, una vez calculado el ángulo de incidencia ∅, se definirá alternamente la torsión β. En un segundo ciclo se verificará la permeabilidad al contrastar el valor de la inducción axial obtenido con respecto al valor óptimo de la teoría unidimensional. En caso de no satisfacerse dicha condición, la cuerda será modificada y devuelta al primer ciclo.

El error relativo se delimitó en torno a un 1.0 % para la convergencia de ambos ciclos. El criterio para la modificación de la cuerda haría uso de un factor de ganancia con el fin de determinar si se precisa de un incremento o una reducción sobre el valor previo; esto tomando un tamaño de paso de 1 x 10^{-4} m por iteración. Esta capacidad exhibida para modular la permeabilidad a partir de la magnitud de la cuerda permite replicar las condiciones operativas óptimas, compensando las perdidas presentes en las regiones de la raíz y punta del alabe.

En la Figura 3.7 se muestran las distribuciones de la cuerda y la torsión obtenidas. En el caso de la primera gráfica, se integraría la estimación de la cuerda sin atender a los efectos discretos de los alabes; de esta manera, es posible observar cómo es que la solidez de la cuerda se ve reducida en los extremos debido a las perdidas en raíz y punta, adoptando un comportamiento que es prácticamente lineal. En la Figura 3.8 se puede observar la reconstrucción CAD del alabe, más cabe mencionar que, la sección que es anterior al 30 % de la longitud total medida desde la raíz será reconocida como una región de transición y, en consecuencia, los efectos derivados de ella serán omitidos en una primera instancia.

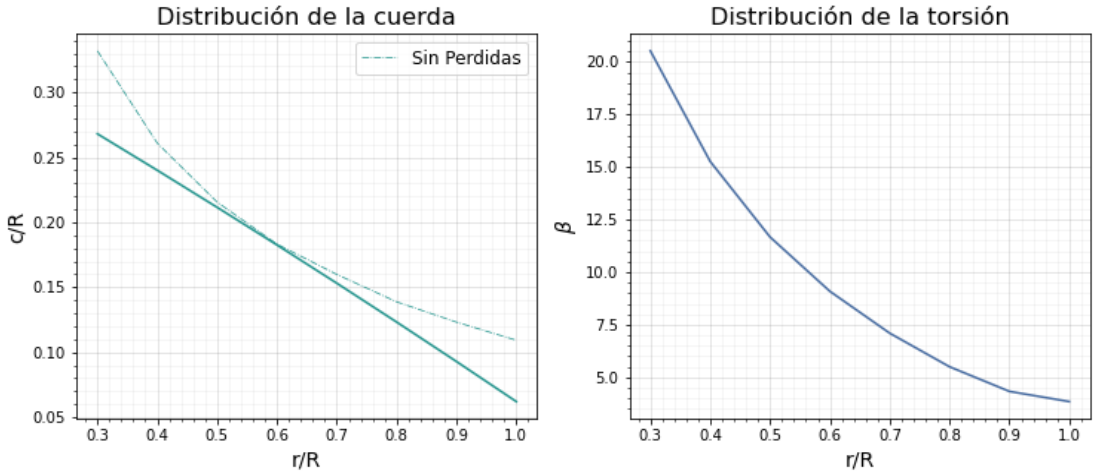


Figura 3.7 Distribuciones geométricas de la cuerda y torsión a lo largo del alabe.

El análisis de la dinámica del rotor tomaría a las distribuciones de cuerda y torsión como datos de referencia para el cálculo de las curvas de rendimiento. En este nuevo escenario, la disposición de los alabes será fija y la velocidad del flujo libre se mantendrá, de tal manera que, las variaciones se introducen a partir de la modificación del factor TSR; específicamente, se estableció un rango discreto de 2 - 6 para los valores de dicho factor. Los coeficientes de potencia y empuje asociados a cada una de las condiciones de rotación permitirán reconstruir las curvas de rendimiento. El método BEM, cabe destacar, no precisa de un consumo de recursos computacionales excesivo, sin embargo, se decidió limitar la implementación a únicamente cinco casos, puesto que estos mismos serían replicados a partir del método RANS-CFD.

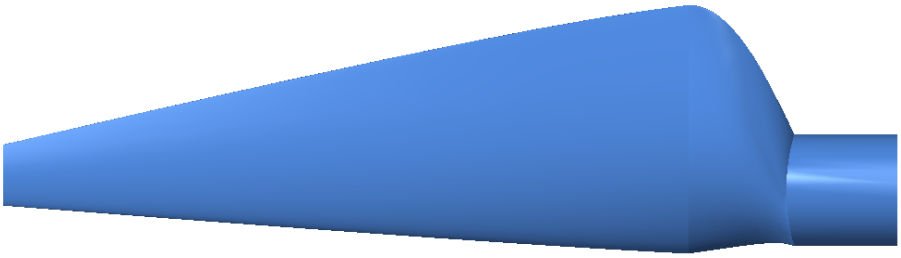


Figura 3.8 Reconstrucción CAD del alabe.

En la Figura 3.9 se puede observar un diagrama de flujo del método BEM en detalle. En esta ocasión se puede aprecia que, al disponer de una torsión invariante, el ángulo de ataque sobre el que operan los perfiles se estima a partir del ángulo de incidencia; de tal manera que, los coeficientes de sustentación y arrastre deberán ser distintos para cada una de las condiciones de rotación e iteraciones previas a la convergencia. La estimación de estos valores se realizó a partir de interpolaciones lineales sobre las curvas polares. Finalmente, el umbral del error relativo porcentual para la convergencia de los factores de inducción se conservó en 1.0 %.

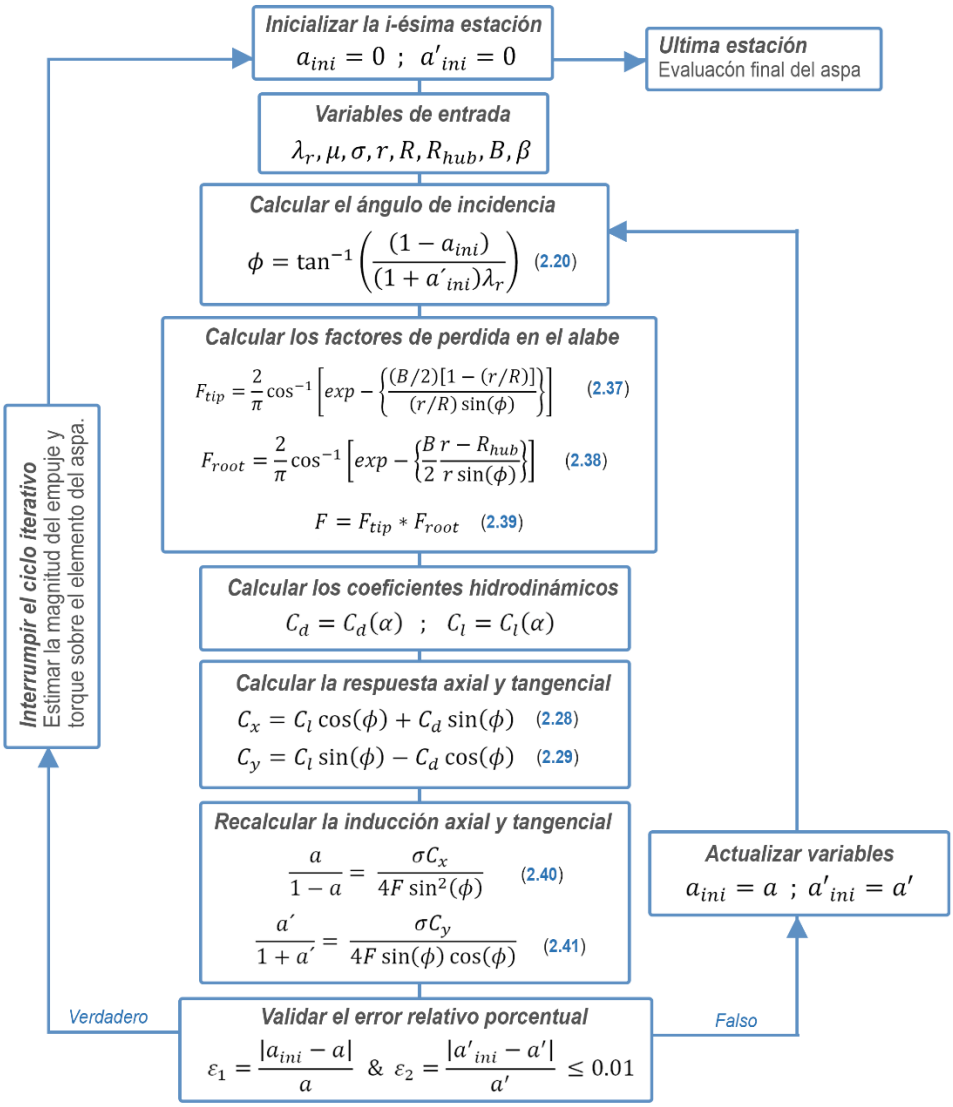


Figura 3.9 Diagrama de flujo para la implementación del método analítico BEM.

Los resultados tras la implementación del método BEM son presentados en el siguiente capítulo con la finalidad de disponer de un apartado enfocado exclusivamente en su discusión y en el análisis comparativo con respecto a una posterior implementación RANS-BEM.

3.2 Diseño del Disco Difusor.

Dentro de la literatura consultada se ha constatado que, a pesar de las numerosas aportaciones provistas, aun no se ha logrado alcanzar un consenso sobre las metodologías, o procedimientos más convenientes para el diseño de las geometrías del disco difusor. Planteada esta situación, múltiples alternativas han sido evaluadas, sin embargo, la propuesta que se perfila como la más adecuada para el desarrollo del presente trabajo sugiere la inclusión de perfiles hidrodinámicos para la sección transversal del disco y, de manera complementaria, la adición de una pared uniforme ubicada sobre sobre el borde externo.

La justificación tras este enfoque de diseño parte de dos nociones básica. En primer lugar, el rendimiento del disco difusor se encuentra relacionado con la capacidad de generar una fuerza de sustentación concéntrica, razón por la cual, un perfil hidrodinámico se antepone a una apertura lineal. En un segundo término, en el entorno oceánico la implementación del concepto de pared externa ha sido relativamente escasa, pese a ello, su viabilidad ha sido reconocida y validada dentro del entorno eólico; en este sentido, su incorporación sobre el disco difusor se reconoce como una propuesta de valor para la presente investigación.

El objetivo principal de este apartado es el de realizar una breve descripción de la metodología a partir de la cual fue seleccionada la geometría óptima para el disco difusor. En este contexto es necesario aclarar que únicamente una geométrica sería implementada en conjunto con la turbina, sin embargo, esta sería seleccionada a partir de la evaluación de una serie de diversas propuestas experimentales, tal como se plantea dentro de los siguientes apartados.

3.2.1 Especificaciones Geométricas.

La geometría base para la generación de los discos difusores partiría de un perfil NACA 0015, el cual se adoptaría de la propuesta realizada por Hansen et.al [38]. Las múltiples propuestas se derivaron de la aplicación de una serie de modificaciones sobre el perfil empleando el método paramétrico presentado por Shives [54]. El principal beneficio tras la elección, tanto del perfil como del método, es que de manera provisional es posible contrastar los valores obtenidos a partir de las simulaciones con respecto a aquellos obtenidos por dichos autores.

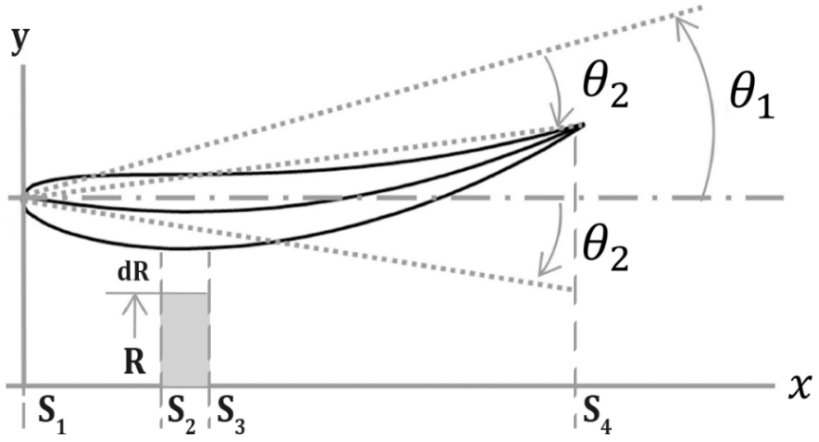


Figura 3.10 Parámetros de control empleados para definir la geometría de los discos difusores. Adaptada de [54].

En la Figura 3.10 se muestra un esquema de los parámetros de control para la generación de los discos difusores. En un primer término, el espesor del perfil de referencia es controlado mediante un factor de escala K_t. La cuerda se proyectará sobre el segmento radial definido a través de una variación lineal que parte desde los 0° para el borde de ataque hasta un ángulo θ_1 para el borde de fuga. En el método original un ángulo θ_2 se habría utilizado para generar una rotación completa del perfil, no obstante, este será omitido por conveniencia.

En la Tabla 3.5 se presenta un resumen de las 5 variantes de los discos difusores sin pared que se evaluaron en esta investigación. En el caso del modelo D1, este corresponde a una réplica parcial del difusor presentado por Hansen et.al [38], quien identificaría, tal como es reportado por Shives [54], que el comportamiento óptimo del ángulo de apertura θ_1 sería próximo a los 8.08°. La longitud axial para los discos difusores se restringió a una tercera parte del diámetro de la turbina, o bien 10 x10^{-2} m, esto con la intención de realizar una propuesta de desarrollo enfocada en la compactación de las estructuras. En la Figura 3.11 se pueden observar la reconstrucción de las secciones transversales del conjunto de discos difusores

Tabla 3.5 Resumen de los parámetros de control para las variantes del disco difusor sin pared.

Modelo	K_t	$\theta_1\ [deg]$	A_4/A_3
D1	0.45	8	1.218
D2	0.45	10	1.266
D3	0.45	12	1.316
D4	0.45	14	1.368
D5	0.45	16	1.422

Donde A_4/A_3 es la relación de apertura entre el plano de salida sin pared y el de constricción.

Dentro del rango de ángulos de apertura, se planteó como objetivo de identificar el punto de inflexión asociado al desprendimiento de la capa limite, o en su defecto, a la entrada en perdida de las fuerzas de sustentación. En la literatura consultada, sin embargo, es común tomar como parámetro de referencia al cociente entre el área de constricción y de apertura. En el esquema planteado dentro de la Figura 3.10, en donde se denotan las cuatro secciones de mayor interés para el análisis, dicha relación de áreas se presentará entre la tercera y cuarta sección.

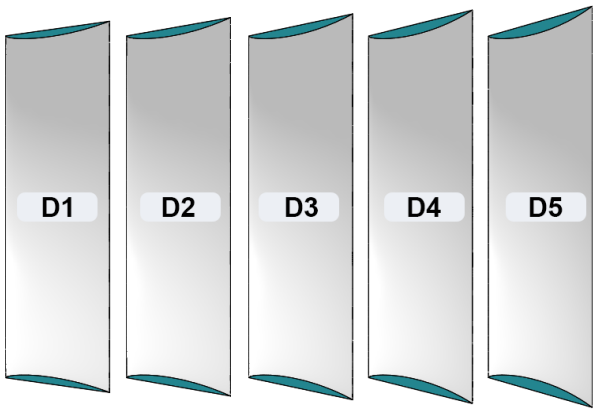


Figura 3.11 Vista transversal del conjunto de discos difusores sin pared.

En lo que respecta a la magnitud de la superficie en el plano de constricción esta será constante y se determinó a partir del área de barrido de la turbina, en conjunción con el área del anillo formado tras la inclusión de una brecha entre la región externa de la turbina y la región interna del disco difusor. El valor de dicha brecha se definió en torno a un 8 % del radio de la turbina según las recomendaciones realizadas por Hansen et.al [38]. En este contexto,

resulta necesario denotar que dicho valor procede de un estudio en donde se habría empleado una turbina idealizada, sin embargo, se considerará valido para una primera aproximación.

Shives & Crawford [121], señalan que el principal beneficio de la inclusión de una brecha es la aceleración del fluido y un consecuente retraso en el desprendimiento del flujo. En la literatura se reconoce que un incremento significativo en el rendimiento podría derivarse tras la implementación de este concepto como un método para el control de la capa limite, desafortunadamente, las relaciones no lineales presentes entre la geometría del disco, las condiciones del flujo y la operación de la turbina han dificultado la obtención de resultados generalizables.

3.2.2 Diseño Experimental.

El diseño experimental del disco difusor, atendiendo al apartado previamente expuesto, tendría como premisa fundamental la evaluación de una serie de propuestas geométricas predefinidas a fin de que, empleando ciertos criterios relativos al desempeño operativo, sea posible determinar las características óptimas. En este contexto, sin embargo, es preciso abordar en detalle dos cuestiones relevantes: el tipo de entorno empleado para las evaluaciones de las propuestas y la metodología experimental que permita incluir los rasgos referidos a la pared exterior del disco difusor que, hasta este momento, no han sido abordados de manera explícita.

En lo que respecta a la primera cuestión, la evaluación de las propuestas se realizó dentro de un entorno aislado en donde las interacciones de la turbina fueron omitidas; esto empleando como recurso a la simulación computacional de fluidos. En un riguroso sentido, es incorrecto asumir que la interferencia de flujos originada tras la interacción entre ambos componentes del ensamble se puede disociar, no obstante, este enfoque provisional fue reservado únicamente para el diseño experimental del difusor. El fundamento tras esta decisión parte de los estudios presentados por Hansen et.al [38] y Sun & Kyozuka [58], en donde se reconoce que es posible plantear un proceso de optimización empleando este entorno simplificado. La validez se limitará únicamente a una descripción generalizada del comportamiento del flujo, sin embargo, no se descarta que ciertas tendencias puedan ser extrapoladas parcialmente para el caso de la evaluación del ensamble como conjunto, más esto dependerá enteramente del cambio de régimen que sufra el flujo en función del número de Reynold y de las interacciones que la turbina provoque sobre las paredes internas del disco.

En cuanto a la segunda cuestión, la metodología empleada para el diseño del disco difusor se dividirá en dos etapas enfocadas en el refinamiento de la geometría transversal. En la primera etapa, tomando las 5 propuestas de discos difusores sin pared abordadas con anterioridad, se buscaría determinar la apertura óptima. La variable empleada como métrica de evaluación fue la velocidad del flujo estimada sobre el plano de constricción, mientras que el criterio empleado para clasificar las propuestas en términos de su desempeño buscaría la maximización de esta variable. Adicionalmente, se pretendería identificar la entrada en perdida de la sustentación

como una condición que, teóricamente, indica el límite en la capacidad de succión que los discos difusores pueden exhibir dentro de un entorno aislado.

En la segunda etapa de diseño se tendría como propósito el determinar la altura idónea para la pared externa; esto se realizaría tomando en consideración únicamente a las 3 geometrías que cuenten con el mayor desempeño estimado durante la etapa previa. La noción que respalda este filtrado de propuestas parte del hecho de reconocer que, a pesar de que es posible identificar una única apertura óptima, es bastante probable que el ángulo de apertura asociado a ella se encuentre próximo al desprendimiento de la capa limite [54]. En este escenario, la adición de una pared externa y la consecuente modificación del flujo podrían ocasionar efecto tales como un desprendimiento prematuro, razón por la cual, es aconsejable examinar el comportamiento de al menos dos propuestas auxiliares al margen de esta condición de referencia. En la Tabla 3.6 se muestran los modelos base sobre los cuales se evaluó la inclusión de la pared externa, introduciendo en esta ocasión un modelo adicional.

Tabla 3.6 Resumen de los parámetros de control para las variantes del disco difusor con pared.

Modelo	K_t	$\theta_1\ [deg]$	A_4/A_3	Variantes $[A_{4b}/A_3]$				
				V1	V2	V3	V4	V5
D0	0.45	6	1.165	1.375	1.448	1.524	1.601	1.680
D1	0.45	8	1.218					
D2	0.45	10	1.266					

Donde A_{4b}/A_3 es la relación de apertura entre el plano de salida con pared y el de constricción.

De manera anticipada a los resultados que se discutirán en detalle dentro del capítulo posterior, es posible mencionar que el ángulo de apertura óptimo estimado durante la primera etapa se ubicaría en torno a los 10°; de tal manera que, las aperturas complementarias se definieron en 6° y 8°. En total, para cada uno de los 3 discos difusores se evaluaron 5 nuevas variantes en función de la altura de la pared externa, la cual contará con un grosor de 0.02 *R*. Las métricas de evaluación se conservarán en esta segunda etapa con respecto a aquellas planteadas durante la primera. En la Figura 3.12 se puede observar la nomenclatura adoptada.

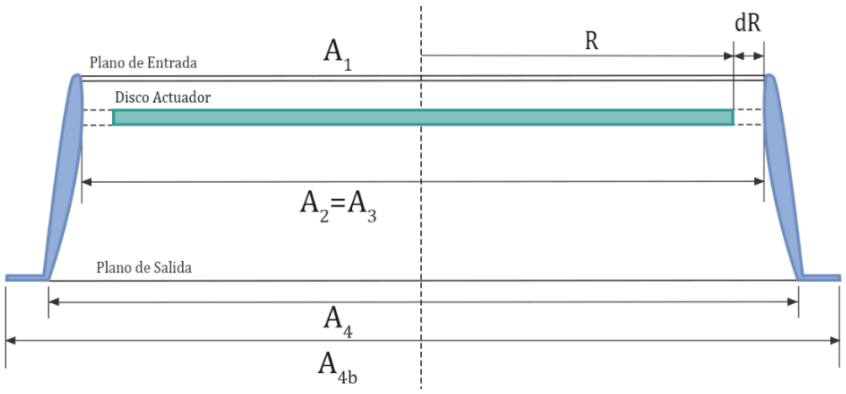


Figura 3.12 Parámetros de control empleados para definir la altura de pared de los discos difusores.

El rango establecido para las distintas alturas de la pared externa fue planteado de manera empírica y tomando como referencia la escala geométrico de los discos; esto es debido a que

dentro de la literatura, la implementación de dicho concepto sobre las turbinas hidrocinéticas ha sido escasa, o en su defecto, los resultados presentados no han sido del todo trascendentes debido a que conservan un cierto nivel de dependencia con respecto a las geometrías abordadas de manera particular por cada autor. En términos generales, sin embargo, es posible asociar el comportamiento de los discos difusores tras la adición de la pared con ciertos fenómenos físicos que sirvan como un indicio de las condiciones óptimas.

La premisa fundamental que respalda el uso de la pared externa, como se ha abordado anteriormente, es la compensación de momentum en la estela cercana a través de la incentivación de un mezclado de flujos. En la sección posterior a la pared, la estructura predominante exhibida por el flujo es la de un vórtice forzado que se deriva de la separación abrupta; en teoría, un aumento en las dimensiones del vórtice, inducido por la elevación de la pared, implica una mayor presencia de turbulencias y una mayor aportación de momentum. El inconveniente con este planteamiento es que, tal como es señalado por Oka et.al [52], no es factible aumentar la altura de la pared de manera indefinida debido a que, existe un punto en el que las fluctuaciones del vórtice empezaran a desplazarse al interior del disco difusor, reduciendo gradualmente la capacidad de las superficies para generar una fuerza de sustentación. En este contexto, el objetivo de esta segunda etapa de refinamiento fue el de encontrar dichas condiciones limite.

3.2.3 Simulación de los Discos Difusores.

El diseño experimental del disco difusor, tal como se mencionó previamente, prioriza la identificación de ciertas correlaciones explicitas que pudiesen existir entre la dinámica operativa y la geometría transversal. Las simulaciones computacionales, tomando como punto de partida este requerimiento, buscarían replicar los escenarios propuestos por el diseño experimental. Las condiciones del flujo para el entorno aislado se consideraron constantes entre los distintos modelos y variantes, conservando una velocidad del flujo libre de 0.7 ms^{-1}; magnitud que es coincidente con la velocidad de flujo libre operativo para la turbina. En lo que respecta a las propiedades del fluido, estas correspondieron a las del agua estándar según la Tabla 3.1.

El planteamiento para la selección y filtrado de las potenciales propuestas de discos difusores es análogo en las dos etapas de diseño, razón por la cual, los parámetros y las configuraciones específicas empleadas para las simulaciones podrán ser recopiladas y presentadas dentro de un mismo apartado; esto al mismo tiempo que se destacan las particularidades de cada caso.

3.2.3.1 Dominio de Control.

Las simulaciones empleadas para el diseño experimental resultan ser relativamente simple al abordar únicamente las interacciones entre el flujo y la superficie de las estructuras de los discos difusores, sin embargo, a diferencia de las simulaciones empleadas para los perfiles hidrodinámicos, la tridimensionalidad de este nuevo escenario requiere de una metodología

distinta para abordar correctamente el problema, siendo el primer y más evidente cambio la forma del dominio de control, el cual pasaría a ser representado por un prisma cuadrangular.

En la Figura 3.13 se muestra la disposición de las cotas más relevantes empleadas para definir geométricamente al dominio. El factor de bloqueo toma parte como el parámetro de control encargado de delimitar las interferencias que pudiesen relacionarse directamente con las fronteras del dominio. En este contexto, es necesario aclarar que existirá una cierta discordancia debido a que se buscaría que en las simulaciones las magnitudes de dicho factor sean relativamente menores en comparación con aquella planteada durante el diseño de la turbina. La razón tras este cambio de perspectiva parte de asumir que, a diferencia de un entorno experimental predefinido, es posible priorizar la independencia de los resultados al expandir el dominio y minimizar el factor de bloqueo. El propósito de la investigación en esta primera aproximación basada en la simulación numérica sería el de describir el comportamiento e interacciones del flujo sin tener que atender a correcciones mayores que deriven de la intervención de factores externos. En un estricto sentido, es aconsejable comparar las simulaciones utilizando ambos factores de bloqueo, tanto el experimental como el asociado a un dominio no restrictivo, sin embargo, por cuestiones prácticas esto será reservado para un trabajo a futuro.

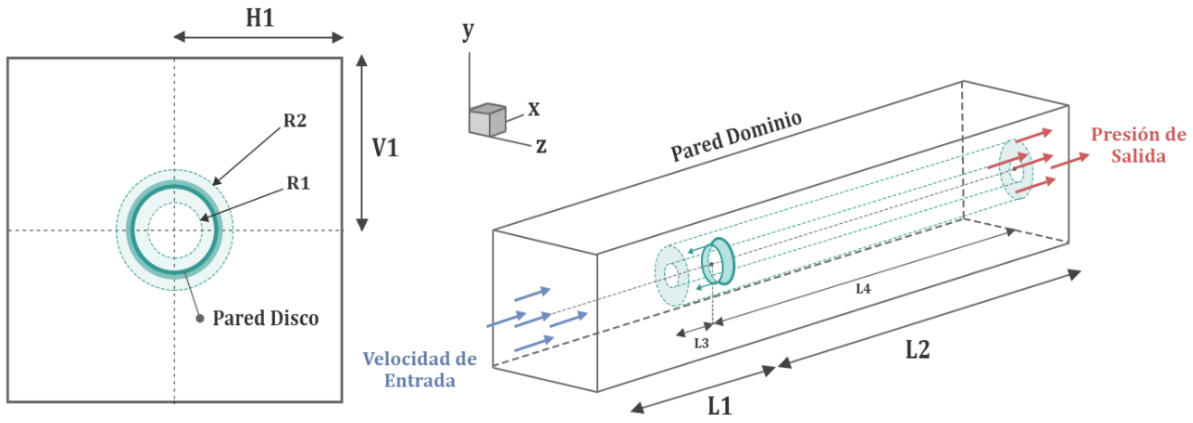


Figura 3.13 Dominio de control para las simulaciones experimentales de los discos difusores.

Durante la primera etapa se evaluaron inicialmente 5 escenarios, adoptando un factor de bloqueo constante que se ubicaría en torno a 3.15 %; esto se lograría modificando ligeramente a las cotas equivalentes *H1* y *V1* conforme el área de proyección frontal de los discos incrementa a causa de las variaciones en los ángulos de apertura. En la segunda etapa, el número de simulaciones incrementaría hasta un total de 15, optando por establecer plantillas de simulación que permitieron, conservando el mismo factor de bloqueo de 3.15 %, ajustar las dimensiones frontales del dominio en respuesta a las variaciones de altura de las pared. En la literatura, la relación de bloqueo seleccionada resulta ser similar a aquella planteada por Belloni [16], quien concluye que, aun con una mínima desviación ocasionada por el bloqueo, los resultados son aceptables sin tener que recurrir a una ampliación excesiva del dominio.

Las cotas restantes se normalizaron utilizando el diámetro del rotor D = 0.3 m. La proyección anterior al disco se fijó en 7.5 D, mientras que la proyección posterior en 20 D. En el caso de la última cota, la magnitud asociada a ella se ubicaría por encima de las recomendaciones presentadas en trabajos análogos; esto es debido a que, tras la realización de ciertas pruebas preliminares, se percibió que el impacto derivado del desarrollo de la estela podría estar siendo ligeramente subestimado al limitar axialmente el dominio.

En cuanto a las cotas internas *R1*, *R2*, *L3* y *L4,* estas fueron utilizadas para construir un cilindro hueco cuya función sería la de establecer una región de refinamiento para la configuración del mallado computacional; este recurso, al igual que el factor de bloqueo, fue tomado directamente del trabajo desarrollado por Belloni [16]. El objetivo principal fue el poder captar con mayor exactitud las interacciones y disipación del flujo en la estela. En la Tabla 3.7 se presenta un resumen de las magnitudes para las cotas abordadas en ambas etapas de diseño.

Tabla 3.7 Parámetros geométricos del dominio para el diseño experimental del disco difusor.

Cota	Etapa 1	Etapa 2
H1	-	-
V1	-	-
R1	0.45 D	0.50 D
R2	0.70 D	0.75 D
L1	7.5 D	7.5 D
L2	20 D	20 D
L3	0.05 D	0.05 D
L4	20 D	20 D
B	3.15 %	3.15 %

Finalmente, la asignación de las condiciones de frontera se realizó de la siguiente manera. En la pared frontal fue establecida una condición de velocidad de entrada, para la pared posterior una condición de presión de salida, las paredes laterales restantes del prisma se modelaron como paredes móviles en traslación y, por último, las geometrías correspondientes a la superficie de los discos difusores representarían paredes estacionarias.

3.2.3.2 Parámetros de Mallado.

En esta ocasión, el adoptar entornos tridimensionales de simulación supondría un incremento notable en el consumo de los recursos computacionales y, por tanto, la realización un análisis de convergencia de mallado para cada uno de los escenarios planteados previamente dejará de ser viable. La solución planteada para eludir este inconveniente fue la evaluación de distintas resoluciones de malla sobre un único escenario, el cual debe ser representativo a las condiciones de flujo más complejas. La premisa que respalda esta aproximación presupone que, si es posible alcanzar la convergencia para este escenario, la configuración de malla debería ser válida para situaciones relativamente más simples; cabe destacar, que esta misma estrategia es adoptada parcialmente dentro del trabajo desarrollado por Belloni [16].

El disco difusor empleado para el estudio generalizado de convergencia parte de la base geométrica del modelo D2 en la variante V5, considerándose a esta como la propuesta más desfavorable en términos del desarrollo del flujo y las interacciones turbulentas con la estructura. La estrategia adoptada para la discretización del dominio partiría de una malla no estructura sobre la cual fueron incluidos tres refinamientos locales; el primero enfocado en la estela, el segundo en la superficie del disco y el tercero en la creación de una serie capas de inflación ligadas al refinamiento previo. La construcción se dio a partir de tetraedros y presentó un conteo de elementos en el rango de 5.08 x 10^5 a 4.35 x 10^6.

En la Figura 3.14 es posible observar las variaciones del coeficiente de arrastre con respecto a las resoluciones de malla. El área de referencia para estimar el arrastre ideal correspondería a la proyección generada por el radio de la pared externa. El monitoreo de esta variable como criterio de convergencia se justifica en el hecho de que, en comparación con el resto de las variables, el arrastre presentará la mayor variabilidad en función del desarrollo del flujo; mismo que se encuentra sujeto a la presencia predominante de regiones de desprendimiento.

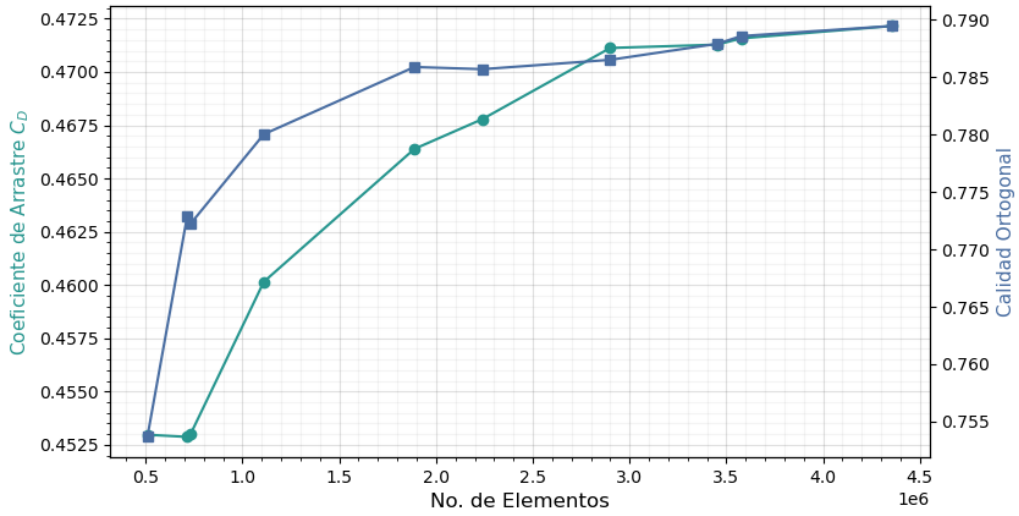


Figura 3.14 Estudio de convergencia de malla generalizado para el diseño experimental de los discos difusores.

De manera preliminar sería posible afirmar que mallas con una resolución próxima a los 3 x10^6 elementos serían suficientes para garantizar cierta rigurosidad sobre las simulaciones. En este mismo contexto, se estimó que la calidad ortogonal media, como una métrica complementaria, ascendería hasta 0.785; esto sugiere una buena construcción de malla según las recomendaciones realizadas en [87]. En la Tabla 3.8 se presenta un resumen de los parámetros de malla para cada una de las dos etapas del diseño experimental del disco difusor.

Tabla 3.8 Parámetros de malla empleados durante el diseño experimental del disco difusor.

Tamaño del elemento	Etapa 1	Etapa 2
Máximo Global [D]	1.0	1.0
Refinamiento [D]	0.08	0.08

Superficie Discos Difusores [D]	0.008	0.02
Mínimo por Curvatura [D]	0.008	0.004
Mínimo por Proximidad [D]	0.008	0.004
Distanciamiento y+	3	3
Capas de Inflación	12	12
No. de Elementos.	$2.82 \times 10^6 \pm 2.59$ %	$3.22 \times 10^6 \pm 10.12$ %

La principal diferencia, tras comparar ambas configuraciones, se puede apreciar en el tamaño de los elementos sobre la superficie del disco difusor. En la primera etapa, el mallado se daría de manera uniforme sobre dicha región, sin embargo, en la segunda etapa se percibió que las intersecciones generadas tras la inclusión de la pared externa derivarían en elementos con una calidad ortogonal relativamente baja. La respuesta a esta problemática fue la adopción de una técnica de mallado a partir de la cual se determinaron magnitudes locales mínimas que se verían influenciadas, tanto por la curvatura como por la proximidad de las entidades geométricas. La principal ventaja se encuentra en la capacidad de poder orientar el proceso de mallado hacia zonas específicas sin precisar de un excesivo refinamiento.

En la Figura 3.15 y Figura 3.16 es posible observar dos muestras de las mallas generadas a partir de las configuraciones previamente planteadas. En el segundo caso, pese a observar un ligero incremento en el tamaño de algunos elementos localizados sobre la superficie del disco, se verificó que la calidad ortogonal media no presentaría ninguna reducción significativa. Adicionalmente, las mallas recibirían un tratamiento que permitiría, dada su composición tetraédrica, generar una conversión poliédrica de los elementos. La principal diferencia, tal como se menciona en la guía de ANSYS [89], es una ligera reducción del número de nodos al conglomerar elementos contiguos y, en consecuencia, un menor uso de la memoria computacional.

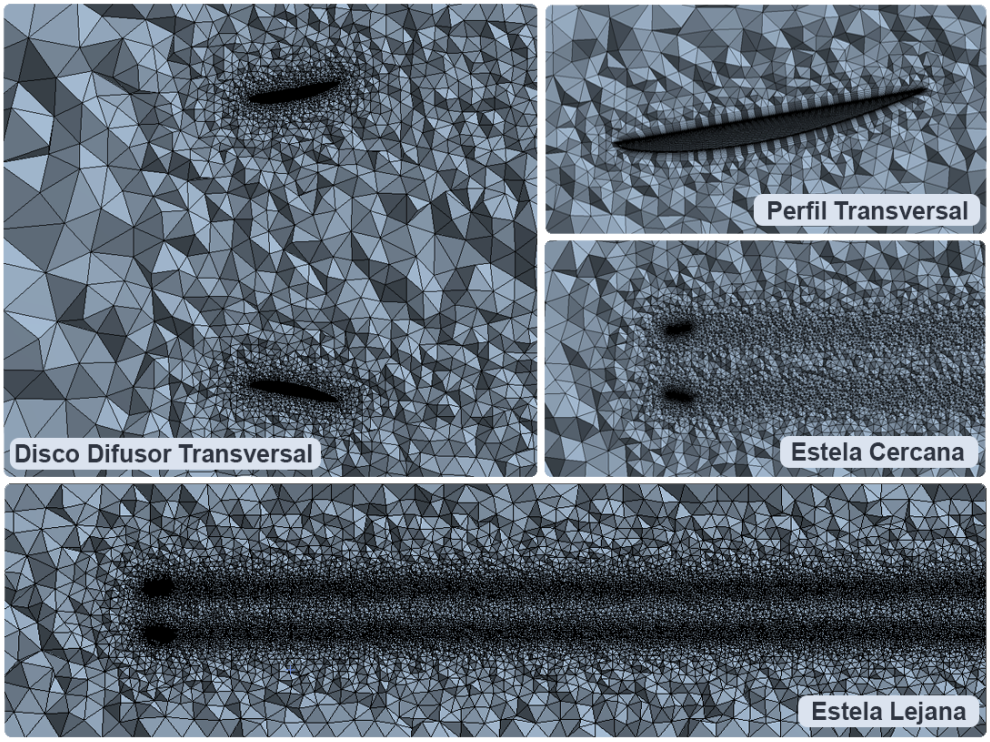


Figura 3.15 Muestra de mallado para el modelo de disco difusor D1.

Finalmente y para concluir este apartado, resulta necesario aclarar ciertas cuestiones relativas a la operación a partir de la cual se implementaron las capas de inflación. En un primer término, es necesario denotar que este refinamiento de malla se encuentra ligado directamente al parámetro *y*+, el cual depende simultáneamente del número de Reynolds. En esta situación, es importante reconocer que este último parámetro adimensional cambiará en función del tipo de estructura en interacción y, más específicamente, en la longitud característica adoptada.

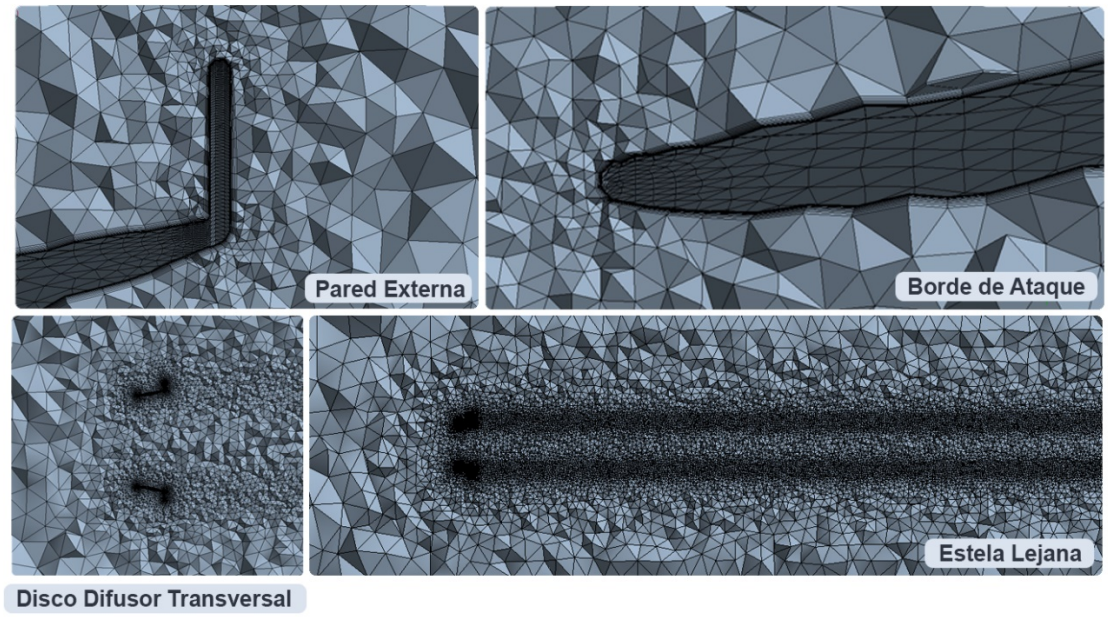


Figura 3.16 Muestra de mallado para el modelo de disco difusor D2 variante V3.

En el caso de los escenarios abordados durante este diseño experimental, la longitud característica *c* = 0.1 m correspondería a la cuerda de los perfiles que dan forma a los discos difusores en su sección transversal. El número de Reynolds, desde esta nueva perspectiva, ascendería hasta 6.95 x 10^5 y a partir de él, será posible determinar la magnitud del distanciamiento para la primera pared de inflación dada la metodología descrita en el apartado 2.3.5.

3.2.3.3 Condiciones de Frontera.

En contraste con los anteriores apartados, en donde tanto el dominio como el mallado variaron en función de la etapa del diseño experimental abordada, la configuración general de las condiciones de frontera y el solucionador se mantuvieron constantes; esto es debido a que, dentro del esquema sistemático de las simulaciones, ni el planteamiento ni los objetivos generales de las distintas etapas modifican la intención física detrás de las simulaciones.

El modelo de turbulencia elegido en esta ocasión fue un *k-epsilon Standard*, el cual tiene un consumo de recursos computacionales ligeramente inferior al modelo *k-epsilon Realizable;* la razón tras este cambio se debe a que en el caso del primer modelo fue posible obtener niveles de convergencia más adecuados en contraste con el umbral mínimo establecido de 1 x 10^{-5}. En relación con el tratamiento de la pared cercana, al determinar un valor de y+ ≈ 3, el método EWT se consideró como el más indicado debido a que, el primer elemento de la malla aún se ubicaría en la región correspondiente a la subcapa viscosa, tal como se señala en [116].

En cuanto a las condiciones de frontera, las paredes correspondientes a la entrada y la salida del dominio de control se definieron como condiciones de velocidad de entrada y presión de salida respectivamente; en ambos casos, la intensidad de la turbulencia fue del 5 % y la

longitud de la escala turbulenta fue calculada tomando como longitud característica la cuerda *c* de los perfiles. La superficie de los discos difusores fue modelada como una pared estacionaria mientras que la superficie de las cuatro paredes laterales restantes del dominio correspondería a una pared móvil con un movimiento de traslación; en este último caso, se adoptaría esta condición para poder suprimir los efectos del arrastre viscoso sin restringir de manera explícita el impacto derivado del bloqueo, aun si este se considera mínimo.

En la Tabla 3.9 se muestra una síntesis de los parámetros básicos empleados para configurar el solucionador de Fluent. La inicialización seleccionada será del tipo hibrida y los esquemas de solución de segundo orden. La configuración fue aplicada de manera indistinta a cada uno de los escenarios planteados para las dos etapas del diseño experimental y, como se ha mencionado con anterioridad, esto tendría como objetivo principal el poder determinar la propuesta más adecuada dadas ciertas métricas que se discuten en detalle en el posterior capitulo.

Tabla 3.9. Configuración del solucionador para el diseño experimental del disco difusor.

Solucionador			
Tipo.	Basado en presiones (Pressure-Based Solver)		
Régimen temporal.	Estacionario (Steady State)		
Formulación del fluido.	Velocidad Absoluta		
Gravedad	NA		
Turbulencia			
Modelo de turbulencia	k-epsilon Standard		
Tratamiento de pared cercana.	EWT - Enhanced Wall Treatment		
Condiciones de Frontera			
Velocidad de entrada	Velocidad del flujo	0.7	[ms^{-1}]
	Intensidad de la turbulencia	5	[%]
	Longitud de escala turbulenta	0.007	[m]
Presión de salida	Presión manométrica	0	[Pa]
	Intensidad de la turbulencia	5	[%]
	Longitud de escala turbulenta	0.007	[m]
	Presión Operativa	NA	[-]
Pared Dominio	Pared Móvil (eje X)	0.7	[ms^{-1}]
Pared Discos Difusores	Pared Estacionaria.		
Métodos			
Esquema	COUPLED		
Presión	Second Order		
Momentum	Second Order Upwind		
Energía cinética turbulenta	Second Order Upwind		
Ratio de disipación turbulenta	Second Order Upwind		

3.3 Simulación del Disco Actuador Simple.

Hasta este apartado, la investigación se ha enfocado de manera prioritaria en las evaluaciones aisladas de los elementos que conformarían al ensamble. El siguiente paso lógico, dado este

panorama, sería la búsqueda de un entorno de simulación capaz de representar las interacciones explicitas desarrolladas entre la turbina y el disco difusor. En la literatura, quizá una de las alternativas más comunes e intuitivas, tal como se menciona en el capítulo anterior, es el afrontar esta nueva tarea tomando como punto de partida a la teoría del momentum unidimensional presentada en la sección 2.1.1

El uso de este tipo de aproximaciones idealizadas puede considerarse hasta cierto punto redundante si se toma en consideración que, previamente se ha discutido sobre los inconvenientes derivados. El objetivo tras esta implementación, sin embargo, se limita a esclarecer las tendencias dinámicas básicas y plantear un precedente de los límites máximos y mínimos de la eficiencia ideal; esto de manera previa a la adopción de un análisis de mayor complejidad.

3.3.1 Turbina Ideal RANS Aislada.

El primer requisito, una vez se ha determinado el fundamento teórico, fue el establecimiento de un escenario de simulación de referencia; el cual correspondería a la réplica de una turbina idealizada operando de manera aislada. En una primera instancia esto debe permitir determinar el nivel de semejanza entre los modelos analíticos y los modelos numéricos, estimando así el rango de error asociado a la simulación. En un segundo término, los resultados obtenidos son de gran utilidad al poder plantear un contraste con respecto al siguiente escenario, el cual buscaría como objetivo la integración del disco difusor.

El modelado y configuración de la simulación fue desarrollado tomando como referencia principal al trabajo presentado por Shives [54] en donde, la turbina ideal es representada por medio de un disco actuador sólido semipermeable, sobre el cual se aplicó un sumidero de momentum con una distribución uniforme; esto último con la finalidad de reproducir numéricamente el empuje experimentado y el proceso ideal de extracción de potencia. En la ecuación (2.42) se describe la formulación para dichos sumideros de momentum; tomando esto como referente, se plantearon un total de 8 escenarios base en donde el parámetro C_T variaría en el rango de 0.3 - 1.0; el resto de los parámetros físicos fueron tomados directamente de la Tabla 3.2.

3.3.1.1 Dominio de Control.

La disposición geométrica del dominio de control para este primer escenario, ciertamente no difiere de aquella planteada previamente. La única diferencia notable es la inclusión del disco actuador como una analogía numérica de la turbina ideal de Betz; dicho elemento fue reconstruido como un disco sólido con un espesor t_d equivalente a 0.025 D; esto según las recomendaciones realizadas por Shives & Crawford [121]. En este caso, el diámetro de referencia para la normalización es el mismo que el del apartado previo, *D* = 0.3 m, y al mismo tiempo este representará el diámetro del disco actuador dentro de la simulación.

En lo que respecta al modelado de los sólidos, un hecho relevante a destacar es que el espacio geométrico correspondiente al disco actuador se encontraría superpuesto al dominio. La razón tras este está decisión se debe a que dentro del software será posible combinar parcialmente ambos elementos al habilitar las propiedades de topología compartida, permitiendo con esto, la asignación de diferentes condiciones de zona, aun si los sólidos se intersecan. El beneficio alterno de adoptar este método particular es que, al no modelar las zonas de una manera independiente, se puede prescindir de las interfaces de conexión durante la etapa del mallado, lo cual implica un dominio más homogéneo.

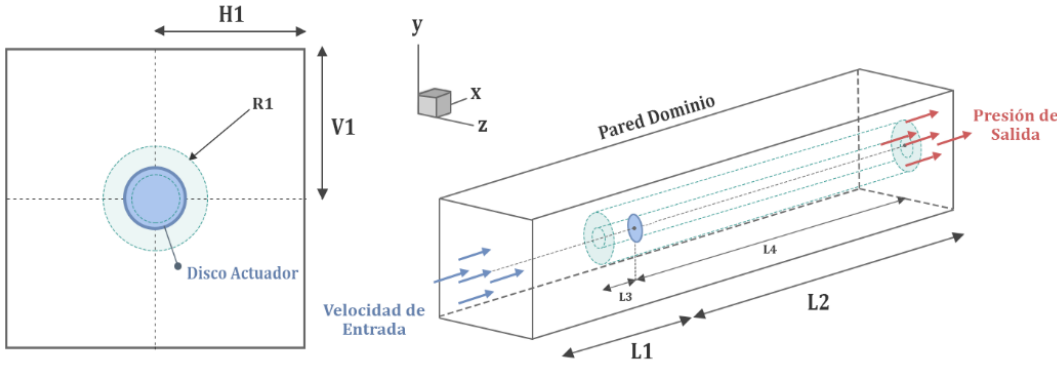


Figura 3.17 Dominio de control para la simulación de la turbina ideal RANS aislada.

En la Figura 3.17 se muestra la distribución de las cotas empleadas para caracterizar al dominio. En el nuevo esquema de resolución se consideró que tanto el dominio como las geometrías internas serían constantes, de tal manera que, se adoptó un único factor de bloqueo en torno a un 3.15 %. En esta ocasión, las variaciones entre escenarios no provendrán de modificaciones sobre la geometría, como fue el caso del diseño experimental, sino más bien de un proceso en donde se module la intensidad del sumidero de momentum a través del parámetro C_T. En este sentido, el principal propósito de la simulación fue el de recrear los distintos estados de permeabilidad de la turbina ideal, y con ello, las curvas de empuje y potencia ideales. En la Tabla 3.10 se muestran un resumen de las magnitudes empleadas para las cotas.

Tabla 3.10 Parámetros geométricos del dominio para la simulación de la turbina ideal RANS aislada.

Cota	Turbina Ideal Aislada
H1	2.5 D
V1	2.5 D
R1	0.75 D
L1	7.5 D
L2	20 D
L3	0.05 D
L4	20 D
B	3.15 %
t_d	0.025 D

Por último, las condiciones de las fronteras se conservaron con respecto a las simulaciones presentadas anteriormente: una velocidad de entrada para la pared anterior, una presión de salida para la pared posterior y una pared móvil traslacional para las paredes circundantes. El único cambio perceptible es que ahora se incluiría una segunda zona correspondiente al disco actuador, la cual es modelada bajo una condición local de sumidero de momentum.

3.3.1.2 Parámetros de Mallado.

En cuanto a la estrategia de mallado, es posible denotar dos cuestiones relevantes que difieren de las aproximaciones previas. En primer lugar, dado que no existen elementos solidos que interactúen explícitamente con el fluido, no sería necesario implementar ningún tratamiento de malla para la pared cercana. En un segundo término, es preciso destacar que el espacio correspondiente al refinamiento de la estela dejaría de ser la proyección de un cilindro hueco para pasar a cubrir la totalidad de una circunferencia; este hecho implica que, si se busca una elevada resolución, el conteo de los elementos puede incrementar significativamente.

En la investigación realizada por Belloni [16] se abordaría una problemática similar, en donde la turbina ideal fue concebida como un disco plano que respondía a una condición de caída de presión; esta aproximación, tras ser verificada analíticamente, resultaría ser equivalente a la del disco solido empleando sumideros de momentum. El punto más relevante por destacar es que, pese a no presentar estrictamente un mismo enfoque, se buscó adaptar y replicar la configuración de malla de la primer aproximación para las condiciones particulares del presente trabajo; esto con el fin de poder prescindir de la realización de un estudio de convergencia.

En la pared frontal del disco sólido, la resolución de malla definida fue ligeramente superior con respecto a aquella que, sobre la misma geometría, el autor previo identificó como la más idónea para garantizar la independencia de los resultados; esta misma situación se presentaría con el tamaño de los elementos sobre la estela. En el caso de la región correspondiente al interior del disco, al no poder establecer una relación directa, el tamaño de los elementos fue predefinido para disponer de 3 – 5 capas intermedias para el desarrollo de un gradiente de velocidad. Esta última composición podría considerarse favorable ya que la extracción de momentum no se realizaría de manera abrupta como en el disco plano, sin embargo, esto no es tan relevante como lo es la densidad de mallado en las inmediaciones; misma que debe enfocarse en captar el cambio inducido en el flujo. En la Tabla 3.11, tomando como referencia las recomendaciones realizadas, se presentan las dimensiones de malla definidas.

Tabla 3.11 Parámetros de malla empleados para la simulación de la turbina ideal RANS aislada.

Tamaño del elemento	Turbina Aislada
Máximo Global [D]	1.0
Refinamiento [D]	0.08
Disco Actuador [D]	0.008
Mínimo por Curvatura [D]	0.005

Mínimo por Proximidad [D]	0.005
No. de Elementos.	1.92 x 10^6

En la Figura 3.18 se puede observar una muestra de la malla resultante. En términos generales, es posible afirmar que la configuración es lo suficientemente apta para poder representar correctamente el comportamiento de la turbina ideal; esto debido a que los efectos relativos a la turbulencia y mezclado de flujos serán mínimos en este escenario de referencia.

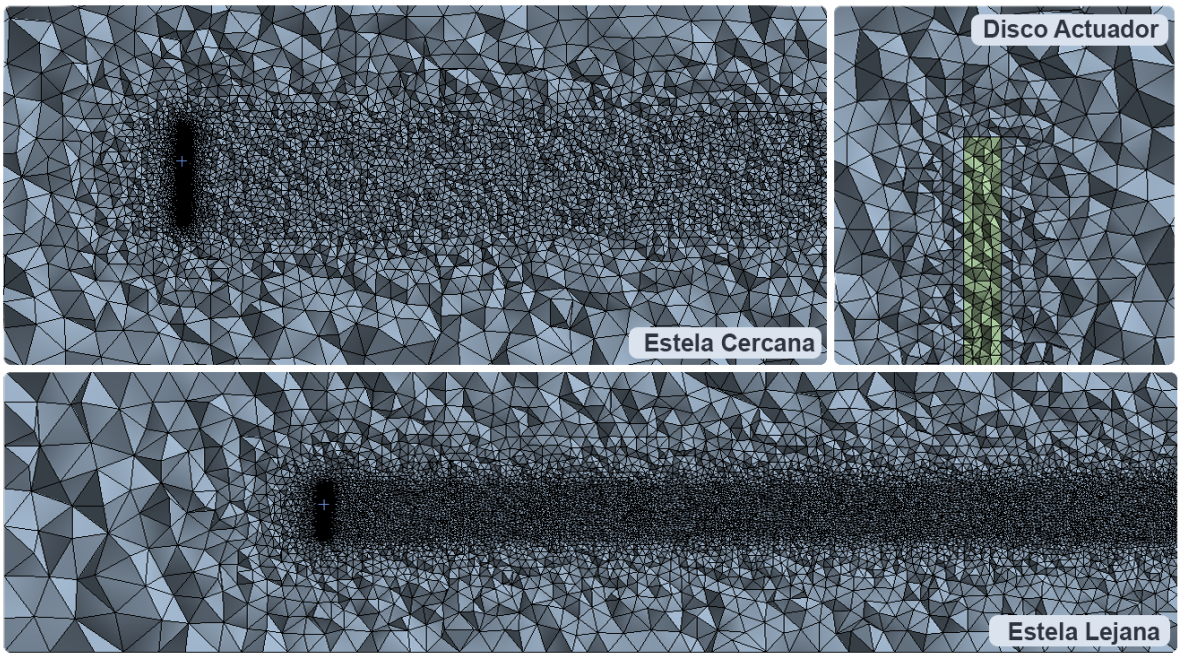


Figura 3.18 Muestra de mallado para la simulación de la turbina ideal RANS aislada.

3.3.1.3 Condiciones de Frontera.

La configuración del solucionador, modelo de turbulencia y el tipo de tratamiento para la pared cercana se mantuvieron constantes con respecto a las simulaciones previas; aunque cabe señalar que, para la selección del último parámetro, cualquier otra alternativa podría considerarse aceptable, puesto que no se prevén interacciones explicitas sobre ninguna pared. De la misma manera, las condiciones de frontera adoptadas para las superficies exteriores del dominio son tomadas de esta configuración sistemática. Las propiedades específicas, sin embargo, difieren ligeramente en cuanto a la estimación de la longitud de la escala turbulenta, la cual, utilizaría al diámetro de la turbina, D = 0.3 m, como longitud característica.

En cuanto a las nociones básicas del modelado del fluido, en esta ocasión fue posible distinguir entre dos zonas que, a pesar de estar interpuestas, se asocian a interacciones diferentes. Dentro de la primera zona, correspondiente al dominio general, se propiciará el libre flujo del fluido a partir de las condiciones fijadas para la entrada y la salida. En cambio, para la segunda zona correspondiente al disco actuador, se impone una restricción al flujo que ingresa a fin de representar el efecto de la turbina; específicamente esto se consiguió al añadir un término de

momentum negativo sobre las ecuaciones gobernantes, tal como se explica en el apartado 2.3.2. En el software de Fluent, las unidades de este último término se introduce como Nm^{-3}.

En la Tabla 3.12 se resume la configuración básica para la simulación; sobra mencionar que seguirían adoptándose las propiedades del agua estándar. El objetivo tras recabar la información de los 8 casos de simulación sería el de recrear las curvas de los coeficientes de potencia y empuje con respecto a la inducción axial. La trascendencia de estas simulaciones parte de establecer un grado de similitud entre la aproximación basado en los sumideros de momentum y la teoría unidimensional; esto debido a que, aunque se pretenda recrear un concepto idealizado, factores externos como el bloqueo del dominio o una ligera interacción entre las líneas de corriente, terminarán por introducir ciertas desviaciones.

Tabla 3.12 Configuracion del solucionador para la simulacion de la turbina ideal RANS aislada.

Solucionador			
Tipo.	Basado en presiones (Pressure-Based Solver)		
Régimen temporal.	Estacionario (Steady State)		
Formulación del fluido.	Velocidad Absoluta		
Gravedad	NA		
Turbulencia			
Modelo de turbulencia	k-epsilon Standard		
Tratamiento de pared cercana.	EWT - Enhanced Wall Treatment		
Condiciones de Frontera			
Velocidad de entrada	Velocidad del flujo	0.7	[ms^{-1}]
	Intensidad de la turbulencia	5	[%]
	Longitud de escala turbulenta	0.021	[m]
Presión de salida	Presión manométrica	0	[Pa]
	Intensidad de la turbulencia	5	[%]
	Longitud de escala turbulenta	0.021	[m]
	Presión Operativa	NA	[-]
Pared Dominio	Pared Móvil (eje X)	0.7	[ms^{-1}]
Condiciones de zona			
Disco Actuador.	Sumidero de momentum	Variable	[Nm^{-3}]
Métodos			
Esquema	COUPLED		
Presión	Second Order		
Momentum	Second Order Upwind		
Energía cinética turbulenta	Second Order Upwind		
Ratio de disipación turbulenta	Second Order Upwind		

En el siguiente escenario se realiza una implementación análoga en donde ahora se incluye explícitamente el disco difusor. La premisa fundamental para poder comparar ambos escenarios de simulación parte de asumir que, si se conserva un mismo factor de bloque, es posible extrapolar parcialmente las tendencias, tanto de los resultados como de los errores asociados.

3.3.2 Ensamble Turbina ideal RANS - Disco Difusor.

De la etapa correspondiente al diseño experimental de los discos difusores es posible anticipar, a expensas de la descripción detallada de los resultados que se presentará en el capítulo posterior, que el disco difusor D1 en su variante V3 fue aquel en cuya constricción se presentó el mayor incremento de la velocidad del flujo; de tal manera que, este pasaría a ser considerado como el disco difusor con la prospectiva de incremento de potencia más alta. Partiendo de este hecho, la configuración del siguiente escenario de simulación tomaría en consideración dicha geometría para la conformación del ensamble entre la turbina ideal y el disco difusor.

3.3.2.1 Dominio de Control.

La integración del disco difusor en conjunto con el disco actuador ideal se llevó a cabo desde la perspectiva empleada por autores como Ten Hoopen [15], Belloni [16] y Reinecke [57]. En dichas investigaciones, para mantener la dinámica de un proceso idealizado, no fue considerada ninguna discontinuidad durante el ensamblaje; de esta manera, se omitió la presencia de brechas entre el disco actuador y la pared interna del disco difusor. En un estricto sentido, el incluir una brecha induciría una aceleración local del flujo, misma que interrumpiría eventualmente la homogeneidad característica de estas representaciones idealizadas.



Figura 3.19 Modelo CAD del ensamblaje del disco actuador en conjunto con el disco difusor experimental.

En la Figura 3.19 se muestra una reconstrucción del ensamblaje a partir de la cual, es posible inferir que el diámetro para el disco actuador debe ser ligeramente mayor en contraste con el escenario anterior. Dicha problemática, técnicamente, no debería representar ningún inconveniente, puesto que la comparativa se realizará por medio de parámetros adimensionalizados. La atención en este contexto, más bien, deberá centrarse en una correcta elección de las áreas y longitudes de referencia. En la Figura 3.20 se puede observar la forma del dominio adoptada.

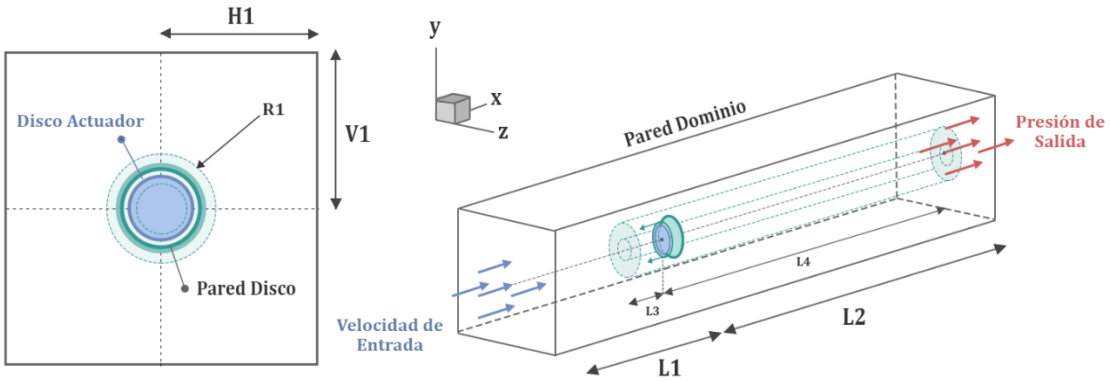


Figura 3.20. Dominio de control para la simulación del ensamble ideal RANS.

En lo que respecta al factor de bloque, el valor definido en torno a un 3.15 % corresponde al mismo factor de bloqueo empleado para la simulación aislada del disco difusor D1 variante V3. La razón tras esta decisión parte del hecho de que, empleando los resultados de este último escenario de simulación, será posible ajustar ciertos parámetros relativos a la configuración de malla en este nuevo escenario, esto haciendo uso de un método practico que es descrito en detalle en el siguiente apartado. Del panorama previamente planteado también es posible esclarecer la razón por la cual fue seleccionado el mismo factor de bloqueo para la simulación del disco actuador ideal aislado del apartado anterior; esto partiendo desde la premisa de que dicho factor debe conservarse entre dos escenarios para que estos puedan equipararse.

Finalmente, cabe destacar que el dominio de control mantendría las tendencias generales de las simulaciones previas. Las dos zonas de flujo se modelaron como un único solido utilizando las propiedades de topología compartida. En la Tabla 3.13 se presenta, a manera de conclusión, una síntesis de las cotas que definen geométricamente al dominio; dichas cotas, con el fin de mantener cierta congruencia con el resto de las simulaciones, también serían normalizadas empleando el diámetro de la turbina D = 0.3 m.

Tabla 3.13 Parámetros geométricos del dominio para la simulación del ensamble ideal RANS.

Cota	Ensamble Ideal
H1	3.33 D
V1	3.33 D
R1	0.75 D
L1	7.5 D
L2	20 D
L3	0.05 D
L4	20 D
B	3.15 %
t_d	0.025 D

3.3.2.2 Parámetros de Mallado.

En contraste con las anteriores aproximaciones, el presente escenario de simulación se reconoce como el primero en introducir dos interacciones de flujo de manera simultánea: en primer lugar, el flujo que bordeará al disco difusor y, en segundo lugar, el flujo modificado a causa del proceso de extracción de momentum del disco actuador. En este contexto, el hecho de asumir que los efectos de ambos flujos son interdependientes implica que, es necesario abordar el proceso de mallado y la configuración desde una perspectiva ligeramente distinta.

En una primera instancia, se buscó verificar que la integración entre ambas zonas se llevaría a cabo de una manera adecuada; esto a partir de un método practico que haría uso de los resultados obtenidos de la simulación aislada del disco difusor modelo D1 en su variante V3. La premisa fundamental de dicho método partió de asumir que, si las magnitudes dinámicas de la simulación aislada del disco difusor pueden compararse directamente con aquellas obtenidas mediante la simulación de un ensamble provisional, en donde la magnitud del sumidero de momentum previamente fue anulada, entonces se garantiza que la incidencia del disco actuador se limita exclusivamente a la extracción de momentum.

La simulación del ensamble provisional se llevó a cabo a partir de una configuración de mallado que tomaría como parámetros de referencia a aquellos implementados para los escenarios de las simulaciones relativos a la segunda etapa del diseño experimental y al disco actuador ideal, tal como se muestra en la Tabla 3.14. El error relativo registrado al comparar las magnitudes específicas del arrastre y flujo másico entre los distintos escenarios no superaría el 1.0 %. La principal conclusión por destacar es que, la utilización de las propiedades de topología compartida resulta ser válida para este escenario caracterizado por las interacciones múltiples.

Tabla 3.14 Parámetros de malla para la simulación del ensamble ideal RANS.

Tamaño del elemento	Ensamble ideal RANS - CFD
Máximo Global [D]	1.0
Refinamiento [D]	0.08
Superficie Disco Actuador [D]	0.008
Mínimo por Curvatura [D]	0.005
Mínimo por Proximidad [D]	0.005
Superficie Disco Difusor [D]	0.02
Mínimo por Curvatura [D]	0.004
Mínimo por Proximidad [D]	0.004
Distanciamiento y+	3
Capas de Inflación	12
No. de Elementos.	3.91×10^6

Alternativamente se puede asumir que la configuración de malla para el escenario provisional puede ser extrapolada para los escenarios estándar, en donde si sea expresada de manera explícita la magnitud del sumidero de momentum. La velocidad del flujo, técnicamente, se ve

limitada por el efecto del disco actuador una vez este sea habilitado y, por tal motivo, no se consideró que existiese un aumento en los niveles de turbulencia del flujo que justifique un mayor refinamiento. En la Figura 3.21 se puede observar la malla resultante.

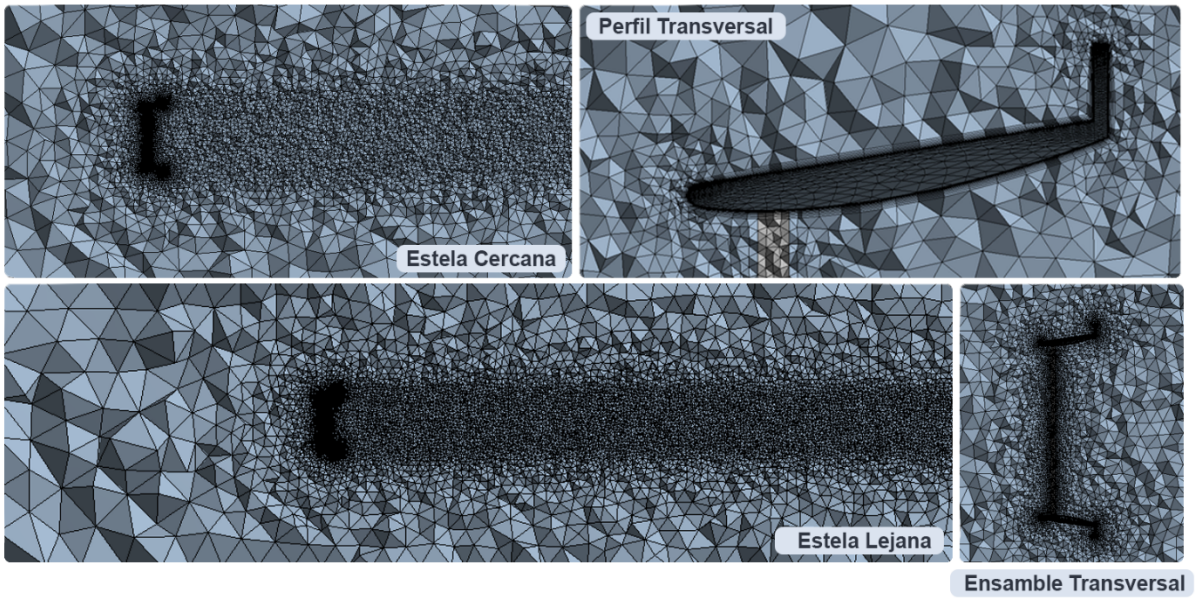


Figura 3.21 Muestra de mallado para la simulación del ensamble ideal RANS.

En este mismo contexto, es necesario aclarar que, para la estimación de la altura de la primera pared de inflación, la longitud característica deberá corresponder a la mínima longitud característica registrada entre ambos elementos; en este caso, la cuerda del perfil del disco difusor con un valor c = 0.1 m. Las capas de inflación se proyectarán sobre el dominio general y disco difusor a fin de evitar discontinuidades en el mallado. En cuanto al estado de flujo del cual se deriva el parámetro adimensional $y+$, este coincidirá simultáneamente con el escenario provisional planteado previamente y el escenario experimental del modelo D1 variante V3.

3.3.2.3 Condiciones de Frontera.

La configuración del solucionador se mantuvo relativamente simple al continuar con las tendencias expuestas durante las simulaciones previas. En este escenario particular, debido a la superposición del disco actuador, fue posible prescindir de ajustes adicionales como lo es la definición de interfaces, aun si se reconoce una interdependencia en el desarrollo de los flujos. El único detalle por tener en consideración fue la longitud característica empleada para definir la longitud de la escala turbulenta; el valor para dicho parámetro, tomando como referencia a la etapa del mallado, correspondería a la cuerda del perfil del disco difusor c = 0.1 m.

Tabla 3.15 Configuracion del solucionador para la simulacion del ensamble ideal RANS.

Solucionador	
Tipo.	Basado en presiones (Pressure-Based Solver)

Régimen temporal.	Estacionario (Steady State)		
Formulación del fluido.	Velocidad Absoluta		
Gravedad	NA		
Turbulencia			
Modelo de turbulencia	k-epsilon Standard		
Tratamiento de pared cercana.	EWT - Enhanced Wall Treatment		
Condiciones de Frontera			
Velocidad de entrada	Velocidad del flujo	0.7	[ms^{-1}]
	Intensidad de la turbulencia	5	[%]
	Longitud de escala turbulenta	0.007	[m]
Presión de salida	Presión manométrica	0	[Pa]
	Intensidad de la turbulencia	5	[%]
	Longitud de escala turbulenta	0.007	[m]
	Presión Operativa	NA	[-]
Pared Dominio	Pared Móvil (eje X)	0.7	[ms^{-1}]
Pared Disco Difusor	Pared Estacionaria		
Condiciones de zona			
Disco Actuador.	Sumidero de momentum	-	[Nm^{-3}]
Métodos			
Esquema	COUPLED		
Presión	Second Order		
Momentum	Second Order Upwind		
Energía cinética turbulenta	Second Order Upwind		
Ratio de disipación turbulenta	Second Order Upwind		

En cuanto a la definición de los sumideros de momentum, como primera intención se buscará replicar las 8 condiciones operativas planteadas para las simulaciones del disco actuador ideal. El rango delimitado para los coeficientes de empuje se habría mantenido, sin embargo, atendiendo a la ecuación (2.42), las magnitudes de los sumideros se ven modificadas ligeramente dado que el área del disco actuador es mayor en esta ocasión. En la Tabla 3.15 se muestran los parámetros esenciales para la configuración del solucionador. El criterio mínimo para la convergencia de los residuales, al igual que en el escenario previo, se definió en 1×10^{-4}

El principal objetivo detrás este último escenario de simulación fue el de reproducir el conjunto de estados operativos del disco actuador ideal en conjunción con los efectos impuestos por el disco difusor. Las magnitudes relacionadas con el empuje se conservaron, debido a que estas responden a condiciones preestablecidas, sin embargo, este no será el caso de la inducción axial ni de la potencia; variables que se modificarían en función de la velocidad local registrada en el plano del disco actuador, la cual es mayor que en el caso de la turbina ideal aislada.

La discusión de resultados para estas últimas dos aproximaciones orientadas a la idealización de la turbina y el ensamble mediante el concepto del disco actuador se presentarán en detalle dentro del capítulo posterior. En este contexto, cabe destacar que la capacidad para establecer un cierto nivel de similitud con respecto al comportamiento dinámico de una turbina estándar es, evidentemente, limitada. El principal beneficio, más bien, será el de esclarecer los limites

teóricos máximos asociados al rendimiento como un preámbulo ante los siguientes escenarios de simulación en donde se prevé una aproximación más rigurosa.

3.4 Simulación por Marcos de Referencia Móvil.

Dentro de la literatura existe una amplia variedad de aproximaciones para el modelado numérico de las turbinas cinéticas, tanto de manera aislada como en ensamble con un disco difusor, no obstante, es posible distinguir entre dos grandes categorías: las simulaciones orientadas a estados estacionarios y las orientadas a estados transitorios. La segunda categoría, cabe mencionar, no sería tomada en consideración para el presente trabajo por dos razones fundamentales: el elevado consumo de recursos computacionales y la imperiosa necesidad de una configuración precisa para describir las características del flujo. El propósito de la investigación es necesario reiterar, es el describir las tendencias básicas de una turbina, antes y después de la inclusión del disco difusor, razón por la cual, estas aproximaciones más complejas serán reservarán para estudios posteriores en donde se busque examinar situaciones específicas.

Retomando la primera categoría, quizá una de las aproximaciones más recurrentes es la del disco actuador compuesto, la cual es reconocida como una generalización del disco actuador uniforme. En esta ocasión, el disco será geométricamente dividido en una serie de anillos concéntricos, asignando a cada uno de ellos un sumidero de momentum distinto que dispondrá, tanto de una componente axial como de una tangencial. Las magnitudes de estos sumideros deberán ser calculadas de manera previa a través de algún método como lo es BEM, reconociendo con esto que, el disco actuador compuesto es, esencialmente, un modelo enfocado en generar similitud computacional. El principal beneficio exhibido será su reducido consumo de recursos computacionales y una implementación relativamente simple.

El disco actuador compuesto ha sido utilizado ampliamente para recrear la dinámica de turbinas aisladas, con un énfasis particular en el modelado de las estelas para la determinación de arreglos [84] [85] [122]. En una primera instancia, este modelo fue considerado para el desarrollo de la siguiente etapa dentro de la presente investigación, la cual se enfocaría en evaluar la incorporación del disco difusor desde una perspectiva más estricta en lo que respecta a la representación de la turbina. El modelo, no obstante, fue evaluado de una manera anticipada a partir de una serie de simulaciones preliminares que permitieron identificar ciertas cuestiones que podrían comprometer la validez de los resultados obtenidos.

En el caso específico del ensamble con este disco actuador compuesto, se reconoce que el disco difusor mantendrá su predisposición a incentivar mayoritariamente al flujo axial, sin embargo, este hecho podría considerarse una limitante, puesto que ahora los sumideros de momentum también dispondrían de una componente tangencial, la cual no será favorecida por ningún mecanismo. En sintonía con el planteamiento anterior, de las simulaciones preliminares con el ensamble fue posible verificar que en ningún caso se estimó una magnitud de torque superior a la obtenida para una turbina aislada. La interpretación que se da a esta situación es

que, dado que las fuentes de momentum tangencial son predefinidas, al momento de combinarse vectorialmente con el flujo axial intensificado su presencia es reducida ligeramente.

Belloni [16] y Shives [54] emplearían este modelo de disco actuador compuesto como uno de los principales recursos para determinar el rendimiento de sus respectivas propuestas. En dichos estudios, igualmente se reportaría una disminución en la potencia percibida por el ensamble con respecto a la de la turbina aislada, aunque cabe mencionar que esto puede resultar contraintuitivo, puesto que el flujo en la contracción si presentaría un aumento perceptible. El uso del disco actuador, a consideración personal y a expensas de una errónea interpretación de sus capacidades, no es recomendado para estimar el impacto dinámico de un disco difusor. La alternativa, dada esta problemática, sería la de adoptar una perspectiva más pragmática a partir de una simulación con marcos de referencia móviles.

Las simulaciones con marcos de referencia móviles, o bien simulaciones MRF (Moving Reference Frames, por su definición del inglés), tal como se menciona dentro del apartado 2.3.7, son una aproximación numérica que se caracteriza por disponer de múltiples zonas dentro del dominio general, cada una de ellas representativa a una condición de flujo. La simulación se podrá considerar estacionaria mientras las magnitudes que describen a los flujos no dependan explícitamente del tiempo, ni existan deformación en la malla [96].

En el caso particular de esta investigación únicamente fue requerido un marco de referencia móvil y uno estacionario. En el marco móvil, la turbina fue representada como una geometría estática, de tal manera que, para replicar los efectos de la rotación, el fluido circundante desarrollaría una velocidad angular. En lo relativo al marco estacionario, sobre este únicamente se modelaría la entrada y salida del fluido, más cabe destacar que, tras conformarse el ensamble, sobre esta misma zona se incorporaría al disco difusor. La propuesta conceptualmente es distinta a la del disco actuador compuesto, puesto que este método se considera autónomo al no estar sujeto a la generación de similitud computacional a partir de datos precalculados, sin embargo, estas mismas características derivarán en ciertas desventajas.

Primeramente, debido a que la turbina no fue simplificada de ninguna manera, el número de elementos en malla en las proximidades de esta geometría aumentaría significativamente; esto es de especial interés si te toma en consideración que sobre las paredes es necesario incluir capas de inflación. En cuanto a la resolución de la simulación, esta se considera de mayor complejidad a causa del tratamiento adicional que es aplicado entre las interfaces de zona, mismo que, en síntesis, consiste en transformar las variables de flujo del marco de referencia móvil al marco estacionario. En su conjunto, ambas cuestiones conducirían a un consumo de recursos computacionales superior al de las simulaciones previas.

En el panorama previamente planteado, quizá la solución más conveniente para tratar de solventar estas dificultades sea la de combinar la simulación MRF con un dominio que haga

uso de condiciones periódicas de frontera. Las condiciones periódicas de frontera son un recurso para el modelado numérico de los patrones de flujo que pueden reducirse a un comportamiento periódicamente repetitivo. El fundamento operativo es la simetría axial, de tal manera que, la geometría representativa corresponde únicamente a la tercera parte de un cilindro, reduciendo con esto el tiempo de cómputo de manera significativa. En el transcurso del siguiente apartado se describen en detalle los aspectos más relevantes que permitieron, partiendo desde esta nueva propuesta metodológica la generación de los escenarios de simulación de interés.

3.4.1 Turbina RANS-BEM Aislada.

En una primera instancia, al igual que con las simulaciones ideales, resulta necesario establecer un escenario de referencia que permita estimar las desviaciones en el cálculo de las magnitudes dinámicas por el efecto de bloqueo. En esta ocasión, a pesar de que la forma general del dominio no cambia, las dimensiones en la pared frontal serán ajustadas para adoptar el mismo factor de bloqueo de un 3.15 % de los dos escenarios de simulación ideal previos.

La contraparte analítica para este escenario de simulación serán los datos obtenidos mediante el método BEM, de tal manera que, los distintos casos de permeabilidad, o bien estados operativos, contemplados para recrear el comportamiento de la turbina corresponderán a los factores TSR originalmente planteados en el rango de 2- 6. El parámetro de control seleccionado fue la velocidad angular, que se introducirá como la condición de flujo en la zona móvil. En cuanto a las propiedades del fluido, estas se obtienen directamente de la Tabla 3.2.

3.4.1.1 Dominio de Control.

En este primer escenario, la forma del dominio se modificó como un requerimiento para poder hacer uso de las condiciones periódicas de frontera, sin embargo, excluyendo la pared frontal, las extrusiones propuestas para captar el desarrollo del flujo, antes y después de la turbina, serían las mismas que en simulaciones previas. El modelado mediante software CAD fue realizado a partir de los trabajos de Nahún [123] y Carcangiu [124], en donde se realiza una descripción generalizada de los requisitos para la aplicación de las condiciones periódicas de frontera sobre una simulación con marcos de referencia móviles. Las magnitudes, al igual que en caso anteriores, fueron adimensionalizadas empleando el diámetro del rotor D = 0.3 m.

En el marco móvil, referido de manera indistinta como *Motion Frame* por la designación dada por el software ANSYS, se reconoce una problemática relativa a la continuidad geométrica del rotor. En el planteamiento del método BEM, la sección de interés del alabe partiría desde un 30% de la longitud del radio, sin embargo, en este escenario de simulación no es posible excluir la región anterior, razón por la cual, es necesario complementar el rotor. En una primera instancia se reconstruyó la transición entre el primer perfil y una base circular como raíz del

rotor, cuyo diámetro fue de 17 mm, o bien 0.056 *D*. En adición, fue agregado un buje a partir de una operación de cúpula elíptica con una extrusión bidireccional de 40 mm, o bien 0.13 D.

En la Figura 3.22 se muestra la disposición de las zonas, las cuales se consideran independientes, motivo por el cual, sería necesario verificar que exista una asociación directa entre las paredes adyacentes, puesto que, posteriormente estas conformarán las interfaces que permiten transferir la información del flujo en movimiento. En un estricto sentido, esta independencia durante el modelado de las zonas implica que cada una de ellas debería disponer de un par de fronteras periódicas, las cuales corresponden a las superficies laterales, manteniendo un orden coherente para la asignación. El intervalo para la simetría axial correspondería a 120°.

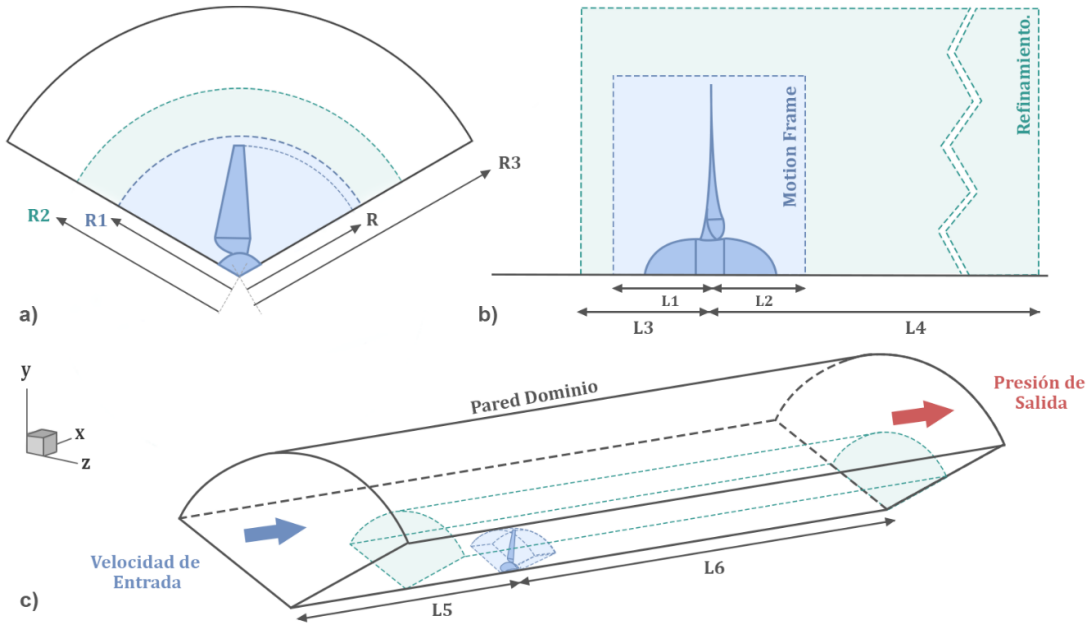


Figura 3.22 Dominio de control para la simulación de la turbina RANS – BEM aislada.

En la zona relativa al marco móvil, la condición de rotación de flujo se daría en sentido antihorario; esto teniendo en consideración que el giro de la turbina se da en un sentido horario; la velocidad angular es variable y correspondería de manera directa con los diferentes factores TSR utilizados para recrear las curvas de rendimiento usando BEM. En cuanto a la zona que representa al marco estacionario, propiamente, no se asociaría ninguna condición de flujo especifica, más bien, esta se limita al libre flujo del fluido; esto incluye. una condición de velocidad de entrada para la pared anterior y una de presión de salida para la pared posterior.

Las condiciones de frontera restantes se asignaron de la siguiente manera. La superficie generada por la proyección del semicírculo del dominio general correspondería a una pared móvil traslacional, mientras que la superficie de la turbina y agregados corresponderían a paredes estacionarias simples. Adicionalmente, se incluyó una región para el refinamiento de la malla con el fin de captar en detalle el proceso de disipación turbulenta en la estela. En la Tabla 3.16 se recopilan las magnitudes específicas de las cotas utilizadas.

Tabla 3.16 Parámetros geométricos del dominio para la simulación de la turbina RANS-BEM aislada.

Cota	Turbina RANS - BEM Aislada
R1	0.52 D
R2	0.583 D
R3	2.816 D
L1	0.25 D
L2	0.25 D
L3	0.416 D
L4	20 D
L5	7.5 D
L6	20 D
B	3.15 %

3.4.1.2 Parámetros de Mallado.

En la presente simulación, pese a reducir en dos terceras partes el dominio inicial, aún existe una demanda de recursos computacionales elevada; dicha condición, impide que la etapa del mallado sea validada a través de un análisis de convergencia. La respuesta a esta limitante fue el refinamiento de la malla para el estado de rotación *TSR* = 6 como caso representativo, el cual, contiene al flujo que experimenta las interacciones más complejas. La premisa, abordada de manera análoga en simulaciones previas, asume que, tras definirse una configuración de malla idónea, su validez se extiende al resto casos con una dinámica de flujo más simple.

En total, 3 configuraciones de malla fueron propuestas y evaluadas, sin embargo, únicamente aquella presentada en la Tabla 3.17 superaría el umbral de convergencia para todos los residuales de la simulación, definido en torno a 1×10^{-4}; esta configuración correspondería a la de mayor resolución en términos del número de elementos. La convergencia de los residuales, si bien no representa un indicador absoluto para determinar la fiabilidad de la simulación, si proporciona información útil sobre la calidad de la malla y su impacto en la resolución numérica. El monitoreo del torque y empuje fue empleado como un segundo criterio, permitiendo verificar a través de él que las tendencias de dichas magnitudes se orientaban hacia la estabilidad con un error relativo menor al 1.0 % para las ultimas 200 iteraciones. Las cuestiones relativas al solucionador son abordadas en detalle en el siguiente apartado.

Tabla 3.17 Parámetros de malla para la simulación de la turbina RANS – BEM aislada.

Tamaño del elemento	Turbina RANS – BEM Aislada
Máximo Global [D]	0.5
Refinamiento [D]	0.04
Superficie del Alabe [D]	0.004
Distancia de Influencia [D]	0.004
Mínimo por Curvatura [D]	0.002
Mínimo por Proximidad [D]	0.002

Distanciamiento y+	5
Capas de Inflación	12
No. de Elementos.	2.025 x 10^6

La altura para la primera capa de inflación se obtuvo a partir del parámetro *y+*, tomando como longitud característica a la cuerda del rotor ubicada al 70 % del radio; este valor puede consultarse dentro de la Tabla 3.2. La velocidad relativa, en cambio, al depender del estado operativo, en el caso representativo *TSR* = 6, sería estimada empleando la ecuación (3.1). Es necesario recordar que para la estimación de la altura de esta primera capa de inflación se emplea la teoría de la capa límite para placas planas, por tal motivo, los valores obtenidos solo se reconocen como una aproximación inicial. En el postprocesado de ANSYS, teniendo en consideración una malla estática, se estimaron nuevos valores de *y+* al actualizar variables como la velocidad local y el coeficiente de fricción superficial [89].

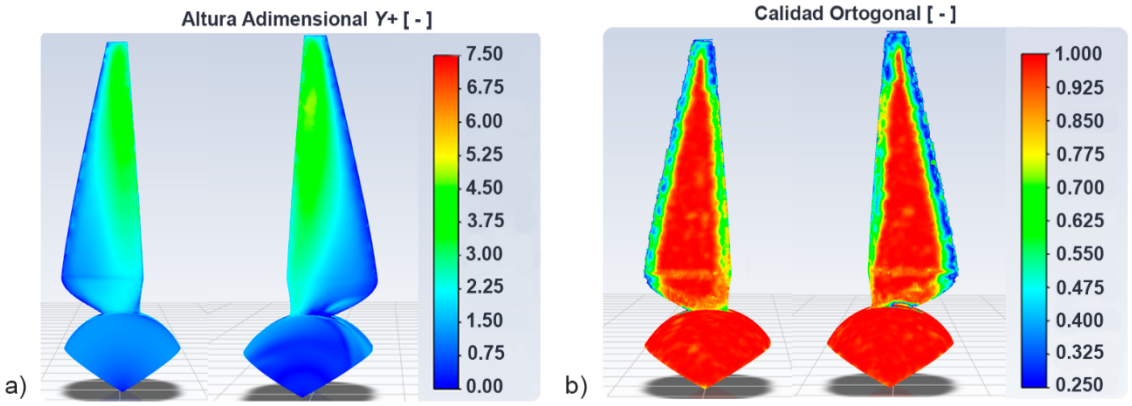


Figura 3.23 Métricas de mallado para la turbina RANS – BEM aislada. a) Altura y+. b) Calidad ortogonal.

En la Figura 3.23a se presenta un registro de los distintos valores de *y+* sobre el aspa, permitiendo con esto verificar que el rango estimado por el software se adecua a los requerimientos planteados. Alternamente se asume que, para velocidades operativas menores, dicho rango se mantendrá por debajo del umbral *y+* < 5; límite sugerido para evitar la capa de amortiguamiento o región de mezclado al emplear un modelo de turbulencia k-epsilon [116]. De manera complementaria, en la Figura 3.23b es posible observar la calidad ortogonal de los elementos que, pese ser relativamente baja en los bordes de ataque y fuga del alabe, se puede considerar buena según los estándares establecidos en [87].

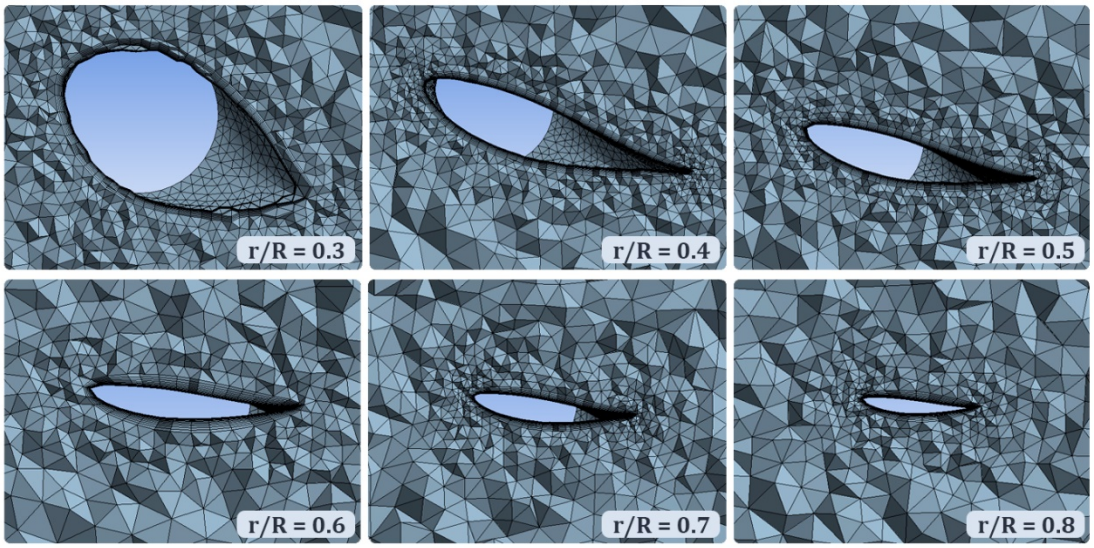


Figura 3.24 Muestra de mallado para las secciones transversales de la turbina RANS – BEM aislada.

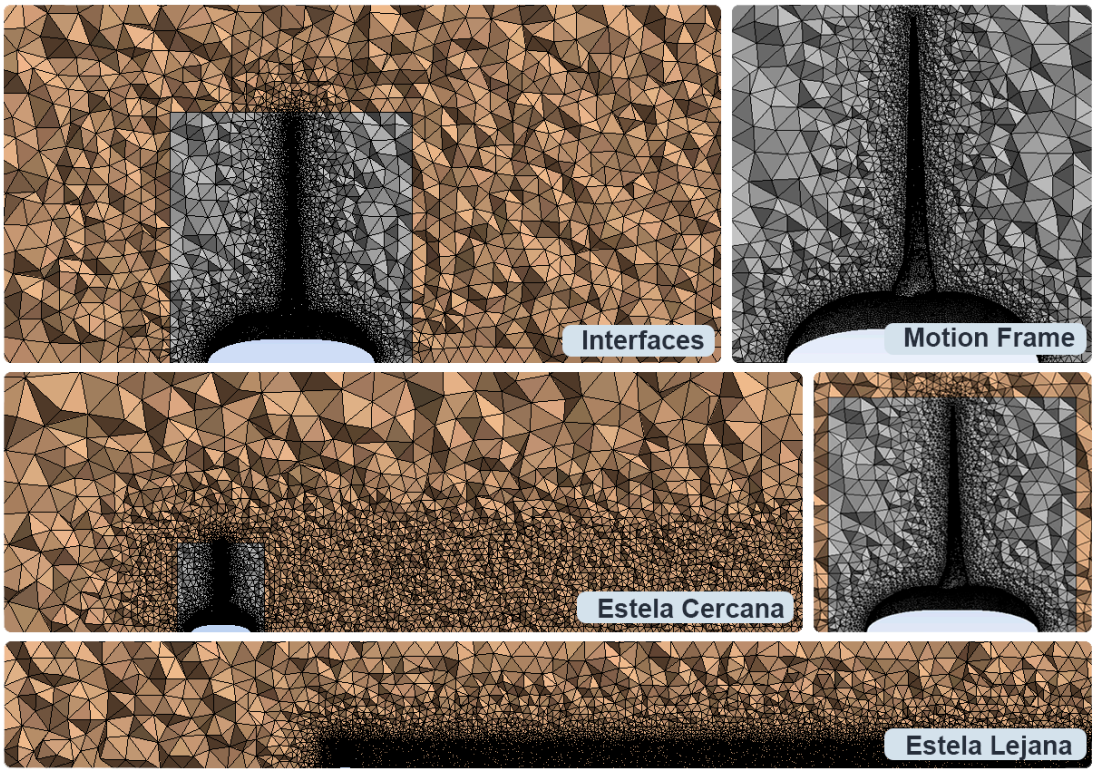


Figura 3.25 Muestra de mallado para la simulación de la turbina RANS – BEM aislada.

A manera de conclusión, en la Figura 3.24 se presenta una muestra del mallado obtenido para las secciones transversales del alabe. En la región correspondiente a la punta, los elementos presentarán una relación de aspecto más amplia; esto se resolvería al incorporar refinamientos basados en mínimos por curvatura y proximidad, sin embargo, esta solución solo es parcial ya que gran parte del problema se origina en la misma geometría. En la Figura 3.25, en cambio, se podrá observar una visión más general del dominio. El establecimiento de una distancia de

influencia permitiría que las características del mallado de una zona puedan extenderse a otra. En este caso, un aspecto de suma importancia, mas no imprescindible, es procurar que en la transición entre ambas zonas exista una coincidencia de nodos, esto con el fin de evitar operaciones de acoplamiento e interpolación de la información [86].

3.4.1.3 Condiciones de Frontera.

La simulación, al ser considerada estacionaria, conservaría en un principio las mismas configuraciones globales del solucionador empleadas para escenarios anteriores, incluyendo el tipo de solucionador, el régimen temporal y los métodos para a la discretización espacial. Las variaciones en este escenario provienen del uso de condiciones de zona para modelar los efectos de rotación de la turbina. Dentro de la Tabla 3.18 se presenta un resumen de la configuración empleada para el solucionador, desglosando a continuación las particularidades relativas a cada una de las distintas secciones.

Tabla 3.18 Configuración del solucionador para la simulación de la turbina RANS – BEM aislada.

Solucionador			
Tipo.	Basado en presiones (Pressure-Based Solver)		
Régimen temporal.	Estacionario (Steady State)		
Formulación del fluido.	Velocidad Absoluta		
Gravedad	NA		
Turbulencia			
Modelo de turbulencia	k-epsilon Standard		
Tratamiento de pared cercana.	EWT – Enhanced Wall Treatment		
Condiciones de Frontera			
Velocidad de entrada	Velocidad del flujo	0.7	[m s^{-1}]
	Intensidad de la turbulencia	5	[%]
	Longitud de escala turbulenta	0.0016	[m]
Presión de salida	Presión manométrica	0	[Pa]
	Intensidad de la turbulencia	5	[%]
	Longitud de escala turbulenta	0.0016	[m]
	Presión Operativa	NA	[-]
Pared Dominio	Pared Móvil (eje X)	0.7	[m s^{-1}]
Pared Turbina	Pared Estacionaria	-	-
Condiciones de zona			
Marco móvil	Velocidad angular	-	[rad s^{-1}]
Formulación del fluido.	Relativa a la zona adyacente		
Métodos			
Esquema	COUPLED		
Presión	Second Order		
Momentum	Second Order Upwind		
Energía cinética turbulenta	Second Order Upwind		
Ratio de disipación turbulenta	Second Order Upwind		

El modelo de turbulencia *k-epsilon Standard* y el tratamiento de la pared *EWT* fueron conservados con respecto a los escenarios previos. Las condiciones de frontera, de la misma manera, se mantuvieron constantes, exceptuando a la longitud de la escala turbulenta. El criterio para estimar este parámetro empleará a la ecuación (2.54), con una longitud característica igual a la cuerda del perfil ubicado al 70 % del radio del alabe (Tabla 3.2).

En cuanto a las condiciones de zonas estas se configuraron de la siguiente manera. En la zona estática no se mantuvo ninguna condición de flujo predeterminado, limitándose únicamente a los efectos derivados de las condiciones de frontera a la entrada y salida. En contraste, en la zona móvil se designaría una condición de velocidad angular constante. Las magnitudes para los 5 casos de estudio planteados partieron del rango de factores *TSR* de 2 – 6 planteado inicialmente por el método BEM. El aplicar esta diferenciación de zonas implica que el flujo podrá ser monitoreado, tanto desde una perspectiva relativa como absoluta.

La designación y configuración de los dos pares de fronteras periódicas y de las interfaces se llevó a cabo siguiendo las recomendaciones de la guía de usuario de ANSYS Fluent [89]. El número de iteraciones en este escenario incrementó significativamente hasta alcanzar el umbral de las 4000 iteraciones por caso de estudio. La solución implementada ante dicha problemática fue la inicialización de la simulación a partir de la interpolación de campos de flujo de simulaciones previas. Específicamente, se solucionó el caso *TSR* = 2 exportando el campo de flujo, el cual, fue utilizado para inicializar los casos restantes. El número de iteraciones tras implementar este recurso se redujo en aproximadamente un 25 %.

El presente escenario sería planteado con dos fines específicos. En primer lugar, establecer una referencia que traté de estimar el error introducido por el efecto de bloqueo y, en segundo lugar, verificar el grado de ajuste entre la aproximación analítica BEM y la simulación numérica. Es importante tener en consideración que la simulación se basa en una implementación simple y pragmática, puesto que solo precisa de la geometría de la turbina y de las velocidades axiales y angulares operativas. Los resultados se discuten en detalle en el capítulo posterior.

3.4.2 Ensamble Turbina RANS-BEM - Disco Difusor.

Continuando con el desarrollo de la presente investigación, el siguiente escenario se enfocaría en el ensamble de la turbina y el disco difusor, el cual corresponde al modelo D1 variante V3. Esta actividad, a grandes rasgos, toma como base fundamental el escenario de simulación previo y replicando de manera directa los 5 casos de rotación planteados para la turbina aislada con el fin de obtener las nuevas curvas de rendimiento.

En la literatura consultada no se reportan investigaciones previas que, a partir del mismo conjunto de métodos y recursos empleados en la presente, traten de esclarecer las interacciones entre la turbina y el disco difusor. Las referencias para el siguiente apartado, debido a esta situación, serán escasas, sin embargo, desde un punto de vista meramente conceptual, no se reconoce ningún tipo de impedimento que derive en conflicto. Las

particularidades durante la implementación de ese último escenario de simulación se describen a continuación, aunque, los resultados serán los que realmente dictaminen la fiabilidad de la propuesta.

3.4.2.1 Dominio de Control.

Las propiedades y forma del dominio de control se adoptaron del escenario previo, siendo los cambios más evidentes la adición del disco difusor y la modificación del radio de la zona estacionaria, el cual, se habría incrementado para conservar un mismo factor de bloqueo. En la Figura 3.26 es posible observar la disposición geométrica de los elementos dentro del dominio.

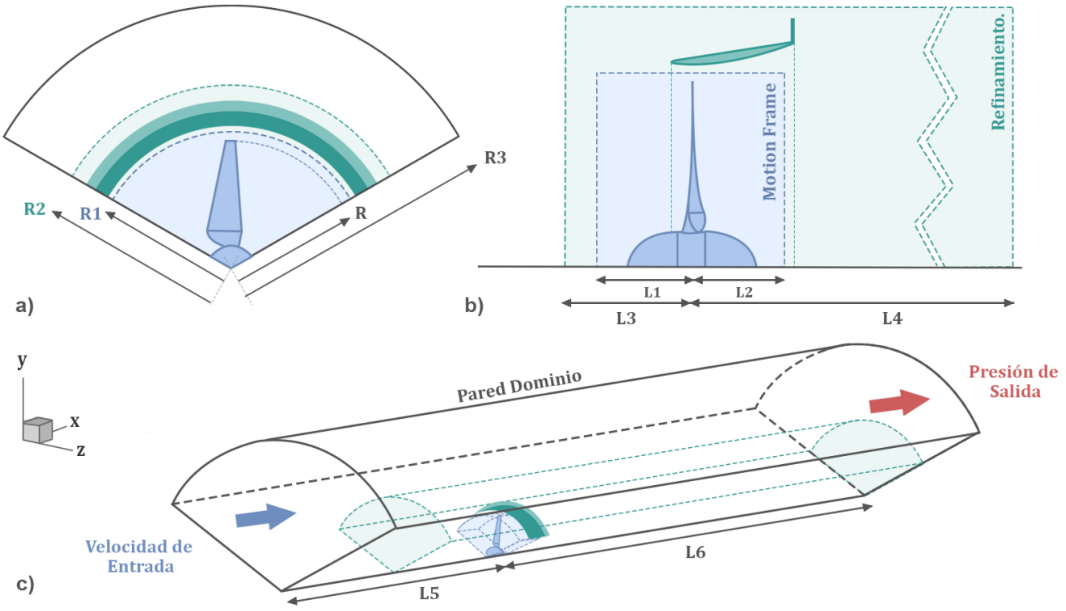


Figura 3.26 Dominio de control para la simulación del ensamble RANS – BEM.

La principal limitante en esta ocasión sería la cercanía de la interfaz de las zonas con respecto a las paredes internas del disco difusor y la punta del alabe. Desde una perspectiva práctica, es recomendable evitar concentrar un gran número de interacciones en una misma región, sin embargo, las restricciones prestablecidas durante el modelado CAD impedirían el planteamiento de una distribución más adecuada; pese a ello, se prevé el impacto sea reducido.

Tabla 3.19 Parámetros geométricos del dominio para la simulación del ensamble RANS – CFD.

Cota	Ensamble RANS – CFD.
R1	0.52 D
R2	0.75 D
R3	3.75 D
L1	0.25 D
L2	0.25 D
L3	0.416 D

L4	20 D
L5	7.5 D
L6	20 D
B	3.15 %

La Tabla 3.19 muestra un resumen de las magnitudes de las cotas. En cuanto a la asignación de las condiciones de frontera, la única adición es la superficie del disco difusor que se modelará como una pared estacionaria. El intervalo de simetría se conservaría en 120°, el cual, ahora toma en consideración la geometría del disco difusor para establecer la periodicidad.

3.4.2.2 Parámetros de Mallado.

En lo referente al mallado, la configuración presentada dentro de la Tabla 3.20 se derivó de la configuración de los escenarios de la turbina aislada y ensamble ideal. La propuesta haría uso de los parámetros que previamente fueron considerados como idóneos y se verificaría a través de la simulación del caso representativo *TSR* = 6 que la configuración cumpliría con el criterio de convergencia de residuales delimitado en 1×10^{-4}. El segundo criterio, análogo al escenario previo, comprobaría la estabilidad de los monitores de torque y empuje, observando que para las ultimas 200 iteraciones el error relativo en dichas variables no excedería el 1.0 %.

Mallas con un conteo de elementos menor fueron evaluados, sin embargo, aun si las variables dinámicas se encaminaban hacia la estabilidad, esta no sería la predisposición de los residuales. La resolución adoptada, por otra parte, se consideraría suficiente al ser comparada con mallas empleadas en estudios similares, tal es el caso de Nahún [123] y Jo et.al [125]. En este sentido, es importante denotar el establecimiento de una distancia de influencia para extender las tendencias de la malla, independientemente de los limites superficiales de las zonas.

Tabla 3.20 Parámetros de malla para la simulación del ensamble RANS-BEM.

Tamaño del elemento	**Ensamble RANS- CFD.**
Máximo Global [D]	0.5
Refinamiento [D]	0.04
Superficie del Alabe [D]	0.004
Distancia de Influencia [D]	0.004
Mínimo por Curvatura [D]	0.002
Mínimo por Proximidad [D]	0.002
Distanciamiento y+	5
Capas de Inflación	12
Superficie Disco Difusor [D]	0.02
Mínimo por Curvatura [D]	0.004
Mínimo por Proximidad [D]	0.004
Distanciamiento y+	5
Capas de Inflación	12
No. de Elementos.	3.62×10^6

La Figura 3.27 muestra los resultados del estudio alterno de las métricas de malla. La calidad ortogonal se puede considerar adecuada, sin embargo, se registró una disminución en el límite inferior que se asocia al borde de fuga del alabe. En lo relacionado al parámetro *y*+, la primera aproximación fue calculada de manera análoga al escenario anterior y se verificó que el rango obtenido mediante el software no superaría la frontera de la subcapa viscosa. La evaluación de este último parámetro también permitiría identificar que los elementos cuya altura de pared es más sensible a los cambios en la velocidad local se ubicarían en el borde de ataque del intradós y extradós del alabe y, de manera imprevista, sobre la pared interna del disco difusor.

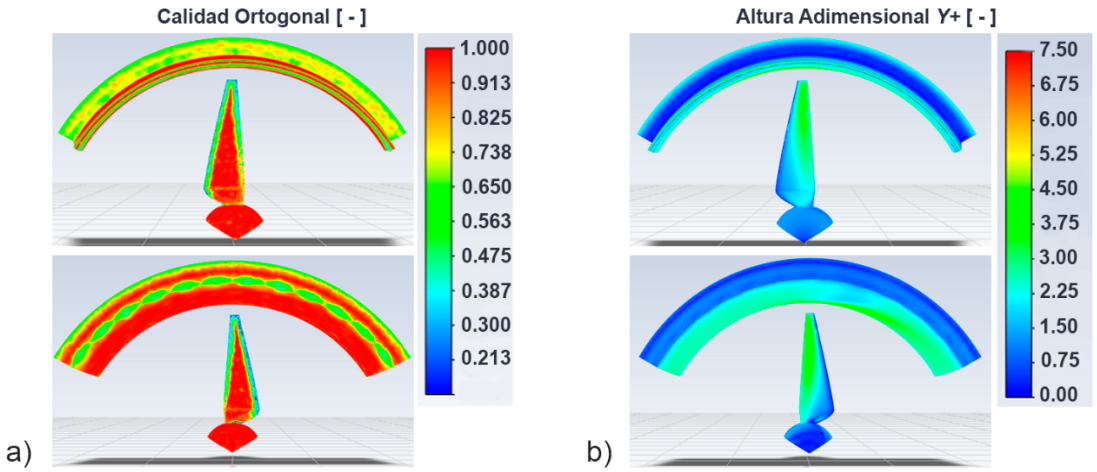


Figura 3.27 Métricas de mallado para el ensamble RANS – BEM. a) Calidad ortogonal. b) Altura adimensional *y*+.

Finalmente, una muestra del mallado resultante se puede apreciar en la Figura 3.28. La malla para las secciones transversales del alabe es prácticamente la misma que la exhibida dentro de la Figura 3.24. En la interfaz de zonas, igualmente, se procurará una coincidencia de nodos

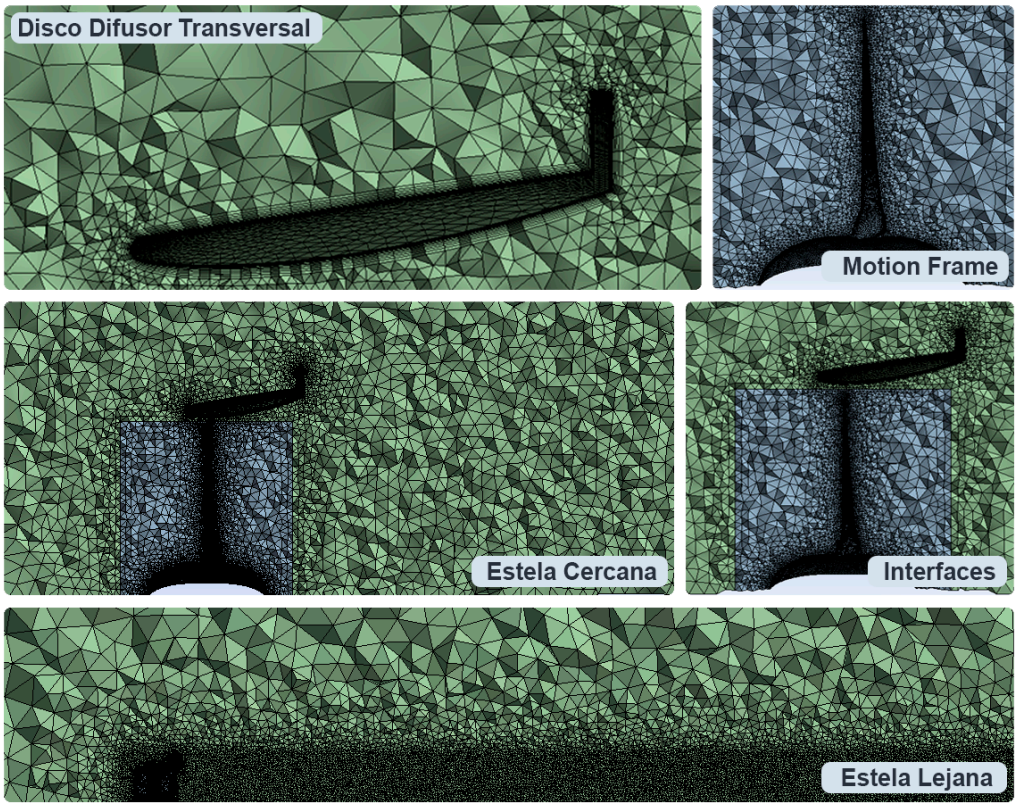


Figura 3.28 Muestra de mallado para la simulación del ensamble RANS- BEM.

3.4.2.3 Condiciones de Frontera.

La configuración del solucionador presentada en la Tabla 3.21 puede considerarse como una extensión de la configuración planteada para el escenario anterior, puesto que únicamente se agregó el disco difusor a la zona estacionario, manteniendo el resto de los parámetros constantes. En lo relativo a la magnitud de la escala turbulenta, es necesario reiterar que la longitud característica fue seleccionada como la longitud característica mínima de entre los distintos elementos, coincidiendo nuevamente con la cuerda del alabe al 70 % del radio.

Tabla 3.21 Configuración del solucionador para la simulación del ensamble RANS-BEM.

Solucionador			
Tipo.	Basado en presiones (Pressure-Based Solver)		
Régimen temporal.	Estacionario (Steady State)		
Formulación del fluido.	Velocidad Absoluta		
Gravedad	NA		
Turbulencia			
Modelo de turbulencia	k-epsilon Standard		
Tratamiento de pared cercana.	EWT –Enhanced Wall Treatment		
Condiciones de Frontera			
Velocidad de entrada	Velocidad del flujo	0.7	[m s^{-1}]
	Intensidad de la turbulencia	5	[%]
	Longitud de escala turbulenta	0.0016	[m]

Presión de salida	Presión manométrica	0	[Pa]
	Intensidad de la turbulencia	5	[%]
	Longitud de escala turbulenta	0.0016	[m]
	Presión Operativa	NA	[-]
Pared Dominio	Pared Móvil (eje X)	0.7	[m s^{-1}]
Pared Disco Difusor.	Pared Estacionaria	-	-
Pared Turbina	Pared Estacionaria	-	-
Condiciones de zona			
Marco móvil	Velocidad angular	-	[rad s^{-1}]
Formulación del fluido.	Relativa a la zona adyacente		
Métodos			
Esquema	COUPLED		
Presión	Second Order		
Momentum	Second Order Upwind		
Energía cinética turbulenta	Second Order Upwind		
Ratio de disipación turbulenta	Second Order Upwind		

Los últimos dos escenarios de simulación se pueden considerar aproximaciones explicitas, ya que no restringen de ninguna manera las interacciones del flujo con el alabe y, a diferencia del método BEM, las estimaciones del torque y el empuje toman en consideración las variaciones locales de la velocidad y la dispersión radial de las líneas de corriente. Las simulaciones, sin embargo, no estarán exentas de deficiencias, siendo la más evidente la recreación de la rotación a través del marco móvil. Estrictamente, las interacciones derivadas de dicho movimiento deberían limitarse a las inmediaciones del alabe, puesto que el extender la predisposición rotativa del flujo impediría un correcto desarrollo y disipación de la estela cercana, lo cual termina por impactar indirectamente sobre la estela lejana. En este sentido, resulta necesario establecer una correcta interpretación del alcance y limitación, tanto de los modelos numéricos como analíticos, para así juzgar correctamente los resultados obtenidos; esta actividad se pretende sea realizada dentro del consecuente capitulo.

Capítulo 4

Discusión de Resultados.

En este último capítulo, continuando con el desarrollo de la tesis, se presentarán los resultados en un orden que es análogo al esquema de la implementación numérica del capítulo anterior. Las simulaciones numéricas, e inclusive el método BEM, podrán proveer de una amplia variedad de parámetros físicos como resultados, sin embargo, según los objetivos planteados, solo se considerarán de manera cuantitativa a aquellos que se relacionen directamente con el rendimiento de la turbina, disco difusor y ensambles. Los resultados restantes, como son el campo de flujo y sus derivados, se presentan solo como un complemento cualitativo.

El planteamiento de este trabajo de investigación, si bien no se encamina en ningún momento a la optimización de los elementos, permitirá a partir de las correlaciones experimentales comprender el alcance, limitaciones e implicaciones de la propuesta conceptual del disco difusor, generando así, una base fundamental para futuros trabajos y una metodología que pueda ser replicada con la certeza de que existe un cierto nivel de viabilidad en ella.

4.1 Turbina Hidrocinética.

El diseño de la turbina hidrocinética fue considerado como el primer gran requisito dentro de la investigación. El enfoque adoptado pretendería una posterior validación experimental, razón por la cual, gran parte de las magnitudes corresponden a una escala de laboratorio. Los procedimientos utilizados, no obstante, son generalizables y con los debidos ajustes pueden ser empleados para el diseño a escalas mayores y con distintos perfiles y condiciones de flujo.

Retomando el presente caso, se reconocen dos aportaciones significativas detrás el diseño de la turbina. En un primer término, la caracterización dinámica de los perfiles que, como ha sido mencionado con anterioridad, se ve comprometida por el reducido número de Reynolds al que el entorno operativo puede aspirar. En un segundo término, los valores de referencia máximos del torque y empuje dentro de las curvas de rendimiento.

4.1.1 Curvas Polares.

La información contenida dentro de las curvas polares resultaría ser el eje fundamental del método BEM, por tal motivo, se procuró realizar las simulaciones con la mayor rigurosidad posible, aunque, ciertamente esta implementación fue la que menos inconvenientes presento. En total, un número no mayor a 500 iteraciones fue requerido para cada simulación, con un coste computacional de alrededor de 6 hrs/núcleo. El parámetro previo se incluye para estimar,

de manera muy básica, el consumo de recurso a través de una relación directa entre el tiempo de simulación y la cantidad de núcleos físicos del procesador; en el presente trabajo se dispondría de un procesador comercial Ryzen 5 3600 de 6 núcleos.

En la Figura 4.1 se puede observar la reconstrucción de las curvas polares. El principal factor de incertidumbre con estos resultados parte del hecho de que dentro de la literatura consultada pocos serían los trabajos que resolverían las curvas polares para un numero de Reynolds tan reducido como lo es 5 x 10^4. El estudio que más se aproximaría a este rango fue el de Koh & Ng [110] con un numero de Reynolds igual a 7 x 10^4, a partir del cual, fue posible percibir que la tendencia de las curvas obtenidas para la sustentación es coherente, aunque, para el arrastre, los valores son ligeramente superiores, más esto es comprensible dado el hecho de que la simulación toma en consideración los efectos derivados de la fricción superficial.

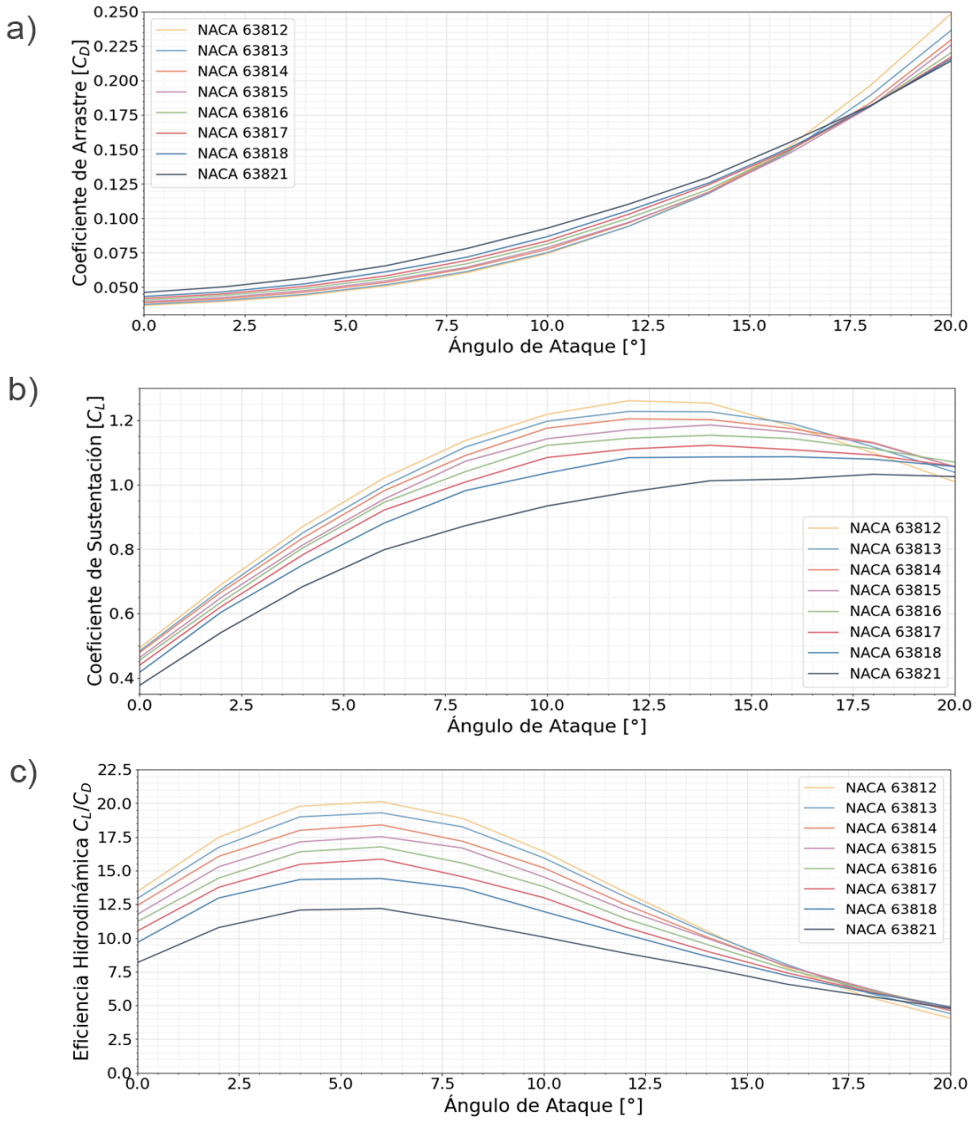


Figura 4.1 Curvas polares del conjunto de perfiles NACA 638xx. a) Coeficientes de arrastre. b) Coeficientes de sustentación. c) Eficiencia hidrodinámica.

No se observó ninguna irregularidad en las curvas, como podrían ser discontinuidades o valores atípicos que pudiese ser un indicio de errores dentro de las simulaciones. La información de las curvas se asume correcta, sin embargo, al evaluar los datos se aprecia que el valor de la eficiencia hidrodinámica máxima apenas alcanzaría las 20 unidades (Figura 4.1c). Dicha magnitud podría considerarse baja en comparación con turbinas de mayor escala, aunque esto realmente se atribuye al reducido número de Reynolds del entorno operativo.

4.1.2 Curvas de Rendimiento.

El rango de las curvas polares fue extendido mediante una extrapolación Viterna-Corrigan, tal como se menciona en el capítulo anterior, y la información fue introducida como datos de entrada al método BEM. En términos generales, no existiría ningún inconveniente durante la implementación, arrojando un valor de $C_{P,máx}$ = 0.347 y $C_{T,máx}$ = 0.815.

En la Figura 4.2 se pueden observar el resto de los valores para el rango de las distintas *TSR*. La curva de potencia, pese a la limitante de la eficiencia hidrodinámica, presenta un comportamiento aceptable. En este mismo contexto, el hecho de que la potencia máxima coincida directamente con el valor de *TRS* = 4 sugiere que el método de diseño empleado, donde se modularía la longitud de la cuerda para satisfacer simultáneamente los valores óptimos del ángulo de ataque y permeabilidad derivada de la inducción axial, es correcto.

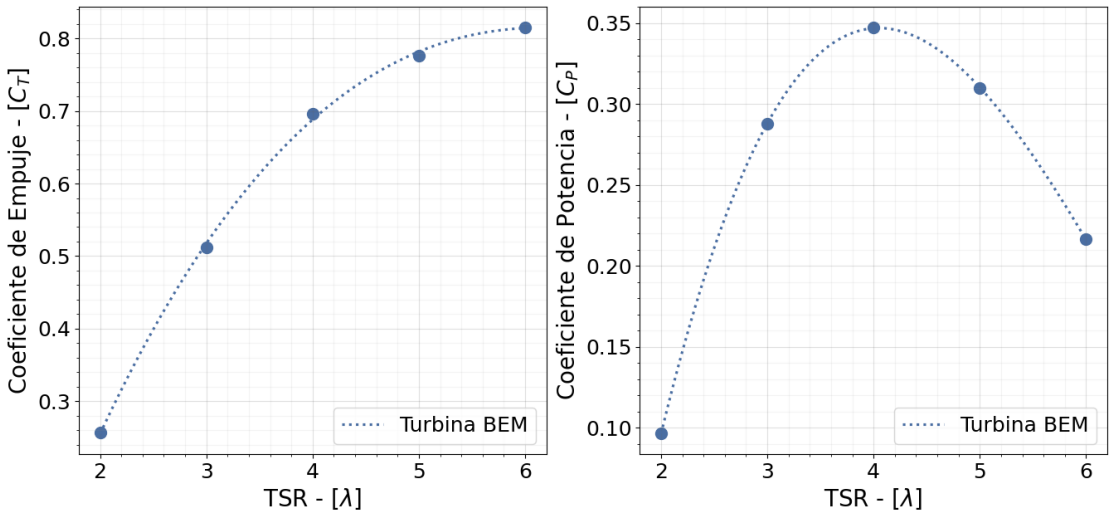


Figura 4.2 Curvas de rendimiento provistas el método analítico BEM.

4.1.3 Caracterización Dinámica de los Alabes.

Entre los resultados alternos que se obtienen del método BEM, es posible destacar el registro de las inducciones axiales y tangenciales (Figura 4.3), los factores totales de perdida (Figura 4.4) y la distribución del torque y empuje a lo largo del alabe (Figura 4.5). En el caso del comportamiento del factor de perdidas, este es un aspecto relevante del cual se puede inferir que un diseño enfocado a una rotación elevada sería más viable para reducir las pérdidas en la punta del alabe, sin embargo, esto no es correcto si se considera que un flujo más energético

también es más propenso a la generación de turbulencia, motivo por el cual, lo relativo a este tópico debe ser abordado con mayor rigurosidad antes de poder emitir recomendaciones.

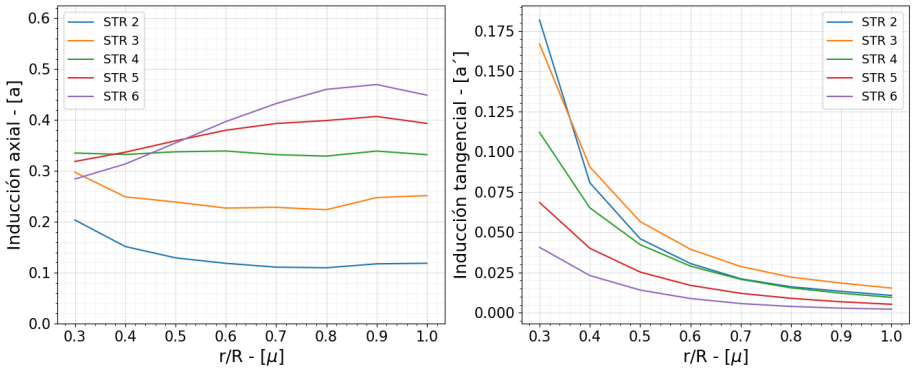


Figura 4.3 Desarrollo de la inducción axial y tangencial sobre los alabes del rotor.

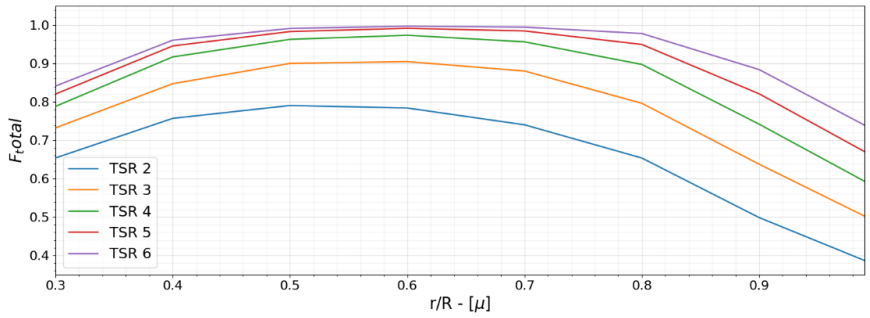


Figura 4.4. Factor de pérdidas totales a lo largo de los alabes del rotor.

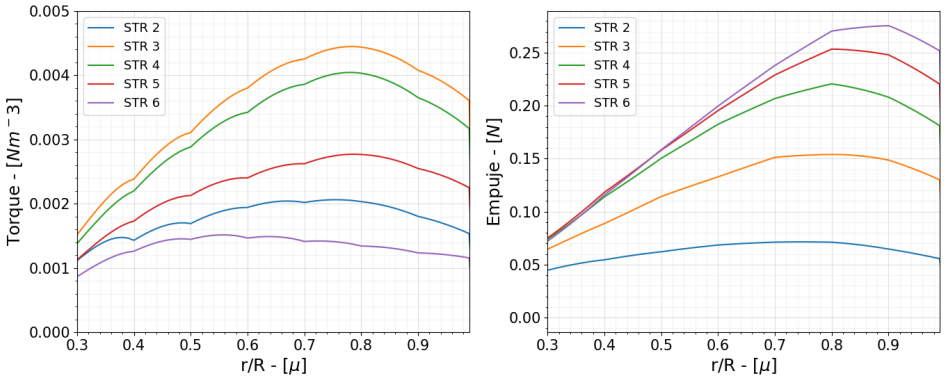


Figura 4.5 Desarrollo del torque y el empuje sobre los alabes del rotor.

En cuanto a las reacciones sobre el alabe, únicamente se destaca que, tal como se predice en el método BEM, la región correspondiente a la raíz no se hace notar por su producción de torque ni empuje, considerando con esto que la selección de los perfiles es, provisionalmente, correcta al priorizar la parte estructura al incluir geometrías de mayor espesor.

4.2 Relaciones Experimentales.

El disco difusor, segundo elemento fundamental para la investigación, fue diseñado a partir de un enfoque experimental orientado a la obtención de resultados. En este sentido, cabe aclarar

que el establecimiento de una matriz experimental se omitió por dos razones fundamentales: el enfoque numérico y las tendencias de los resultados. En lo que respecta al enfoque numérico, el hecho de emplear simulaciones conlleva un enorme consumo de recursos computacionales, motivo por el cual, resulta necesario premeditar los distintos casos de estudios. En este sentido, fue posible predecir las tendencias de los resultados para descartar ciertos casos de estudio que no proveerían información útil, por ejemplo, aquellos posteriores a la entrada en pérdida de la sustentación o el desprendimiento de la capa limite, condiciones identificadas como puntos de inflexión vinculados directamente con el rendimiento de los discos difusores.

La principal aportación del diseño experimental, más que los resultados que ciertamente se verán limitados por las características particulares del perfil transversal empleado para la construcción del disco difusor, sería la validación de la metodología empleada y el conjunto de las premisas implícitas adoptadas, así como presentar una perspectiva general de las relaciones experimentales más relevantes durante el proceso.

4.2.1 Apertura del Disco.

El primer rasgo del disco difusor por definir fue la apertura óptima. La variable de control fue la velocidad del flujo registrada en la constricción de los discos difusores, la cual es adimensionalizada con respecto a la velocidad del flujo libre En la Figura 4.6 se puede observar cómo es que este factor de velocidad varia con respecto a las distintas aperturas de los discos difusores, registrando un valor máximo de 1.305 para el modelo D2.

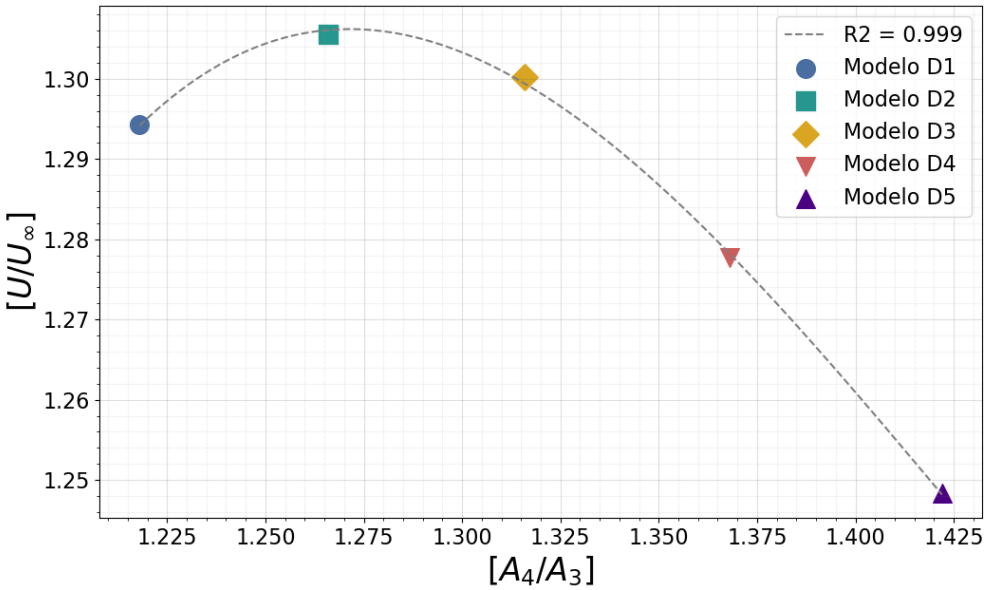


Figura 4.6 Velocidad adimensional con respecto a la relación de apertura para la primera etapa experimental.

En la Figura 4.7, por otra parte, se puede observar una muestra de las secciones transversales de los discos difusores en interacción con el flujo. El desprendimiento de la capa limite puede percibirse gráficamente desde el modelo D1, pero será justamente con el modelo D2 cuando

la sustentación se reducirá al no poder retrasar la influencia de dicho fenómeno. Es importante denotar que la entrada en perdida es relativamente prematura, posiblemente por la aceleración del flujo en la región de contracción y, es a partir de esto que es posible plantear una conclusión relevante. En un estricto sentido, no es conveniente tratar de reducir el problema a un escenario bidimensional, pues las interacciones no serán las mismas si es que se omite el efecto de las fuerzas concéntricas tridimensionales.

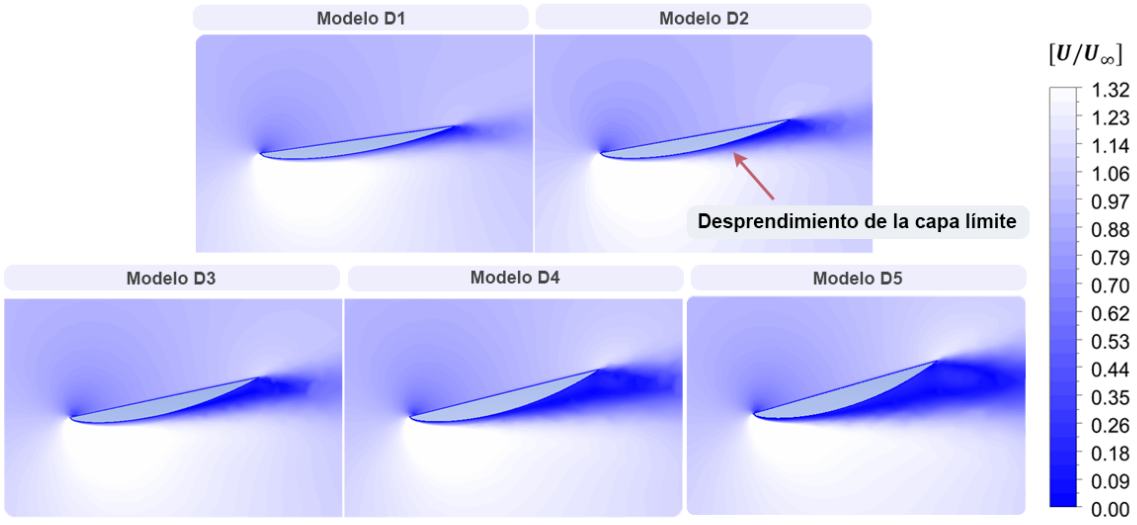


Figura 4.7 Desprendimiento de la capa limite en los modelos de discos difusores sin pared.

En otra instancia, la Figura 4.8 muestra que la relación entre los coeficientes de arrastre y las distintas aperturas es prácticamente lineal. Los coeficientes fueron adimensionalizados a partir del área exterior de los discos difusores, o bien área A_4 según la nomenclatura planteada, por lo cual variaran con respecto a la apertura. En cuanto a la pendiente, esta, se percibe pronunciada al registrar una magnitud de 0.6721 y un valor asociado al modelo inicial de 0.0729. La sustentación no ha sido incluida porque, técnicamente, se anula por la simetría axial.

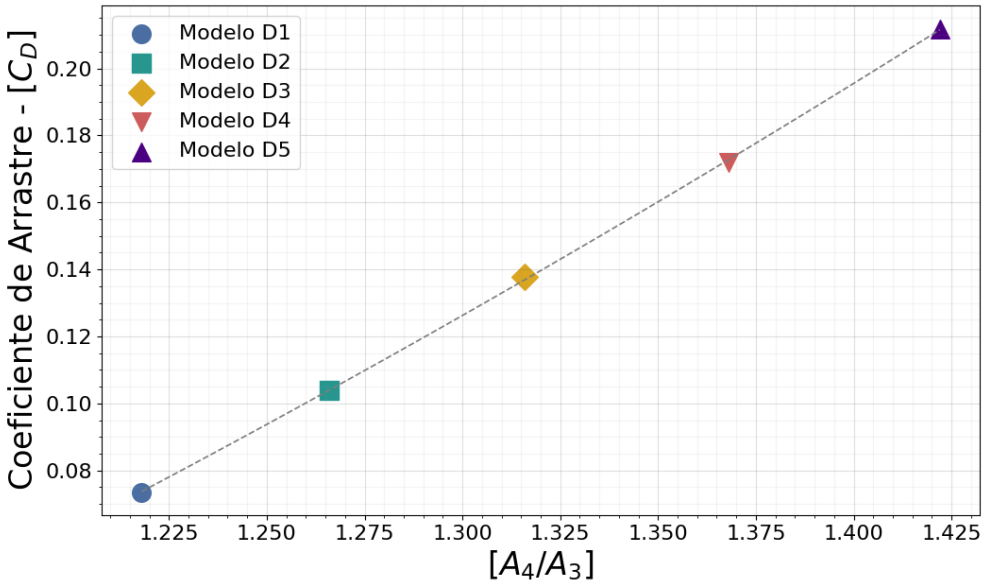


Figura 4.8 Coeficientes de arrastre con respecto a la relación de apertura para la primera etapa experimental.

4.2.2 Altura de la Pared Externa.

El segundo rasgo característico del disco difusor, la pared externa, de igual manera se determinó a partir de la experimentación, aunque la propuesta en esta ocasión sería más flexible al tomar en consideración únicamente a los tres modelos con el mayor potencial de validación. Específicamente, para la evaluación de las 5 alturas de pared se tomaría, tanto el caso límite con el modelo D2, así como las dos aperturas anteriores con los modelos D0 y D1. En el caso del modelo D0, este no conserva ningun tipo de correspondencia con la primera etapa experimental, sin embargo, es posible prever que, dadas las tendencias exhibidas en la Figura 4.6, su rendimiento sería inferior al de los dos modelos restantes.

En la Figura 4.9 se muestran los resultados obtenidos para la segunda etapa del diseño experimental, a partir de los cuales es posible establecer las siguientes conclusiones.

- El modelo de D1 se consideró el más favorable para la inclusión de una pared externa, puesto que registró la curva con los factores de velocidad más elevados, con un máximo de 1.459 asociado a la variante V3; esta última magnitud es ligeramente superior a la reportada en un estudio análogo realizado por Sun & Kyozuka [58]. El ángulo de apertura, por otra parte, coincide con el reportado por Hansen et.al [38]. El contar con dos referencias de soporte sugiere que, aun con las posibles limitantes del modelo de turbulencia empleado, los resultados se encuentran en un rango coherente.
- En el modelo D2 es evidente que la inclusión de la pared favorece el rendimiento, pero solo para un limitado rango de alturas y sin ser eficiente, pues se presupone un impacto negativo por el prematuro desprendimiento de la capa limite. Las regiones de vorticidad posteriores a la pared suelen emplearse como un mecanismo de control de la capa limite al inducir una aceleración del flujo en el extradós del perfil, sin embargo, en este

caso se asume que la expansión de dichas regiones, en conjunto con el ángulo de apertura al límite de la entrada en perdida, termina por desencadenar el desprendimiento. En este sentido, esto implica que el rendimiento del disco difusor se ve significativamente afectado por la interrelación entre los campos de flujo externos e internos. En adición, la tendencia exhibida por estos resultados refuerza la premisa de que incluir para esta segunda etapa experimental al resto de modelos posteriores a D2 implicaría una pérdida, tanto de recursos computacionales como de tiempo.

- En el caso del modelo D0, este presentaría el comportamiento más interesante, ya que en un principio sería asociado al menor rendimiento, sin embargo, una vez fue anexada la pared externa, este incrementaría por encima del registrado con el modelo D2. Esta situación se atribuye a que el reducido ángulo de apertura restringe el desprendimiento de la capa limite, mismo motivo por el cual el rendimiento presenta una menor sensibilidad ante un incremento en la altura de la pared.

La conclusión general más relevante es que el rendimiento de los discos difusores se encuentra ligado de una manera directa a la sustentación, siendo imprescindible el evitar aquellas condiciones que propicien o incentiven la formación de gradientes de presión adversos y un consecuente desprendimiento de la capa limite. La superficie correspondiente al intradós no pareciese ser tan relevante como lo es la del extradós, por lo cual, en aproximaciones posteriores el buscar refinar las características de esta última región se consideraría una aportación relevante en favor de una mayor generación de sustentación.

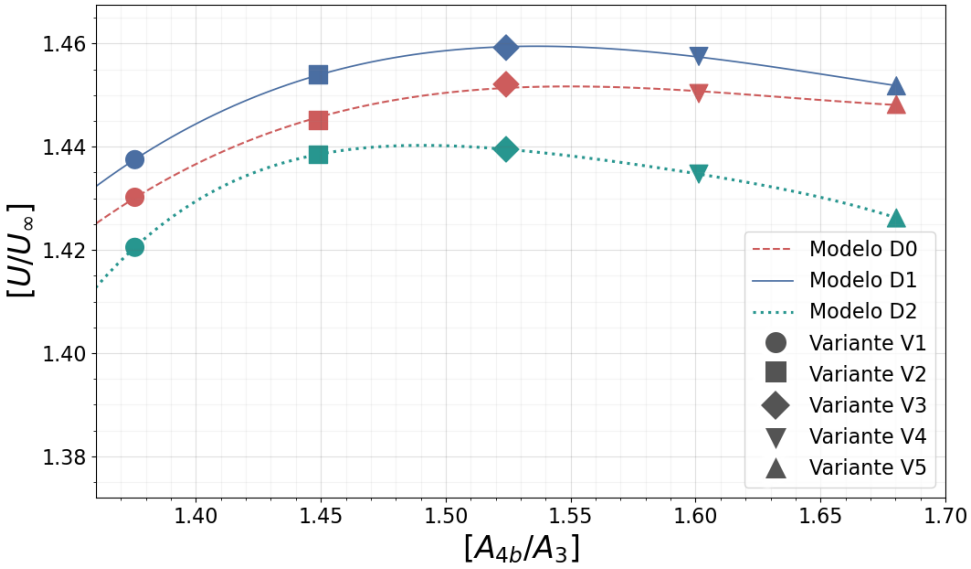


Figura 4.9 Velocidad adimensional con respecto a la relación de apertura para la segunda etapa experimental.

En un apartado alterno, en la Figura 4.10 se observa las variaciones del coeficiente de arrastre para los 3 modelos. Las pendientes registradas tras aplicar un modelo de regresión lineal fueron de 0.723, 0.768 y 0.837 con unos valores iniciales de 0.228, 0.211 y 0.199 para los modelos D0, D1 y D2 respectivamente. En este contexto, es curioso apreciar que la magnitud inicial para el modelo D0 es superior a la del modelo D2. La explicación a esta cuestión es

que, pese al elevado ángulo de apertura de este último modelo, parece que la función de la pared externa para incentivar el mezclado de flujos actuaría como una técnica de control de capa limite; este mismo efecto se presentaría en el modelo D0, pero preliminarmente se considera menor por una región de estancamiento sobre la pared que es ligeramente superior.

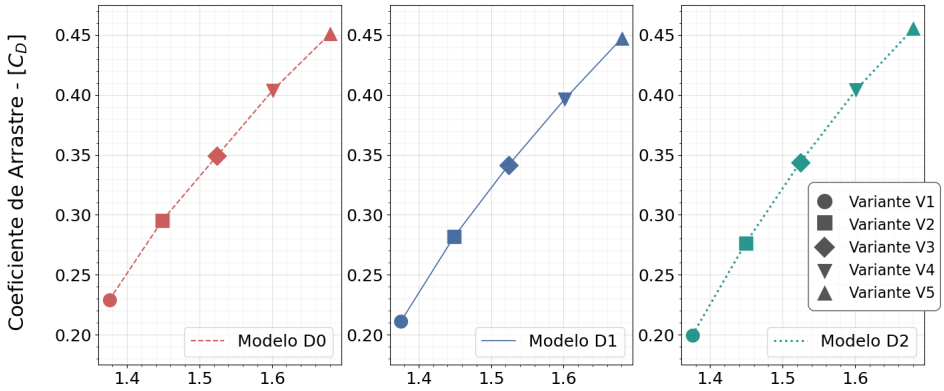


Figura 4.10 Coeficientes de arrastre con respecto a la relación de apertura para la segunda etapa experimental.

4.2.3 Análisis del Campo de Flujo.

En la Figura 4.11 se puede visualizar una muestra del campo de velocidades para las primeras cuatro variantes evaluadas en conjunto con el modelo D1. La diferencia más notable, en contraste con la primera etapa experimental, es que el desprendimiento de la capa limite resulta ser menos perceptible gráficamente. En el conjunto mostrados, es hasta la variante V4 cuando se observa que las regiones de flujo adverso comenzarán a desplazar hacia el interior del disco difusor, marcando el punto de inflexión hacia un nuevo estado de perdida de la sustentación.

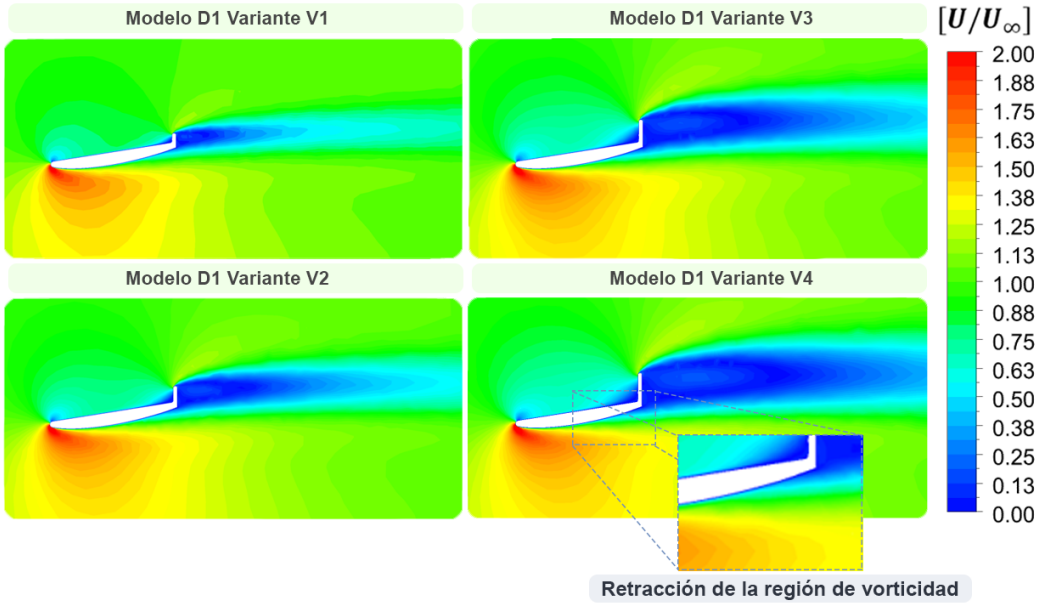


Figura 4.11 Contornos de velocidad alrededor del perfil transversal para la segunda etapa experimental.

En el caso contrario, la visualización de la expansión de la estela será evidente. En la primera variante, tomando como longitud característica a la cuerda del perfil transversal c = 0.1 m, la estela se extiende aproximadamente 1.25 *c,* mientras que, para la última variante, se extenderá hasta 3.0 *c.* En el modelo D2 la extensión de la estela es todavía mayor, y con esto se refuerza la noción de que los modelos posteriores no representan mejoras al rendimiento.

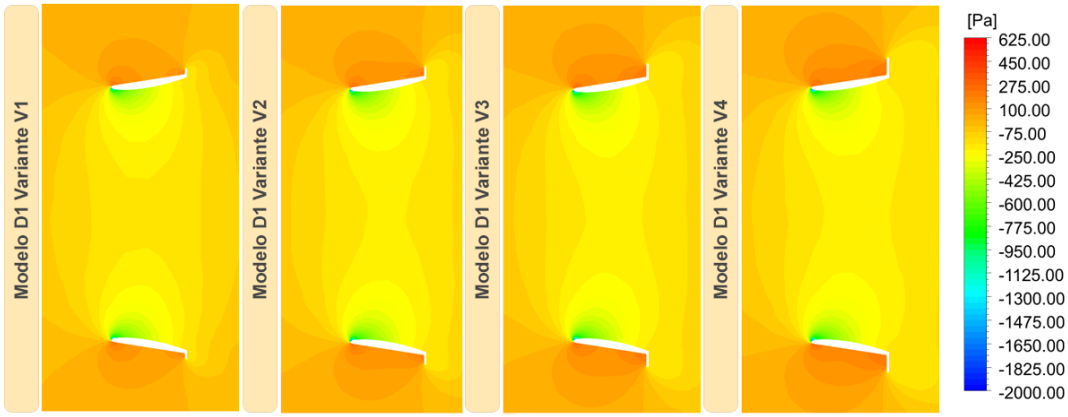


Figura 4.12 Contornos de presión alrededor del disco difusor para la segunda etapa experimental.

Finalmente, cabe destacar que las variaciones en los campos de presiones de la Figura 4.12 se perciben mínimas, debido al hecho de que los discos difusores se encuentran aislados, no obstante, su influencia es notable as través de los resultados. En los siguientes escenarios la adición de las representaciones de la turbina como obstáculos al libre flujo modificarán significativamente estos campos. El consumo de recurso promedio para los casos planteados, tanto en la primera como en la segunda etapa, se registró en cerca de 18 hrs /núcleo.

4.3 Disco Actuador Simple.

Las simulaciones relativas al disco actuador simple, ciertamente, se pudieron omitir por el hecho de que representan una simplificación de la turbina que no provee datos relevantes desde una perspectiva práctica, sin embargo, intuitivamente estas aproximaciones permitirían establecer un panorama general de las tendencias de los resultados y verificar que estos mismos se encuentren en un rango coherente. En este mismo sentido, un objetivo complementario tras la realización de las simulaciones es el poder esclarecer el proceso a partir del cual se recrearon las curvas de rendimiento para los escenarios ideales de la turbina y el ensamble.

4.3.1 Turbina Ideal RANS Aislada.

En el primer escenario de referencia con la turbina ideal aislada la implementación fue relativamente simple, con un consumo de recursos que apenas superaría las 6 hrs/núcleo. En cuestiones geométricas, continuando con las tendencias establecidas a lo largo del capítulo anterior, la principal longitud de referencia sería, a expensas de que se indique lo contrario, el diámetro del rotor D = 0.3 m, la cual se conservará para los escenarios de simulación restantes.

4.3.1.1 Curvas de Rendimiento.

El contraste entre las curvas de rendimiento ideales analíticas e ideales numéricas se presenta en la Figura 4.13. En cuanto al coeficiente de empuje, el valor máximo establecido para las simulaciones fue de C_T = 1.10, para el cual se registró una inducción axial a = 0.421. En un escenario libre de restricciones de bloqueo, dicha inducción axial debería corresponder a un coeficiente de C_T = 0.975, de tal manera que el error relativo derivado de la simulación es de alrededor de un 12.8%. La brecha observada, sin embargo, se limita a las situaciones con una baja permeabilidad, decreciendo hasta un mínimo de un 2.04 % para el primer caso.

El coeficiente de potencia, por otra parte, presentaría un valor máximo de C_P = 0.647 para un factor de bloqueo de *B* = 3.15 %, lo cual sugiere que con respecto al caso base *B* = 0 % existe un incremento de aproximadamente un 9.29 %. La inducción axial asociada a este último punto máximo fue de a = 0.34, implicando un ligero desfase de un 3 % relativo al valor óptimo establecido por la teoría unidimensional. Los resultados presentados se encuentran en el rango de las estimaciones realizadas por Belloni [16] y Whelan et.al [126], evidenciando con esto que incluso para un reducido factor de bloqueo se presentará una influencia apreciable en el rendimiento. En adición, resulta obvio el destacar que para condiciones con un elevado factor de bloqueo los resultados deberán tratarse con mayor rigurosidad, esto con la finalidad de evitar errores en la estimación y en la extrapolación de parámetros entre escenarios.

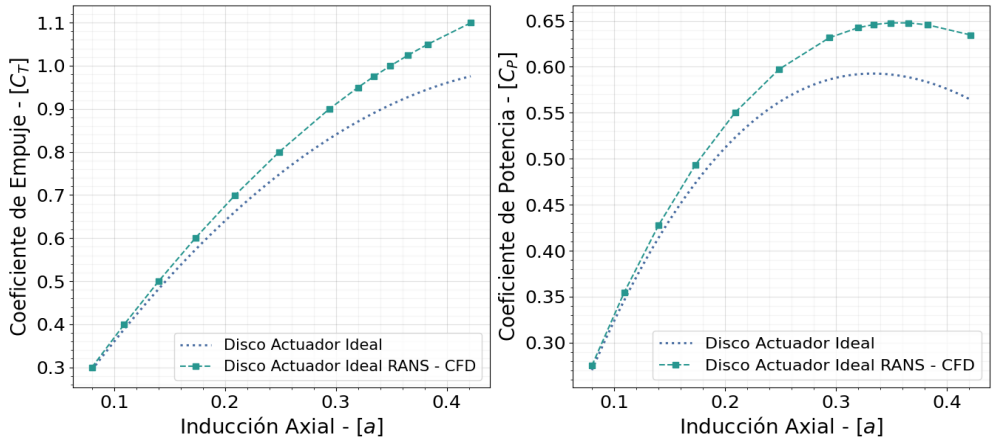


Figura 4.13 Curvas de rendimiento para la simulación de la turbina ideal RANS aislada.

4.3.1.2 Campo de Flujo.

Evaluando gráficamente el campo de velocidades a partir de la Figura 4.14 es posible observar que en ningun caso la estela resultante se disipa en su totalidad. Dicho comportamiento no es necesariamente erróneo, pero es posible identificar dos factores que podrían impactar en una sobrestimación de la estela, o en su defecto, en una incorrecta interpretación de esta.

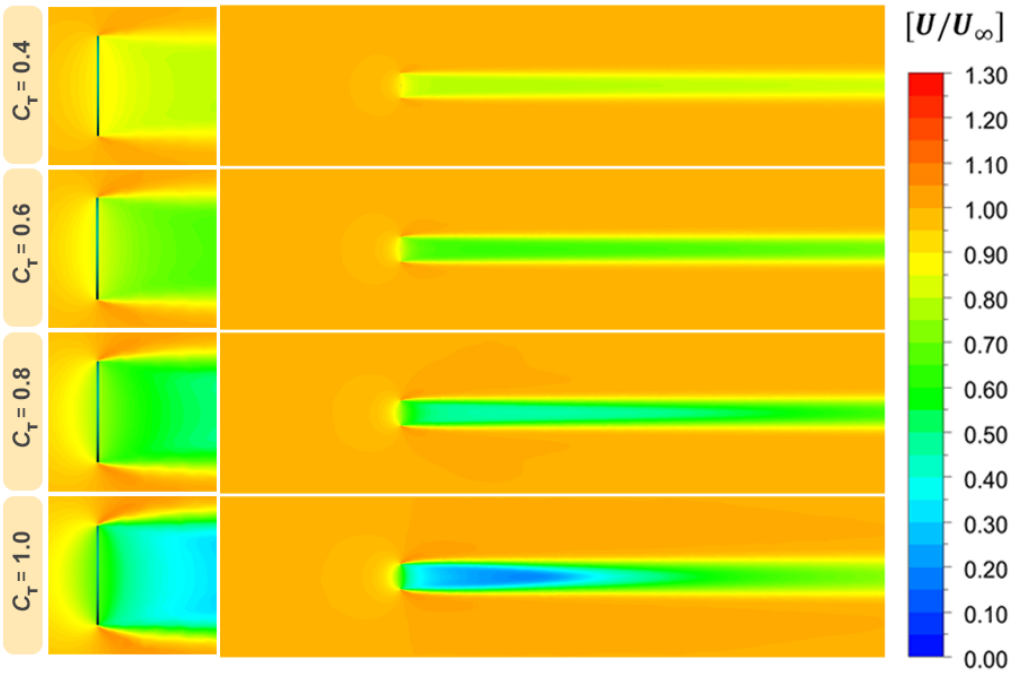


Figura 4.14 Contornos de velocidad para las simulaciones de la turbina ideal RANS aislada.

El primer factor toma en consideración que tras introducir un parámetro como lo es la intensidad de la turbulencia, el flujo dejará de ser puramente axial para verse afectado por pequeñas variaciones que incentivan un desarrollo tridimensional más complejo. En contraposición, es posible que esta expansión también pueda verse afecta por una limitada capacidad para establecer un mezclado de flujos eficiente que favorezca la compensación de momentum, y con ello el periodo de restablecimiento del flujo. En termino generales, es posible evaluar la estela a través de los datos obtenidos con las simulaciones, sin embargo, esto precisa de un análisis más exhaustivo que se encuentra fuera del alcance del presente trabajo de investigación.

Para concluir este apartado, en la Figura 4.15 se puede observar de una manera más explícita el funcionamiento del disco actuador. El salto de presiones es una consecuencia directa de la extracción de momentum, cuya influencia se extendería hasta aproximadamente ± 1.5 *D* con respecto al plano del disco actuador, coincidiendo con la reducción de la velocidad registrada. Es relevante mencionar que los contornos de presión adyacentes al disco se proyectan con la forma de un semicírculo que supera ligeramente el diámetro del disco, siendo este un indicio que sugiere una pequeña interferencia entre las líneas de corriente.

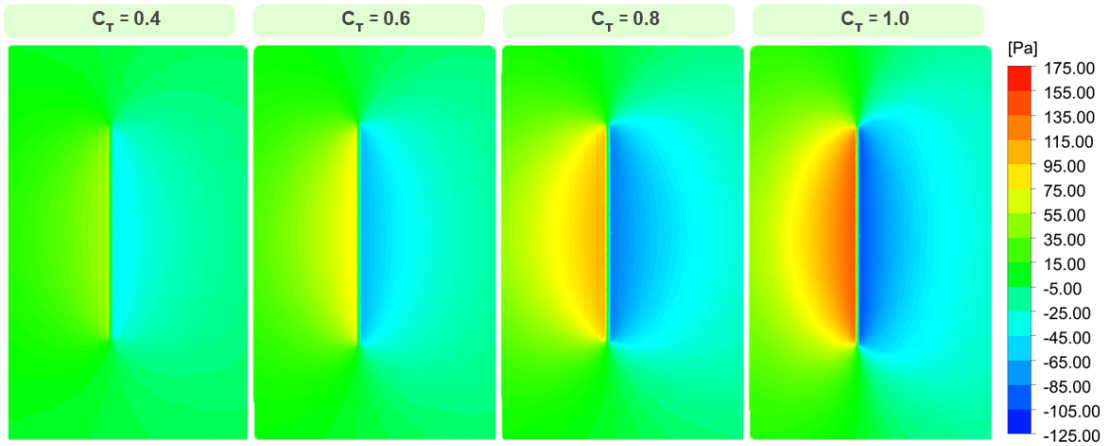


Figura 4.15 Contornos de presión para las simulaciones de la turbina ideal RANS aislada.

4.3.2 Ensamble Turbina Ideal RANS - Disco Difusor.

Continuando con el proceso de validación numérica, en este segundo escenario se realizaron las simulaciones que integrarían en un mismo conjunto al disco difusor y al disco actuador. En esta ocasión el consumo de recursos volvería a incrementarse hasta alcanzar las 21 hrs/núcleo; tal como se esperaría tras incluir nuevamente las interacciones de pared

4.3.2.1 Curvas de Rendimiento.

En la Figura 4.16 se presentan las curvas de rendimiento obtenidas tras las simulaciones del ensamble. Las curvas correspondientes al disco actuador aislado y teoría unidimensional también son incluidas con la finalidad de facilitar el análisis comparativo entre los diferentes escenarios y poder así, establecer conclusiones desde una perspectiva más amplia.

En primer lugar, el rendimiento del coeficiente de empuje presentó un desarrollo peculiar, pues la inducción axial asociada al punto máximo, con una magnitud a = 0.293, se desviaría cerca de un - 30.41 % con respecto a las curvas de los escenarios previos. El desfase proyectaría la curva hacia valores negativos, lo cual se considera un hecho relevante al invalidar los postulados de la teoría unidimensional. Los resultados obtenidos, a pesar de esta singularidad, son consistentes al tener en cuenta que, para el estado aislado, el disco difusor ya registraría una inducción axial de a = - 0.47, siendo lógico asumir que, tras comenzar a modular la permeabilidad del disco actuador, los primeros valores se encontrarían próximos a dicho limite. El primer caso, siguiendo este planteamiento presento un valor de inducción axial a = - 0.223.

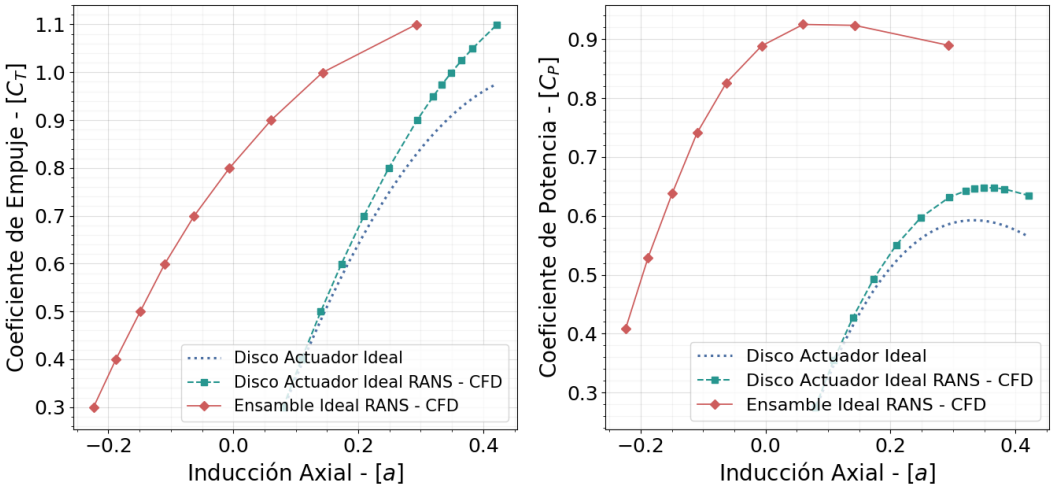


Figura 4.16 Curvas de rendimiento para las simulaciones del ensamble ideal RANS.

En cuanto a la curva del coeficiente de potencia, esta también parte de inducciones axiales negativas, alcanzando un valor máximo de C_P = 0.925 con a = 0.06. El incremento en el coeficiente de potencia calculado ascendería hasta un 42.96 %, tomando como referencia al escenario del disco actuador aislado con un mismo bloqueo de *B* = 3.15 %. En un panorama alterno, el coeficiente de potencia, tras corregir el error derivado del bloqueo, se reduciría a C_P = 0.846 para *B* = 0 %. En un estricto sentido, la estimación del error por bloqueo depende, no solo de las dimensiones de los elementos, sino también de su geometría especifica, de tal manera que esta equivalencia se considera valida solo como una aproximación inicial y será aplicada solo al caso que indique el punto del máximo coeficiente de potencia.

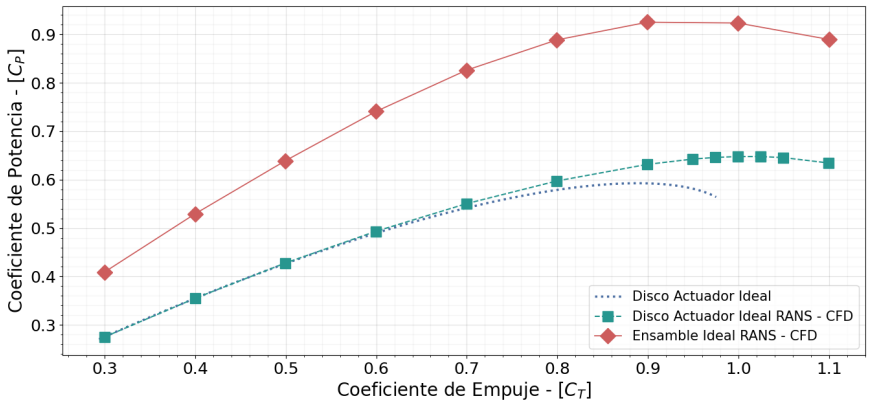


Figura 4.17 Relación entre las curvas de empuje y potencia obtenidas para el ensamble ideal RANS:

En la Figura 4.17 se muestra la relación entre ambos parámetros de rendimiento, misma que conserva una gran similitud con los resultados presentados por Hansen et.al [38] y Shives [54]; esta situación es cuando menos curioso, puesto que las propuestas geométricas para los discos difusores resultan ser relativamente distintas entre ambos estudios.

Los coeficientes graficados hasta el momento han sido adimensionalizados tomando únicamente al área del disco actuador como área de referencia, sin embargo, esta

interpretación de los resultados puede ser cuestionable. En el primer capítulo se denotaría que uno de los principales efectos tras la inclusión del disco difusor es la expansión del tubo de corriente, lo cual implica que tanto la potencia como el empuje disponible para el ensamble son superiores con respecto al disco actuador aislado. En la Figura 4.18, atendiendo estas cuestiones, se recrean las curvas de rendimiento empleando métricas más objetivas como lo son el empuje y la potencia por unidad de área; las áreas de referencia serán ahora el área del disco actuador para el escenario aislado y el área externa del disco difusor para el escenario del ensamble.

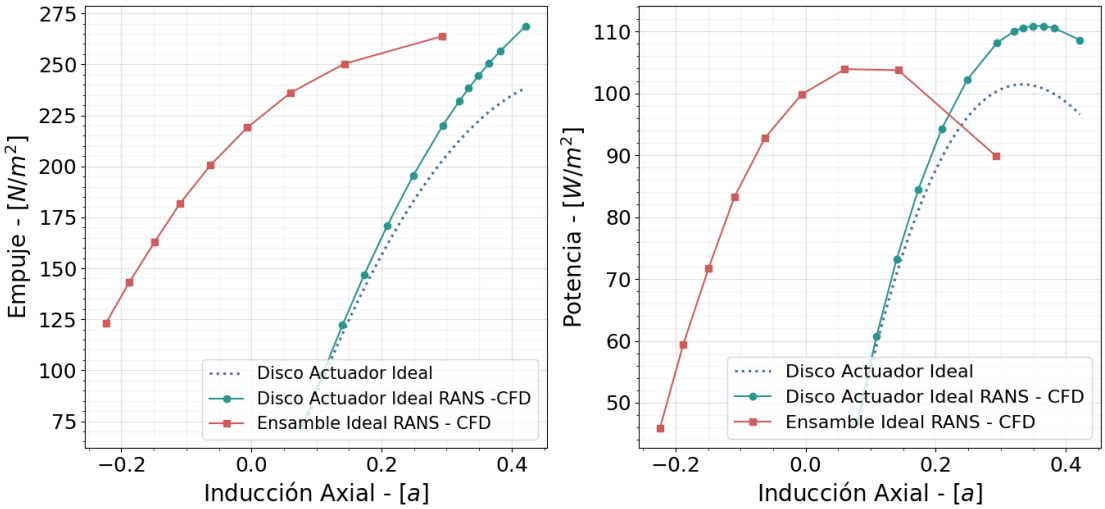


Figura 4.18 Curvas de rendimiento por unidad de área para la simulación del ensamble ideal RANS.

Desde esta perspectiva alterna, la densidad del empuje máxima sigue siendo mayor a la estimada por la teoría unidimensional, no obstante, en comparación con la simulación del disco actuador aislado presentó una reducción del 1.9 %, más este comportamiento solo se presenta en esta condición de mínima permeabilidad. En el caso contrario, cuando la permeabilidad es alta, la densidad del empuje para el primer caso fue de un 68.52 % superior. El rango estimado para el desfase seria el mismo que el observado para la gráfica del coeficiente de empuje.

En cuanto a la densidad de potencia, la magnitud máxima se reduciría un 6.40 % con respecto a las simulaciones del disco actuador aislado. La conclusión derivada de esta estimación es que, por un pequeño margen de diferencia y tomando en consideración la idealización de los elementos, la propuesta del ensamble resulta ser menos favorable ante la alternativa de incrementar el diámetro de la turbina hasta equiparse con el diámetro exterior del disco difusor. En este sentido, esta se considera solo una conclusión parcial, pues es necesario considerar otros aspectos relevantes antes de emitir un juicio sobre la viabilidad del disco difusor.

En el caso estructural, por ejemplo, el hecho de que el disco difusor permanezca estático podría considerarse una ventaja en comparación con los alabes que se encuentran expuestos a una serie de esfuerzos periódicos derivados del movimiento. En adición, aun cuando el incluir al disco difusor suponga un mayor consumo de recursos, es probable que se requiera un mantenimiento menos exhaustivo, el desgaste tenga un menor impacto en el rendimiento y la

manufactura se simplifique en comparación con el resto de los elementos de la turbina. En sintonía con este último planteamiento, el optar por esta alternativa del disco difusor también implicaría el uso de turbinas más pequeñas que, en términos generales, poseen una implementación que es relativamente más simple que con turbinas de mayores dimensiones.

Retomando un aspecto discutido dentro de esta línea de investigación como lo es el aumento relativo del empuje, en la Figura 4.19 se presenta el desarrollo del factor de fuerza para cada uno de los dos componentes dentro del ensamble. En este caso en particular, los factores de fuerza se definen como la fuerza axial de cada elemento, adimensionalizada por la fuerza axial registrada por el disco actuador en cada caso de simulación, permitiendo de este modo visualizar el impacto del disco difusor con respecto a la fuerza axial base de la turbina ideal.

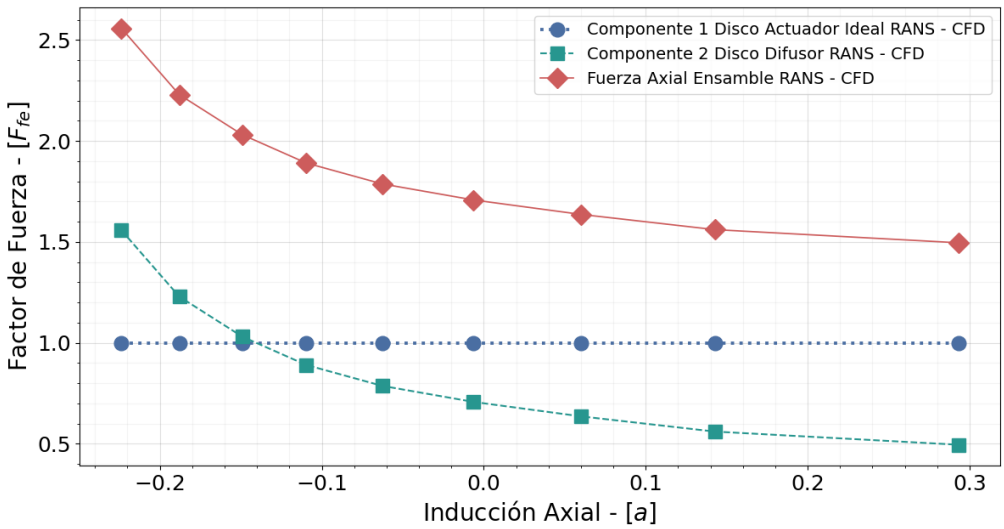


Figura 4.19 Factores de fuerza de los componentes del ensamble ideal RANS.

4.3.2.2 Campo de Flujo.

Evaluando las simulaciones a partir de los contornos de velocidad de la Figura 4.20 se percibe que tras la adición del disco difusor la estela lejana sigue sin ser capaz de disiparse dentro del dominio y presenta una expansión radial relativamente mayor. En la región correspondiente a la estela cercana, se puede observar que para casos con una permeabilidad baja como lo es C_T = 1.0, el déficit en la velocidad es ligeramente menor que en el escenario previo, extendiéndose hasta alcanzar una longitud superior a 13.5 D. En el plano de constricción, el comportamiento de la velocidad no difiere de lo previsto, reduciendo su magnitud conforme la permeabilidad del disco actuador se reduce. El ultimo hecho relevante a destacar es que la estela posterior a la pared del disco difusor no parece que se modifique de manera significativa.

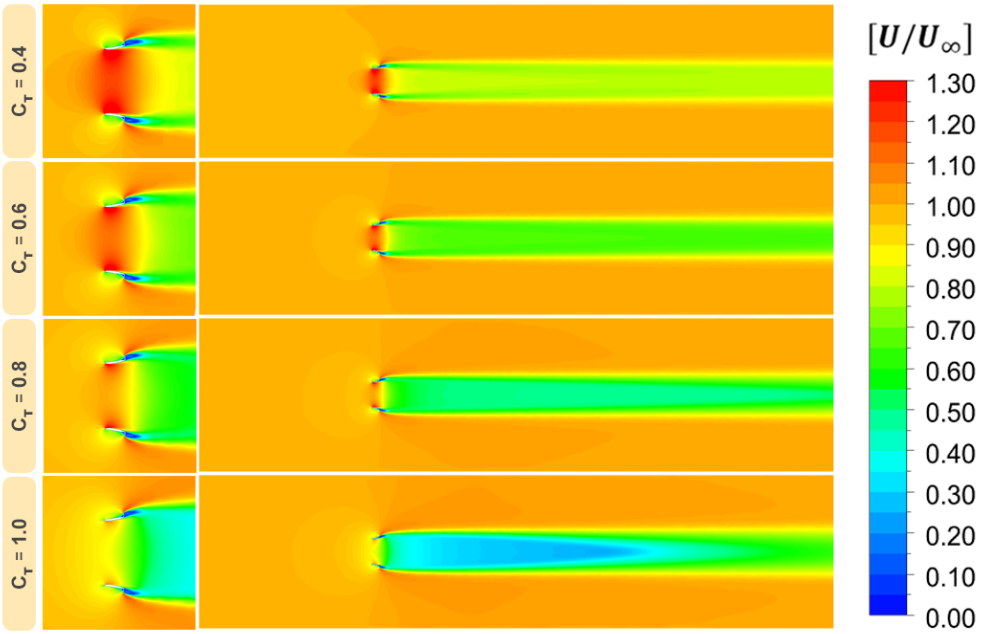


Figura 4.20 Contornos de velocidad para la simulación del ensamble ideal RANS.

En la Figura 4.21 se puede apreciar el desarrollo de los contornos de presiones, el cual resulta ser contrario al del escenario aislado anterior, pues conforme incrementa la extracción de momentum el salto de presiones pareciese ser menos intenso. La interpretación que se da a este comportamiento parte de reconocer que, dado que no existen brechas en el ensamble, el disco actuador estaría empleándose como una frontera que mediante la permeabilidad limita la interacción entre las presiones anteriores y posteriores a él. En el primer caso presentado, con un coeficiente de empuje de C_T = 0.4, la velocidad del flujo sobre el disco difusor será mayor, y en consecuencia existirá un decremento en la presión estática que, al sumarse a la presión negativa posterior al disco actuador, terminará por reducir aún más esta variable, expandiendo su influencia. En el caso contrario, con un coeficiente de empuje C_T = 1.0, el flujo experimentará una especie de estancamiento que atenuará las capacidades del disco difusor para reducir la presión estática, al mismo tiempo que la presión anterior al disco actuador incrementa.

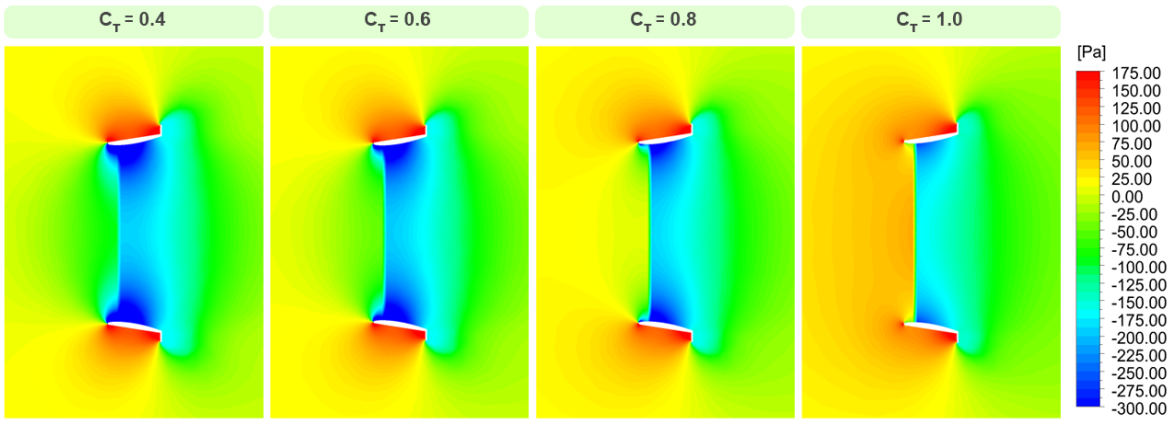


Figura 4.21 Contornos de presión para la simulación del ensamble ideal RANS.

El conjunto de resultados y conclusiones emitidas en este último apartado es necesario reiterar, parten de una idealización para la turbina a partir de la teoría unidimensional, sin embargo, aun si no son del todo generalizables para una turbina estándar, si proveen de un panorama bastante claro sobre los límites y tendencias que se podrían esperar al emplear simulaciones más pragmáticas como las que se implementan en los siguientes dos escenarios.

4.4 Marco de Referencia Móvil.

La implementación de las simulaciones mediante una aproximación MRF y el uso de condiciones periódicas de frontera son la culminación de este trabajo de investigación, pues a partir de ellas, se podrán establecer conclusiones más elaboradas que permitan determinar la viabilidad del disco difusor como propuesta experimental para incrementar el rendimiento de una turbina hidrocinética. La intención con esta serie de simulaciones será la descripción de las tendencias básicas, sin embargo, los resultados fácilmente pueden prestarse a otro tipo de análisis, motivo por el cual, una parte fundamental también será el evidenciar las carencias o inquietudes que en posteriores trabajos puedan abordarse con una mayor rigurosidad.

4.4.1 Turbina RASN-BEM Aislada.

Replicando la estructura de apartados anteriores, el primer escenario de simulación con la turbina aislada se emplearía como referencia para determinar la desviación introducida en los resultados por efecto del bloqueo. El siguiente escenario, al presentar una mayor complejidad en términos de los recursos y métodos computacionales aplicados, alcanzaría un tiempo de simulación ubicado en torno a las 36 hrs/núcleo para el primer caso y de 24 hrs/núcleo para el resto de casos tras aplicar una interpolación del campo de flujo durante la inicialización.

4.4.1.1 Curvas de Rendimiento.

Independientemente del elevado consumo de recursos computacionales, la recreación de las curvas de rendimiento presentadas en la Figura 4.22 no presentó ningun inconveniente. En este nuevo enfoque, la permeabilidad ya no variará entre el caso BEM y las simulaciones, pues

ahora esta propiedad se verá ligada al factor de rotación TSR, siendo este un parámetro invariable. La adquisición de los datos, al resolverse el flujo sobre los alabes de manera explícita, podrá realizarse directamente desde el módulo de postprocesado de Fluent. El empuje correspondería a la fuerza que experimente el alabe en la dirección axial, en cambio, la potencia dependería de la reacción del torque alrededor del eje de rotación y la velocidad angular; cabe denotar que tal como se realizó en el método BEM, estas estimaciones tomarán en cuenta una superficie efectiva del alabe que parte desde el 30 % de su longitud total.

El coeficiente de empuje de las simulaciones seria sobrestimado ligeramente, sin embargo, el ajuste es bastante aceptable. El mayor error relativo se presentaría para una condición de baja rotación como lo es *TSR* = 2, con una magnitud de 52.53 % con respecto al valor estimado por el método BEM. La curva pasaría por *TSR* = 4, estado operativo en donde el error se reduciría a tan solo un 1.77 %, mientras que para el caso final con *TSR* = 6, este volvería a incrementar ligeramente con un 3.99 %. El emplear un numero de Reynolds constante para la caracterización de los perfiles se reconoce como la principal causa tras este comportamiento, esto aunado al hecho de que dentro del método BEM el arrastre producido, a diferencia de las simulaciones, puede ser subestimado dado el planteamiento de nula interacción radial entre flujos contiguos.

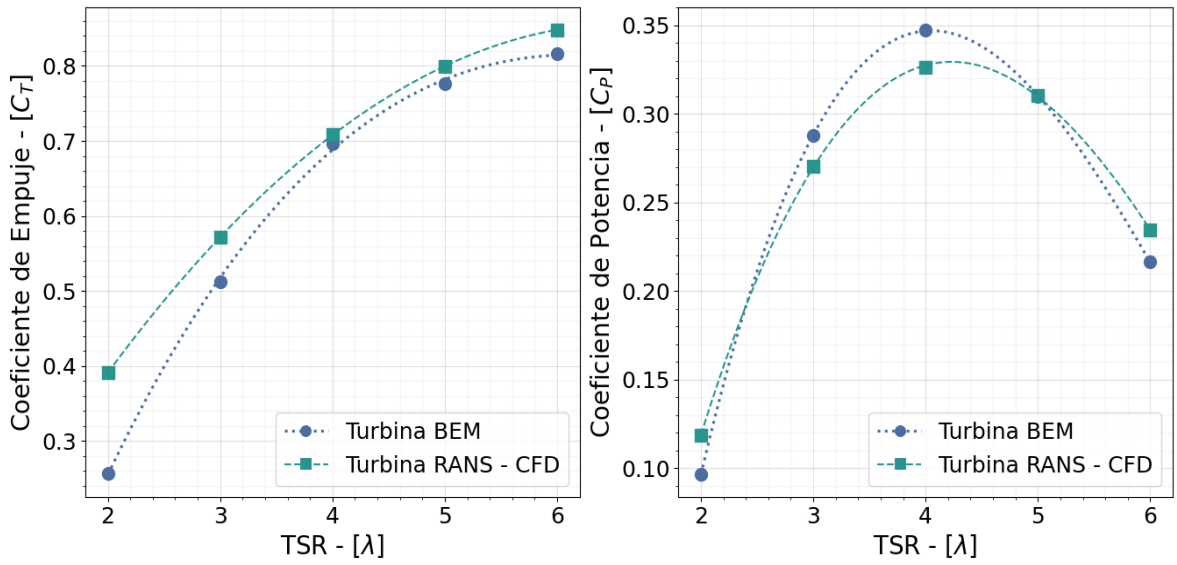


Figura 4.22 Curvas de rendimiento para las simulaciones de la turbina RANS – BEM aislada.

La curva para el coeficiente de potencia registraría un comportamiento opuesto al ser subestimada ligeramente para los estados de rotación iniciales. En el caso *TSR* = 4, representativo a las condiciones óptimas, el coeficiente de potencia obtenido fue C_P = 0.326, lo cual representaría una reducción del 6.15 % con respecto a la estimación del método BEM. La tendencia exhibida por estos resultados puede explicarse parcialmente al reconocer la influencia de dos factores de interés. El primer factor es la deflexión radial del flujo sobre la superficie del alabe, la cual reducirá en una pequeña parte la captación de potencia. El segundo factor es el bloqueo del dominio, cuyo impacto resultaría ser incierto, pues en una

primera instancia se esperaría un incremento de la potencia, más este efecto pareciese atenuarse por la imposición de una condición de rotación de flujo que se origina en el marco de referencia móvil y se prolonga más allá de la influencia inmediata del rotor. En lo que respecta a esta última condición, es posible argumentar que un efecto alterno será el retrasar la disipación de la estela cercana, lo cual, es teóricamente favorable para la potencia. En este sentido, se considera que es necesario ahondar de manera más específica en las implicaciones de las simulaciones MRF para determinar así una interpretación de los resultados más rigurosa para trabajos posteriores.

4.4.1.2 Campo de Flujo.

En el caso de los contornos de velocidad de la Figura 4.23 se puede apreciar que para el caso inicial *TSR* = 2, a diferencia de los escenarios previos, se registraron indicios de una disipación de la estela dentro del dominio. En el plano de salida, el restablecimiento de la velocidad seria de un 91.76 % con respecto a las condiciones del flujo libre y, aunque esta magnitud se reservará para el estado de menor rotación, en términos generales, para el resto de los casos se percibe una sutil mejoría en contraste con las aproximaciones idealizadas. La razón tras estos resultados se asume es una mejora en las capacidades de mezclado y compensación de momentum incentivada por la rotación explicita del flujo. En este sentido, dadas las simplificaciones y el carácter estacionario, se reconoce que el enfoque principal de las simulaciones es el modelado de las reacciones locales y no la reproducción de la estela, por lo cual, se prevé que tras adoptar una aproximación más rigurosa, como lo sería una simulación transitoria, el proceso de disipación podría ser más evidente y proveer mayor información para el estudio de situaciones más específicas, como podría ser la determinación de arreglos de turbinas.

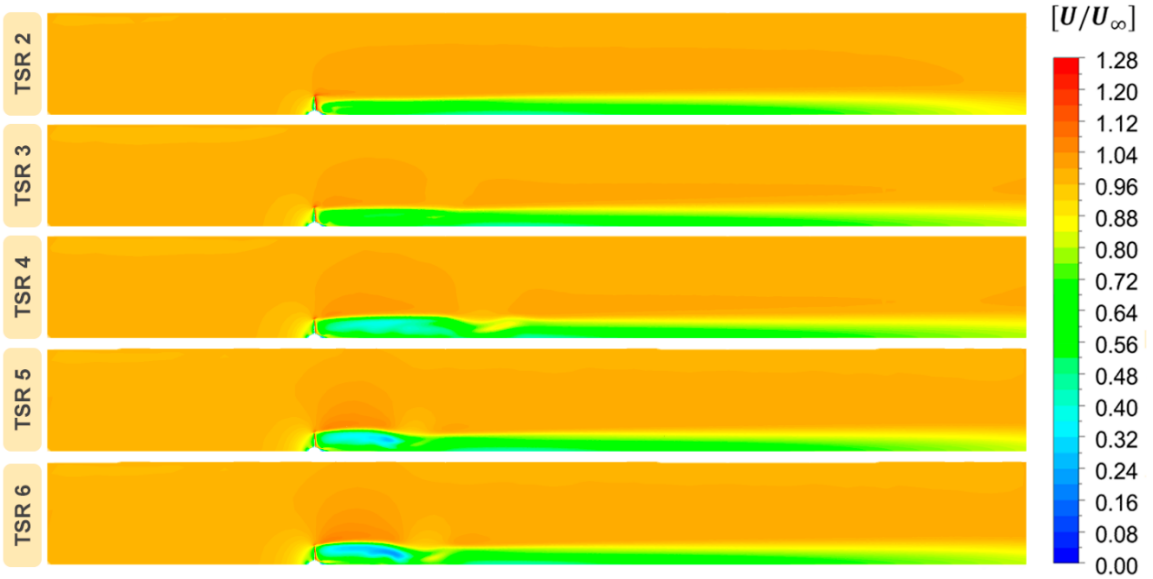


Figura 4.23 Contornos de velocidad para las simulaciones de la turbina RANS – BEM aislada.

Evaluando el caso opuesto *TSR* = 6, resulta importante denotar que no se presenta un déficit de velocidad en las cercanías del rotor tan pronunciado, siendo más bien una pequeña región ubicada en torno a 2.5 D que podría representar a la hoja de vorticidad desprendida del alabe. En una última instancia, se observa que para las rotaciones superiores a *TSR* = 4 existe una pequeña discontinuidad en la estela lejana en el intervalo de 4 – 5 D, la cual se atribuye a las limitantes del modelo de simulación MRF y es probable represente el punto en el que los efectos del marco móvil dejen de influir directamente en el flujo; este mismo comportamiento puede ser observado en la investigación realizada por Nahún [123].

En este escenario, los contornos de presión podrán visualizarse de una manera más apropiada al ubicarlos directamente sobre la superficie de los alabes, tal como se muestran en la Figura 4.24. En las condiciones que sugieren una baja rotación, los perfiles se encuentran en estado de perdida, limitando la diferencia de presiones entre el intradós y extradós, mientras que, para una elevada rotación, se implica que el ángulo de incidencia cae por debajo del ángulo óptimo de ataque deflectando una mayor parte del flujo hacia el extradós, efecto que también implica en la diferencia de presiones, y con consecuentemente en la generación eficiente de torque.

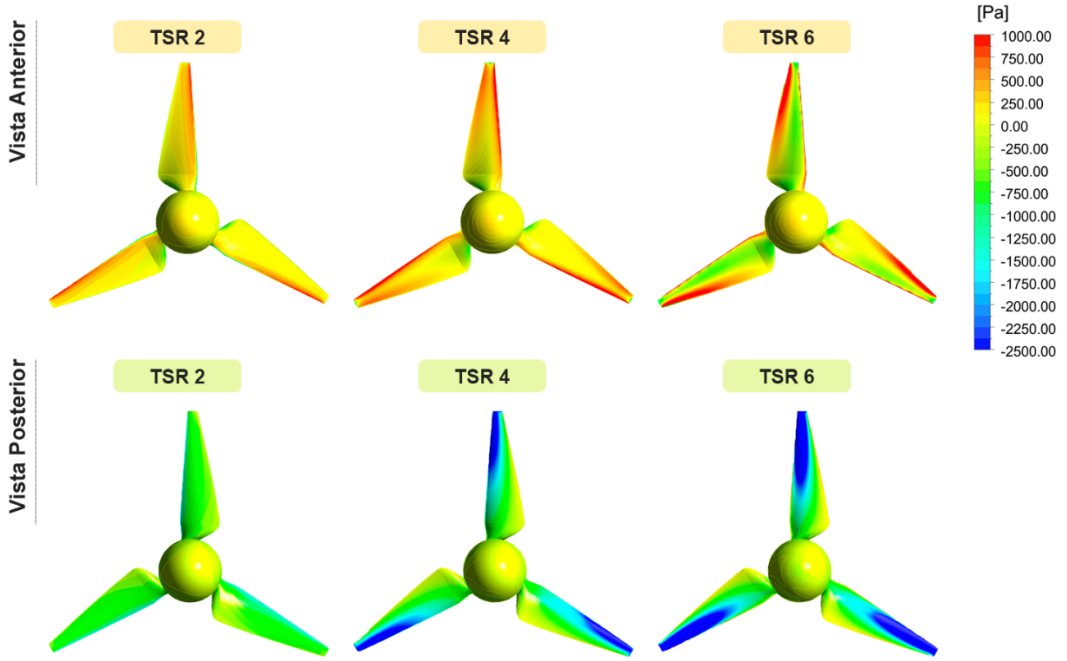


Figura 4.24 Contornos de presión sobre los alabes para la simulación de la turbina RANS BEM aislada.

De manera complementaria, mas no rigurosa técnicamente, en la Figura 4.25 se presenta una estimación de los vórtices alrededor del rotor a través del criterio *Lambda 2* con un nivel para las isosuperficies de 0.0015. El criterio *Lambda 2* es un método de detección de vórtices propuesto por Jeong & Hussain [127] , e implementado como una de las alternativas prácticas que se incluye dentro del software de simulación Fluent [89].

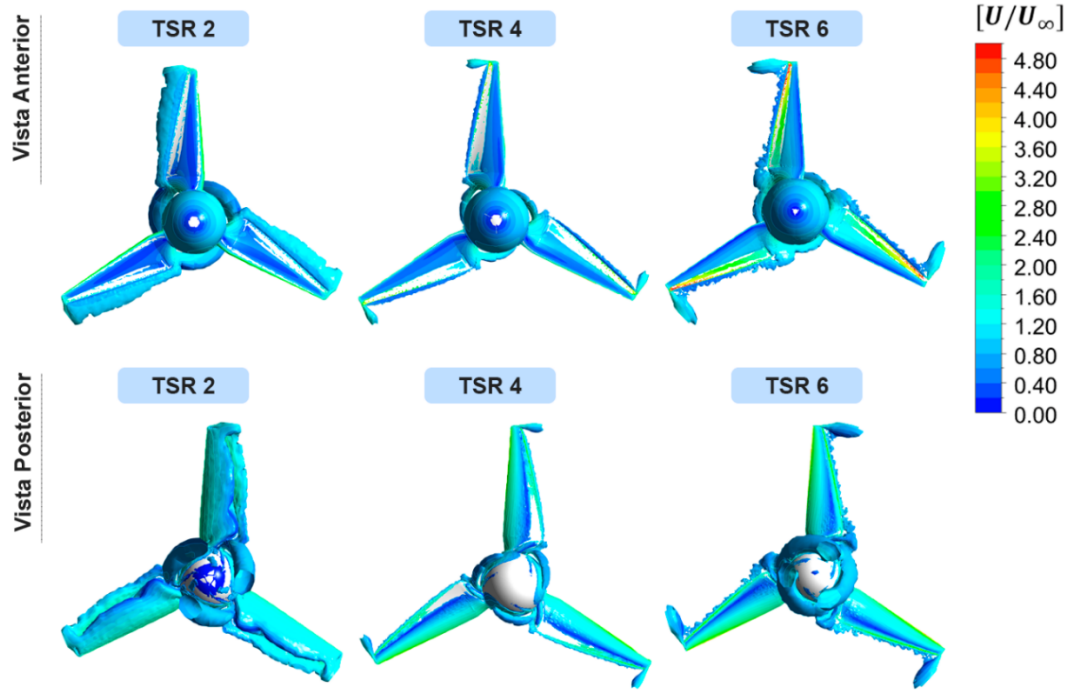


Figura 4.25 Isosuperficies de vorticidad para la simulación de la turbina RANS- BEM aislada.

La intención tras la presentación de esta última figura no es el estricto monitoreo de la vorticidad, sino el establecimiento de un caso de referencia que permita identificar ciertas semejanzas y diferencias al ser contrastado con los resultados obtenidos con el ensamble. El análisis cuantitativo de este fenómeno se reserva para trabajos posteriores.

En términos generales, los resultados presentados por las simulaciones son coherentes y permiten validar de manera simultánea a las aproximaciones analítica y numérica empleadas para la evaluación del rendimiento de la turbina hidrocinética aislada. En cuanto al método BEM, se reconoce que, pese a sus limitantes, esta es una herramienta bastante útil para el diseño preliminar de los alabes y un buen punto de partida dado su mínimo consumo de recursos y tiempo, no obstante, es preciso procurar que los datos de las curvas polares del conjunto de perfiles sean obtenidos de una fuente confiable, o a partir de una aproximación rigurosa. La simulación MRF, por otra parte, aunque representa un mayor consumo de recursos computacionales se asume que es menor al compararse con una simulación transitoria, más es necesario considerar que la representación de la estela lejana puede no ser del todo exacta.

4.4.2 Ensamble Turbina RANS-BEM - Disco Difusor.

El ensamble MRF, como ultimo escenario de simulación en la presente investigación, buscará determinar de una manera objetiva los beneficios derivados de incorporar el disco difusor. La presente aproximación es reconocida técnicamente como la más rigurosa y reiterando el hecho de que una significativa parte de los parámetros en la configuración de la simulación fueron establecidos para recrear condiciones a escala de laboratorio, se considera que los resultados presentados pueden proveerse como el preámbulo para una posterior validación experimental, o bien, estudios posteriores enfocados en alguna característica especifica más allá de las curvas de rendimiento, como lo sería la estela o el refinamiento de los alabes.

4.4.2.1 Curvas de Rendimiento.

En este último escenario el consumo de recursos computacionales ascendería hasta las 30 hrs/núcleo, magnitud que, dada la complejidad de la simulación, se proyectaba superior. En la Figura 4.26 para el primer caso con *TSR* = 2, el coeficiente de empuje fue un 63.92 % mayor al registrado por el escenario de la turbina aislada. En el caso de diseño *TSR* = 4 la diferencia se reduciría hasta un 23.42 %, mientras que para el último caso *TSR* = 6 a un 14.86 %. La tendencia general es la de un aumento en la fuerza de empuje, sin embargo, reconociendo que en la periferia del disco actuador predominará la turbulencia y el desprendimento de vórtices, se habría esperado un incremento más significativo en las magnitudes. El coeficiente de empuje máximo fue de C_T = 0.97.

Evaluando las curvas correspondientes a los coeficientes de potencia es posible establecer las siguientes conclusiones. En los escenarios con un bloqueo equivalente a *B* = 3.15 %, el coeficiente de potencia máximo para el ensamble fue de C_P = 0.485, suponiendo con esto un

aumento del 48.77 % respecto a las simulaciones de la turbina aislada. En un escenario sin restricciones con *B* = 0 %, dicho coeficiente máximo debería ascender hasta un C_P = 0.514, más esta aproximación, a diferencia de los escenarios de simulación idealizados, no resulta del todo congruente dadas las implicaciones de la simulación MRF mencionadas en el apartado anterior. El motivo tras este incremento en la potencia se debe a un número de Reynolds mayor para las interacciones de los alabes, y con ello una mayor eficiencia hidrodinámica.

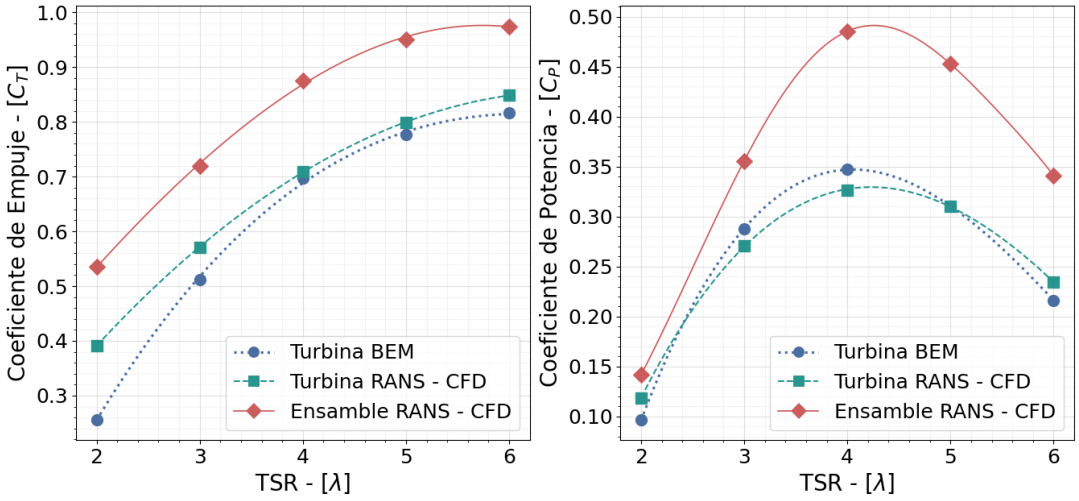


Figura 4.26 Curvas de rendimiento para la simulación del ensamble RANS - BEM.

Relacionando ambos coeficiente de rendimiento a través de la Figura 4.27 es posible observar que para las condiciones del máximo coeficiente de potencia existe un incremento en el coeficiente de empuje asociado que alcanzaría un C_T = 0.87, el cual difiere de las aproximaciones aisladas donde dichas magnitudes se ubicaban próximas a un C_T = 0.70; con esto se sugiere que la operación óptima de un ensamble tampoco satisface los postulados del método BEM al no poder incluir dentro del análisis a la producción de empuje por parte del disco difusor.

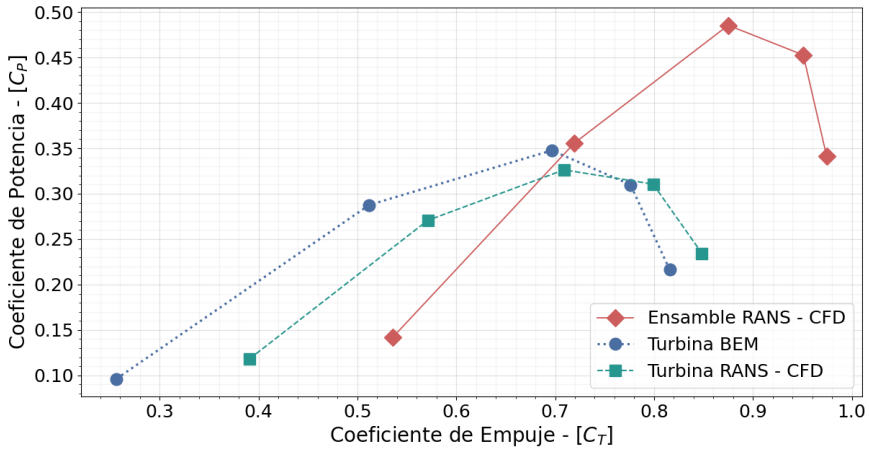


Figura 4.27 Relación entre las curvas de empuje y potencia obtenidas para el ensamble RANS – BEM.

Finalmente, de la misma manera que para los escenarios de simulación idealizados, se retoma la perspectiva de evaluación basada en las magnitudes de rendimiento por unidad de área, tal como se puede observar en la Figura 4.28. En cuanto a la densidad del empuje, la tendencia desarrollada es similar al escenario previo, pero se acentúa un mayor incremento para las rotaciones bajas. En el caso *TSR* = 2, la densidad del empuje sería un 88.23 % superior a la de la simulación de la turbina aislada, reduciéndose hasta un 12.69 % para el caso final con *TSR* = 6; estos resultados evidencian el hecho de que el uso de un disco difusor implica un indiscutible incremento en el empuje, aun si es comparado con una turbina aislada de las mismas dimensiones. En este contexto, es necesario considerar que esta desventaja no se limita a cuestiones dinámicas, pues en trabajos posteriores será un factor clave para determinar la viabilidad al verse ligada a aspectos estructurales como pueden ser los sistemas para el anclaje de los distintos dispositivos.

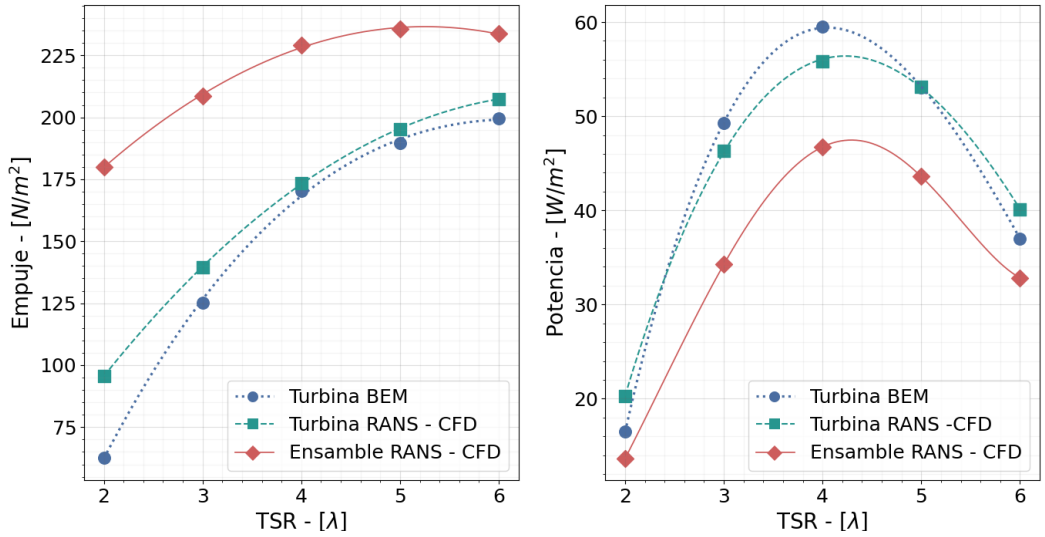


Figura 4.28 Curvas de rendimiento por unidad de área para la simulación del ensamble RANS - BEM.

En lo que respecta a la curva de densidad de potencia, al igual que en el caso ideal, esta se posiciona por debajo de aquellas presentadas para los escenarios donde se abordó a la turbina aislada. Entre las simulaciones con un mismo factor de bloqueo *B* = 3.15 %, el decremento fue de un 16.31 % para los puntos de densidad máxima. Los resultados en una primera instancia pareciesen no ser del todo favorables, no obstante, en adición a las posibles ventajas estructurales mencionadas en el apartado previo, es necesario denotar que la geometría de los alabes no fue diseñada para las condiciones desarrolladas por el ensamble, de tal modo que aún existe un pequeño margen para la optimización. Las recomendaciones referentes a este planteamiento, por conveniencia, se discutirán al evaluar los contornos de presión y velocidad.

En la Figura 4.29 se presentan, como una última comparativa, los factores de fuerza de empuje para los componentes del ensamble. Las magnitudes exhibidas no se podrán comparar directamente con la gráfica obtenida para los escenarios ideales anteriores dado que las variables ubicadas en el eje de las abscisas no son equivalentes. Las tendencias, sin embargo,

pueden emplearse como un recurso parcial, observando que ambas poseen un desarrollo similar. En condiciones de una alta permeabilidad, predominará el empuje derivado del arrastre ocasionado por el disco difusor, mientras que, para el caso contrario, la baja permeabilidad reducirá dicha aportación relativa al empuje al ralentizar el flujo en interacción.

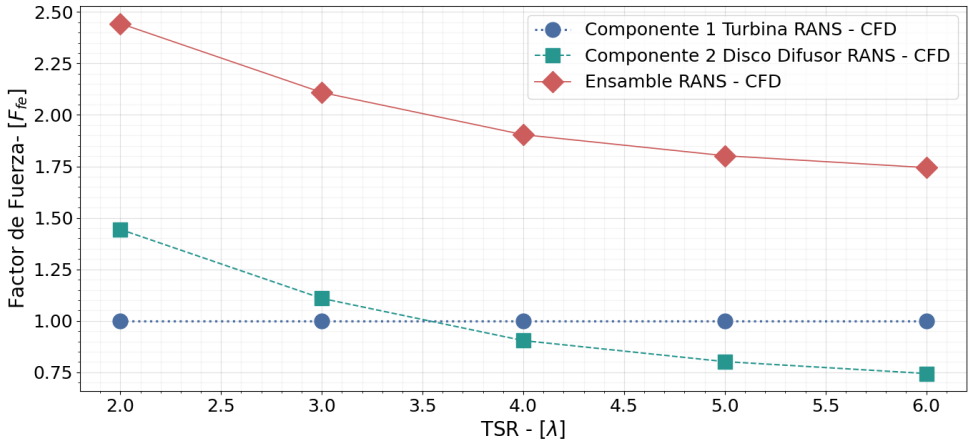


Figura 4.29 Factores de fuerza de los componentes del ensamble RANS – BEM.

4.4.2.2 Campo de Flujo.

La principal diferencia en contraste con el escenario de la turbina aislada, tal como se observa en la Figura 4.30, es la prolongación de regiones con un déficit de velocidad menor al 30 % de la magnitud de flujo libre, ubicadas en el rango de 4D – 7D para los distintos casos; este efecto es probable se origine por el incremento relativo de la velocidad en la constricción. La segunda diferencia más notable es la expansión radial de la estela, la cual es coherente con el diámetro externo del disco difusor. El beneficio aparente tras estas dos últimas características es el de una disipación más eficaz de la estela, pues para el plano de salida en el caso *TSR* = 2, el restablecimiento de la velocidad del flujo fue próximo a un 98 %. La principal causa asociada a este comportamiento es un mezclado de flujos más intenso.

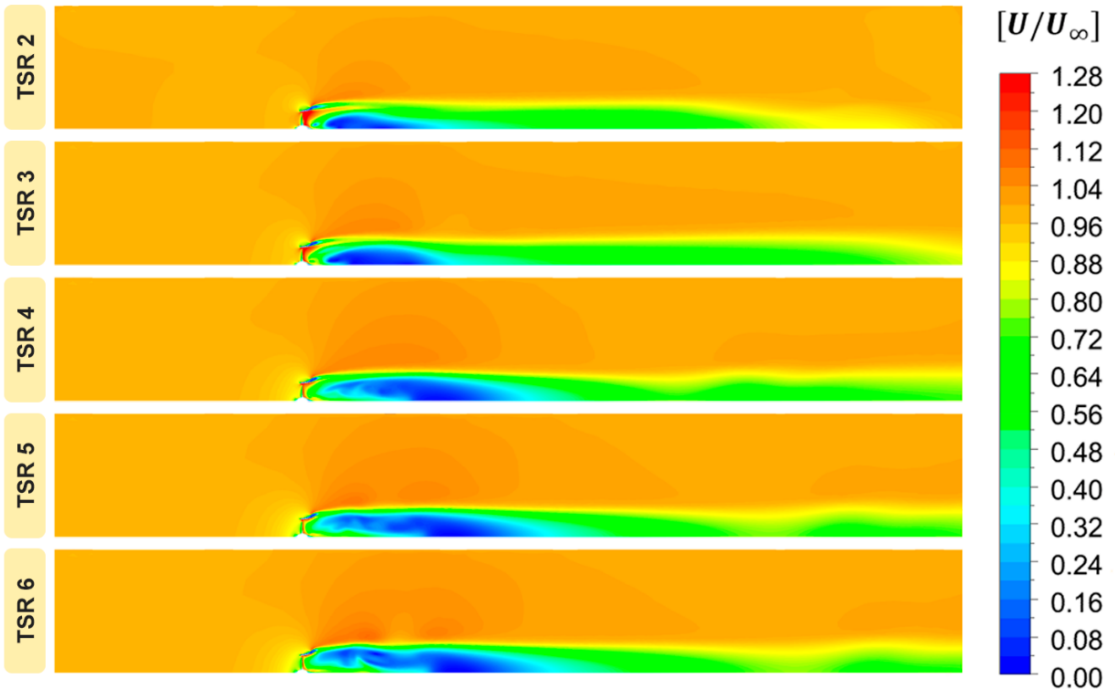


Figura 4.30 Contornos de velocidad para las simulaciones del ensamble RANS – BEM.

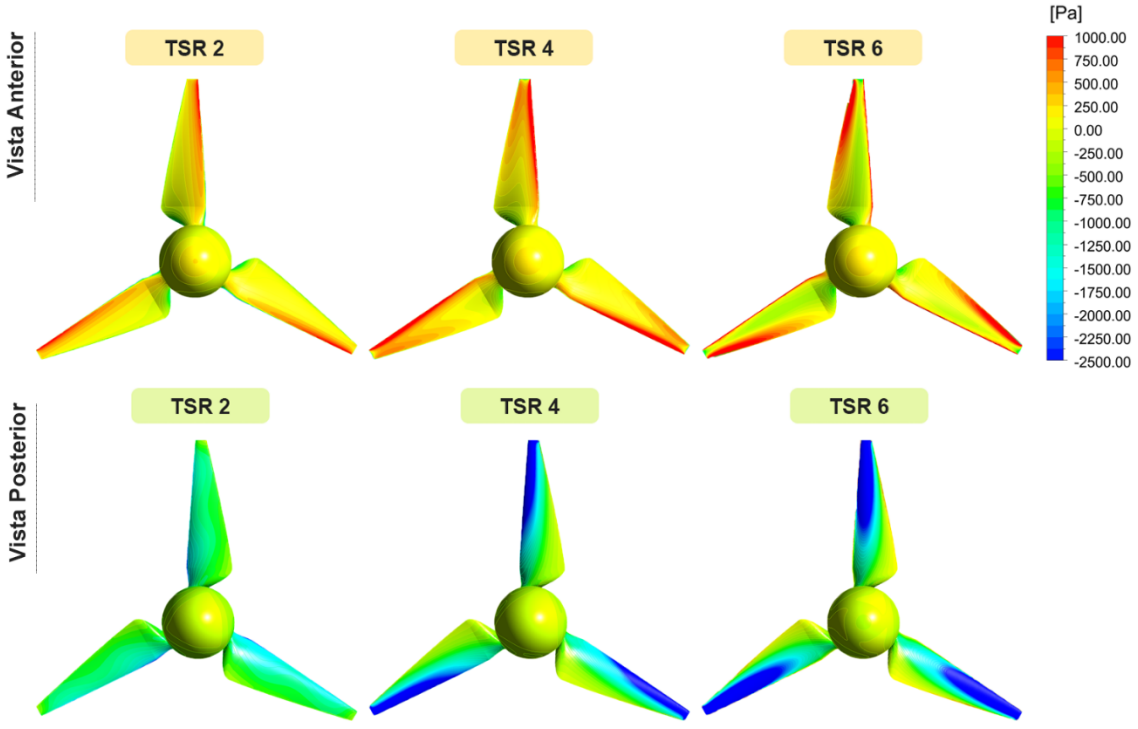


Figura 4.31 Contornos de presión sobre los alabes para la simulación del ensamble RANS – BEM.

En lo que respecta a las presione sobre el rotor, evaluando la Figura 4.31 se puede observar que las diferencias con respecto a la turbina aislada son más bien sutiles. En la región correspondiente al intradós del alabe, la presión resulta ser ligeramente superior, mientras que, sobre el extradós, se presenta el efecto contrario al verse reducida. La diferencia de

presiones se acentúa por el incremento relativo de la velocidad del flujo y, en consecuencia, se percibe una mayor potencia. En adición, para rotaciones elevadas es posible inferir un retraso en la caída del ángulo de ataque con respecto al ángulo optimo definido por la eficiencia hidrodinámica, y aunque en el caso contrario se incentive la entrada en perdida por una baja rotación, el impacto no es apreciable en las curvas de rendimiento ni en el desarrollo de las presiones.

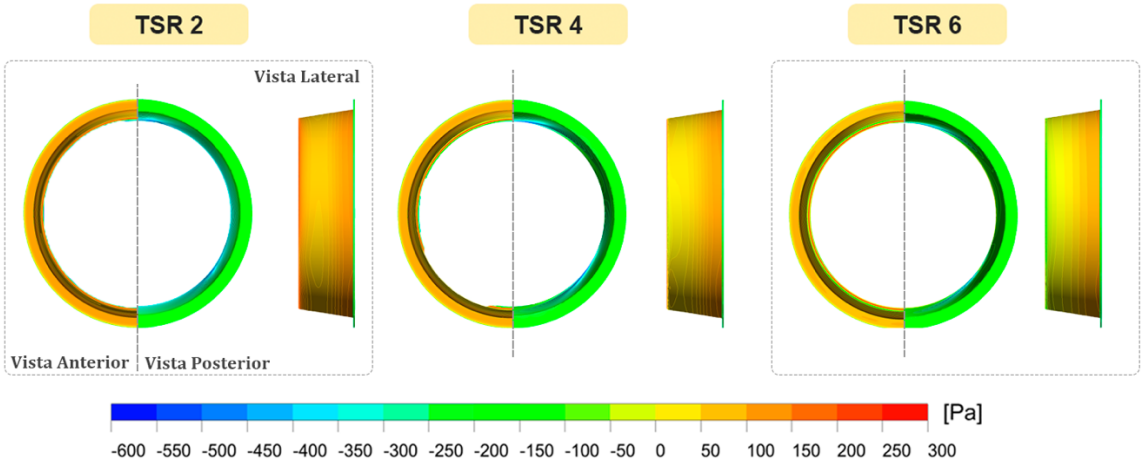


Figura 4.32 Contornos de presión sobre el disco difusor para la simulación de la turbina RANS – BEM.

De manera complementaria, la Figura 4.32 muestra los contornos de presión sobre las superficies del disco difusor. El motivo por el cual no se presentan los resultados de ambos elementos en una misma figura es para facilitar la interpretación, pues las escalas de esta variable no son coincidentes. El registro de la presión para el disco difusor cualitativamente no dista de los resultados esperados, una zona de baja presión al interior y una de alta presión al exterior. El hecho más relevante es la utilidad de esta información para un posterior estudio que dentro de su alcance tome en consideración cuestiones mecánicas, puesto que un aspecto de interés es la conflictiva disposición de la pared externa, la cual se contrapone directamente al libre flujo. En relación con este último elemento, es necesaria la evaluación de alternativas que, sin omitir los beneficios de su uso, permitan reducir el arrastre producido en su periferia.

La última comparativa entre escenarios de simulación se daría por parte de la Figura 4.33, en donde se muestran las isosuperficies de vorticidad empleando el mismo criterio *Lambda 2* para un nivel de 0.0015. En todos los casos las superficies de vorticidad presentaron una extensión superior a la del escenario aislado, especialmente en las cercanías de las puntas de los alabes. La predisposición de este efecto sobre el flujo se contrapone a la literatura consultada, puesto que se sugería que la interacción con la pared interna disiparía las irregularidades del flujo. La causa de este inconveniente, en una primera instancia, no se atribuye a una incorrecta interpretación de los resultados, sino al hecho de que los alabes, dado el cambio en las condiciones de la velocidad del flujo, ya no se encuentran operando de manera idónea.

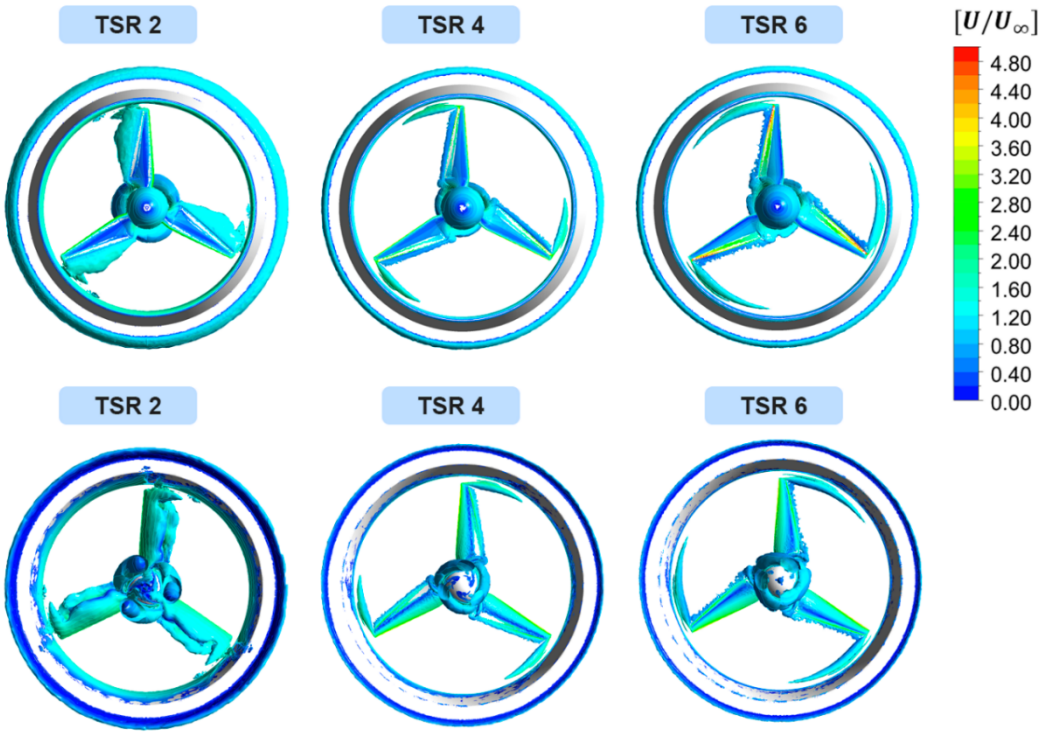


Figura 4.33 Isosuperficies de vorticidad para la simulación del ensamble RANS- BEM.

En el contexto planteado, se pueden retomar las recomendaciones pendientes para la optimización de los alabes. En un primer término, se considera que la expansión de las regiones de vorticidad se relaciona directamente con la solidez de los alabes, la cual al parecer no se ajusta a la nueva velocidad del flujo. En este nuevo escenario, tal como se ha insinuado previamente, existe un incremento en el número de Reynolds, el cual conlleva una mejoría para las curvas polares. La geometría de los alabes, con la finalidad de asimilar estas variaciones, tendrá que ser rediseñada, adoptando una solidez ligeramente inferior para reducir así la vorticidad en las puntas. En esta situación se podrá optar por mantener la rotación de diseño *TSR* = 4, o en su defecto, una rotación superior; esta última alternativa se considera viable, siempre que se tome en consideración las ventajas y desventajas asociadas, así como el trasfondo técnico que esta modificación implica en términos del rendimiento y de la interacción con el disco difusor.

En cuanto al comportamiento del factor *TSR*, este pareciese ser invariante entre ambos escenarios, alcanzando la potencia máxima en torno a un mismo valor, sin embargo, desde la perspectiva metodológica es necesario denotar que un rediseño resulta ser una tarea complicada. El principal inconveniente parte del hecho de que la mayoría de postulados del método BEM no resultan ser válidos para el diseño de la turbina dentro de un ensamble, particularmente en lo que lo respecta al tratamiento de las inducciones axial y tangencial. Los esfuerzos en trabajos posteriores, dada esta problemática, deberán enfocarse en generar una metodología de análisis alternativa, con un énfasis particular en el establecimiento de parámetros que capten las variaciones locales, permitiendo establecer nuevas relaciones de

velocidad. En este sentido, es necesario reiterar que no resulta factible la generalización de un método analítico, pues el campo de velocidades y sus efectos son variables y presentan una notable dependencia con respecto a la geometría particular adoptada para el disco difusor. Las aproximaciones numéricas, según el panorama expuesto, se posicionan como uno de los principales recursos para dar continuidad a la optimización del rotor.

4.5 Caso de Estudio: Cozumel.

En un principio se planteó la posibilidad de extrapolar los resultados obtenidos hacia un escenario de mayor escala haciendo uso de reglas de similitud, sin embargo, se identificaron ciertos inconvenientes que implican que dicha actividad podría derivar en resultados deficientes. El presente apartado, pese a esta situación, no será omitido, más se reconoce que la principal aportación es el establecimiento de argumentos a través de los cuales se discute el alcance de las similitudes experimentales dadas las condiciones del presente trabajo, las cual tienen como marco de referencia a las dimensiones establecidas a escala de laboratorio.

En primer lugar, la similitud geométrica y cinemática no representan ningun impedimento, pues es posible replicar la solidez de los alabes y establecer una equivalencia entre las velocidades angulares para corresponder a los factores *TSR*. La principal problemática viene por parte de la similitud dinámica, pues es prácticamente imposible equiparar el número de Reynolds adoptado a escala de laboratorio con respecto al número que pudiese desarrollarse para las condiciones del flujo en sitio; esto al estimar que existiría una diferencia de al menos un orden de magnitud con respecto a las dimensiones y estados operativos de las turbinas previstas para la recreación, entre las cuales se consideraron diámetros de D = 1.0 m, 2.5 m y 5.0 m. El impacto de esta condición se puede apreciar fácilmente si se remite a la investigación realizada por Encarnacion et.al [13] en la cual, empleando la misma serie de perfiles NACA 638-xx, se diseñarían diversas turbinas con un diámetro D = 4.0 m, operando bajo un numero de Reynolds $Re = 5 \times 10^5$. Las curvas de rendimiento exhibirían coeficientes de empuje y potencia relativamente superiores a aquellos alcanzados con la turbina abordada en la presente investigación, cuyo estado operativo correspondería a un $Re = 5 \times 10^4$. Las diferencias se atribuyen al bajo nivel energético del flujo en este último escenario y evidencian la inexactitud que podría derivar de un intento de aplicar técnicas de similitud.

En un estricto sentido, es posible prescindir de este último nivel de similitud, aunque solo en situaciones donde el desarrollo de las curvas polares de los perfiles sea similar entre los entornos; esto último se puede presentar con números de Reynolds elevados, donde los coeficientes de arrastre y sustentación tienden a la estabilidad, sin embargo, en el caso opuesto, las diferencias se acentúan con una mayor intensidad. La alternativa evidente seria optar por establecer un escenario de referencia distinto que permita incrementar la magnitud del número de Reynolds, ya sea por la disposición de una velocidad de flujo mayor o un incremento en las dimensiones de la turbina. En este contexto, es probable que estas

dificultades sean la razón por la cual dentro de la literatura los trabajos que abordan la dinámica de turbinas a escalas tan reducidas son realmente escasos.

La equivalencia empleando el número Froude, planteada como condición alterna para la similitud dinámica, tampoco resultaría ser viable debido a que se establecería un factor de bloqueo constante como una condición incompatible con esta premisa, pues al modificarse la superficie frontal del dominio, inevitablemente, variará este número adimensional. Dado este panorama, resulta imprescindible reconocer las limitaciones y el alcance que implica el tratar de extrapolar información, pues en adición a los problemas destacados, se reconoce que la interacción entre la turbina y el fluido es compleja, tanto en su disposición aislada como en conjunto con el disco difusor, y tiene una respuesta particular ante las propiedades geométricas de los elementos.

El panorama pareciese no ser muy alentador si se trata de abordar con rigurosidad técnica, sin embargo, desde una perspectiva más flexible y reconociendo a los resultados únicamente como aproximaciones preliminares, es posible plantear ciertos análisis que permitan, cuando menos, esclarecer el rango de las magnitudes que pudiesen esperarse tras modificar variables relevantes. En sintonía con este planteamiento, en la Figura 4.34 se presenta una reconstrucción de las curvas de potencia para los 3 escenarios de escala que se consideran más representativos para futuras investigaciones; estas graficas parten de recomendaciones hechas por Legrand [128], pero a diferencia de la propuesta original, no se empleará una curva genérica de coeficientes de potencia, sino las curvas obtenidas mediante las simulaciones.

En la primera figura se consideran a las turbinas operando en un escenario aislado. Las gráficas presentan como primer estimación a la potencia ideal disponible y en seguida se incluyen las correcciones basadas en los coeficientes de potencia. Las propiedades del fluido incluyen una densidad de 1025 kg m^{-3} y una velocidad límite de flujo libre de 1.10 ms^{-1}, ambas magnitudes reportadas en [12]. La potencia corresponde a aquella registrada en el eje, aunque provisionalmente no se asocia perdidas por eficiencia para el tren de engranes ni el generador. En un entorno real se prevé que tras el arranque se reconstruya la dinámica operativa al interceptar las reconstrucciones de cada valor del coeficiente de potencia, sin embargo, las locaciones especificas no se incluyen, pues esta actividad depende de la respuesta inercial del rotor, lo cual representa una actividad fuera del alcance del presente trabajo.

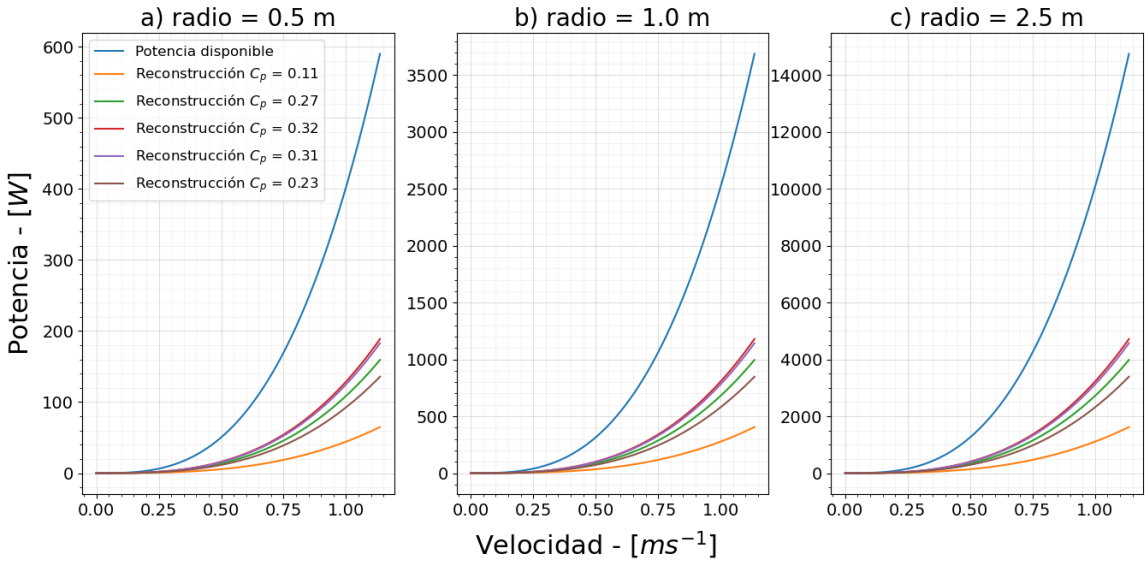


Figura 4.34 Potencia suministrada por una turbina aislada colocada en el sitio de estudio Cozumel.

Entre los resultados más relevantes se reafirma el hecho de que la producción de potencia por parte de una turbina hidrocinética resulta ser bastante atrayente en contraste con lo que podría proveer una turbina eólica con las mismas dimensiones. La dependencia con respecto al radio también resulta ser notable, ya que el incremento de la potencia entre el primer y tercer caso es de alrededor de 20 veces con una producción que teóricamente superaría los 4.0 kW.

En la Figura 4.35 se presentan las reconstrucciones de las curvas usando los coeficientes correspondientes al escenario del ensamble, siendo el aspecto más notable el incremento de la potencia que teóricamente estaría percibiendo el eje del rotor, presentando una potencia en el último caso que alcanzaría los 6 kW. Los resultados de este segundo escenario son favorables, aunque la principal aportación viene con las velocidades de flujo elevadas, esto se debe a que, a pesar de que los coeficientes de potencia son mayores, la baja producción para velocidades menores a los 0.5 ms^{-1} atenúa su impacto. La problemática practica que se deriva de esta situación no ha sido discutida con anterioridad y podría representar un importante criterio de exclusión para la colocación de turbinas en sitio, ya sea de una manera aislada o en conjunto con un disco difusor. La recomendación más relevante de este apartado parte de reconocer la necesidad de ser diligente ante el planteamiento de estudios posteriores que sirvan como sustento de las posteriores etapas en el desarrollo tecnológico.

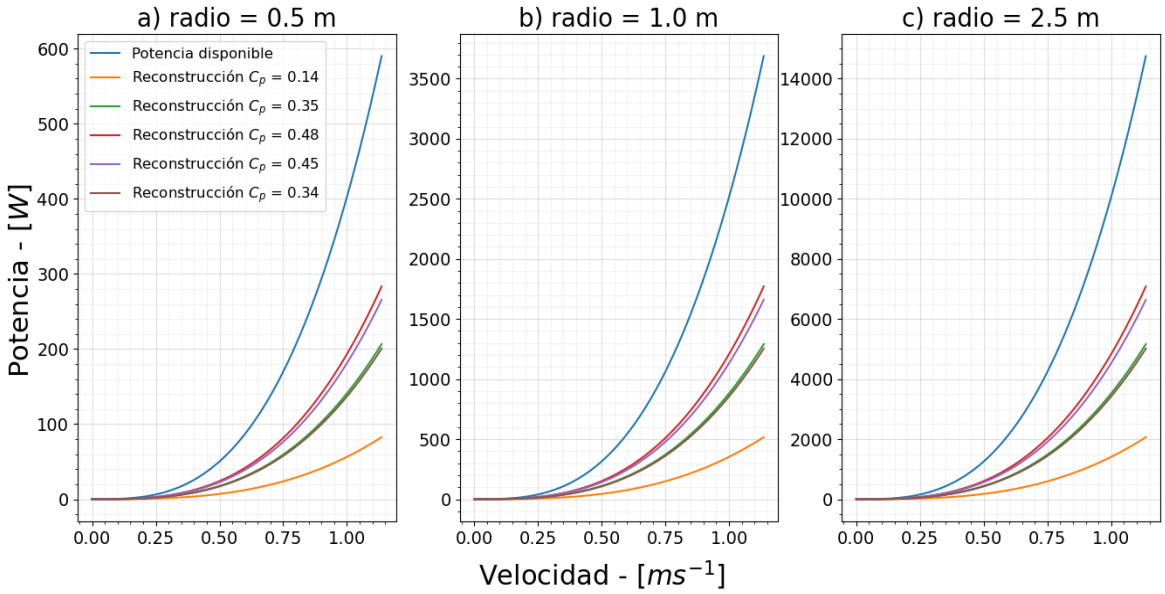


Figura 4.35 Potencia suministrada por una turbina en ensamble colocada en el sitio de estudio Cozumel.

4.6 Resumen de Conclusiones.

Para finalizar el presente trabajo de investigación a continuación se presenta un resumen de las conclusiones y recomendaciones más relevantes, preservando la disposición en que fueron abordados los distintos métodos y recursos a través del documento.

- La obtención de las curvas polares para el conjunto de perfiles NACA 638xx es factible mediante la aplicación de simulaciones numéricas. La eficiencia hidrodinámica máxima registrada, sin embargo, resultaría ser baja al ubicarse en el umbral de las 20 unidades.
- La aplicación del método BEM se ajustaría correctamente a la condición de rotación de diseño *TSR* = 4, asociando a ella un $C_{P,máx}$ = 0.347 y $C_{T,máx}$ = 0.815. Las magnitudes, aun con la limitada eficiencia hidrodinámica, resultan ser coherentes.
- La propuesta de diseño para el método BEM basada en la modulación de la solidez es correcta, no obstante, es necesario denotar que los factores de perdida, particularmente en la punta del alabe, pueden considerarse elevados. El evaluar distintos factores TSR de diseño es aconsejable con la finalidad de establecer una perspectiva más amplia e identificar ventajas y desventajas entre distintas propuestas.
- La relación de velocidades óptima entre las propuestas del disco difusor sin pared fue de U/U_∞ = 1.305, ubicada en la contracción del modelo D2 con una relación de áreas de A_4/A_3 = 1.266. En cambio, tras incluir la pared estos valores fueron U/U_∞ = 1.459 para el modelo D1 variante V3 con A_{4b}/A_3 = 1.524.
- La dinámica de un disco difusor, aun en un escenario aislado, es compleja y depende en gran medida de su disposición geométrica, más es posible establecer dos recomendaciones puntuales. En un primer término, la operación del disco difusor debe priorizar la generación de fuerzas de sustentación, sin embargo, no se aconseja

diseñar sobre los valores limite previos al desprendimiento de la capa limite y/o la entrada en perdida. En un segundo término, la reducción del arrastre es un beneficio relevante, razón por la cual, se insta a explorar propuestas para el control de la capa limite, como podrían ser los generadores de vórtices y generadores de turbulencia.

- En el caso de propuestas más elaboradas, como podría ser un disco difusor multietapa, estas solo pueden beneficiarse parcialmente de los resultados presentados al inferir tendencias operativas. La metodología deberá ser replicada teniendo en consideración las nuevas geometrías para así obtener resultados fiables. La aportación en este sentido parte de reconocer que, si bien los resultados técnicamente no pueden ser generalizados, la metodología de diseño si puede hacerlo, pues las premisas fundamentales utilizadas para su establecimiento fueron verificadas tras la implementación numérica.
- En el escenario de simulación con la turbina aislada, el emplear un factor de bloqueo del dominio B = 3.15 %, implicaría un incremento en los coeficientes de potencia y empuje máximos de un 9.29 % y 12.80 % respectivamente; ambas magnitudes referenciadas a los datos provistos por el método BEM. Los datos son congruentes con la literatura consultada, reconociendo con esto que no es posible omitir los efectos que el bloqueo del dominio, aun si esta relación es relativamente pequeña.
- El incremento en la potencia que una turbina ideal puede proveer tras incorporar un disco difusor es de alrededor de un 42.96 %, sin embargo, esta cifra considerará como área de referencia para el cálculo de la potencia disponible únicamente a la proyección frontal del rotor, omitiendo el aumento en las dimensiones del ensamble. En un panorama alterno, esta discrepancia trataría de ser resulta al evaluar la potencia por unidad de área, registrando en esta ocasión una disminución de un 6.40 %, permitiendo afirmar que un el ensamble provee menos potencia si se es comparado con una turbina ideal con dimensiones equivalente al diámetro externo del disco difusor.
- En el escenario de simulación MRF, donde se emplearía la geometría explicita de los alabes, las variaciones introducidas por el factor de bloqueo B = 3.15 % reducirían en un 3.99 % y 6.15 % las magnitudes de los coeficientes máximos de empuje y potencia con respecto a lo estimado por el método BEM. El comportamiento registrado se asume tiene como causa principal la extensión del marco de referencia móvil, que podría estar atenuando los efectos del bloqueo del dominio y evitando el libre desarrollo de la estela cercana. En trabajos posteriores, esta premisa puede ser verificada probando distintos factores de forma para la región correspondiente a este marco móvil.
- De manera análoga a la presentación de los datos el escenario ideal, el incremento en la potencia que una turbina real puede proveer tras incorporar el disco difusor fue de un 48.77 %. Evaluando las densidades de potencia, esta diferencia nuevamente representa una reducción del 16.31 %, reafirmando con esto la premisa que sugiere que es más factible incrementar las dimensiones de la turbina hasta coincidir con el diámetro externo del disco difusor, que incorporar este último elemento en un ensamble.

4.6 Resumen de Conclusiones.

- En el panorama previamente planteado no se descarta la viabilidad del disco difusor como propuesta, pues se reconoce que los alabes de la turbina, tras el aumento relativo en las velocidades del flujo, no se encuentran operando de manera óptima, esto debido al incremento generalizado de la vorticidad que fue posible identificar. El cambio más evidente para corregir esta limitante sería la disminución de la solidez de los alabes, sin embargo, debido a que gran parte de los postulados del método BEM se invalidan por el efecto del disco difusor, será necesario adaptar el método antes de poder plantear un problema de optimización.
- Entre los argumentos a favor de la implementación del disco difusor se señala que, aun si se percibe una menor potencia en contraste con una turbina de dimensiones equivalentes, este elemento no precisa de partes móviles y por tanto es probable que presente un desgaste y un mantenimiento menor. El beneficio practico, por otra parte, se encontrará relacionado con el aprovechamiento de las corriente con una densidad de potencia relativamente baja, pues es factible el plantear que, tras incorporar el disco difusor, la turbina podrá entrar en estado operativo aun si la magnitud de la velocidad de corte inferior en las condiciones de flujo libre indique que no es posible. En el caso específico de las costas de Cozumel, como se mencionó previamente, dicha velocidad correspondería a aproximadamente a 0.4 ms^{-1}.
- En lo referente al mallado se considera que las propuestas de configuración son suficientes, aunque aún existe margen para optimizar el consumo de recursos computacionales empleando técnicas como podría ser un mallado estructurado o uno adaptativo.
- El principal motivo por el cual se seleccionó al modelo de turbulencia *k-epsilon* para las simulaciones fue el balance que presentaba entre las capacidades numéricas y el consumo de recursos computacionales, sin embargo, es recomendable explorar el alcance de distintos modelos, los cuales sean capaces de captar con mayor exactitud fenómenos relevantes como el desprendimiento de la capa limite o la transición turbulenta.
- El modelo que se considera más apropiado para aproximaciones futuras es el *k-omega,* el cual resulta ser el de mayor complejidad dentro de la familia de modelos RANS. El consumo de recursos computacionales es moderado, por lo cual se adapta correctamente a metodologías experimentales que precisen múltiples simulaciones. La ventaja alterna de este modelo es que, a diferencia de la aproximación *k-epsilon*, el tratamiento de la pared cercana es automático, por lo cual se reducen las probabilidades de realizar un erróneo posicionamiento de la primera celda de inflación. Los modelos con una complejidad superior como lo son SST, LES, DES o DNS, así como las simulaciones dinámicas, solo se recomiendan para casos puntuales pues su coste computacional suele ser restrictivo, tanto en tiempo como en disposición de los recursos.
- En cuanto al monitoreo de la estela dentro de las simulaciones, se reconoce que esta actividad no representaba un objetivo fundamental para la investigación, sin embargo,

de la descripción cualitativa se lograrían identificar comportamientos específicos para cada escenario y caso de estudio. En trabajos posteriores, se recomienda emplear criterios más específicos para estimar la inestabilidad y restablecimiento axial de la estela, tales como el déficit de velocidad, la intensidad de la turbulencia, los ratios de disipación turbulenta, o bien números adimensionales como lo es el número de Strouhal.

- La recomendación final con respecto a las simulación es que es necesario ser diligente, no solo para la configuración del mallado, las condiciones de frontera y los parámetros del modelo de turbulencia, sino también para la caracterización dinámica del fluido. En la presente investigación la principal intención fue recrear las condiciones que pudiesen presentarse a una escala de laboratorio empleando recomendaciones provistas por la literatura. En términos generales esta aproximación se considera correcta, no obstante, si se busca replicar experimentalmente estos escenarios y reducir los errores tras la comparativa, es necesario refinar el modelado numérico del flujo. Entre las actividades requeridas para este fin se destaca la medición de la densidad del fluido y de los niveles de turbulencia ambiental, siendo conveniente incluir un perfil de flujo especifico, el cual busque recrear parcialmente, tanto las variaciones espaciales como temporales.
- Por último, en lo referente a la extrapolación de los datos a partir de reglas de similitud, se encontraron limitantes que sugieren que su aplicación no es viable hacia entornos de mayor escala, pues aún si es posible satisfacer los niveles geométrico y cinemático, en el caso dinámico es prácticamente imposible establecer una equivalencia basada en el número de Reynolds. En la literatura, si bien se indica que es posible prescindir de este último nivel de similitud, no se considera que esto sea adecuado para el presente trabajo de investigación, debido a que las variables de interés responden de una manera directa y particular ante este parámetro adimensional.

Referencias.

[1] REN21, “Renewables 2020 Global Status Report,” REN21 Secretariat, Paris, 2020.

[2] International Energy Agency, “Global Energy Review 2019. The Latest Trends in Energy and Emissions in 2019,” IEA Publications, France, 2020.

[3] IPCC, “Summary for Policymakers. In: Global Warming of 1.5 °C. An IPCC Special Report on the Impacts of Global Warming of 1.5 °C above Pre-industrial Levels and Related Global Greenhouse Gas Emission Pathways, in the Context of Strengthening the Global Response to the Threat of Climate Change, Sustainable Development, and Efforts to Eradicate Poverty,” World Meteorological Organization, Switzerland, 2018.

[4] IPCC, “Summary for Policymakers. In: Climate Change and Land: an IPCC Special Report on Climate Change, Desertification, Land Degradation, Sustainable Management, Food Security, and Greenhouse Gas Fluxes in Terrestrial Ecosystems,” 2019.

[5] IRENA, “Global Energy Transformation. A Roadmap to 2050,” International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi, 2019[Online]. Available: https://www.irena.org/publications [Accessed: January 14, 2021].

[6] IRENA, “Renewable Power Generation Costs in 2019,” International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi, 2020[Online]. Available: https://www.irena.org/publications [Accessed: January 17, 2021].

[7] IRENA, “Electrification with Renewables. Driving the Transformation of Energy Services,” International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi, 2019.

[8] A. Lewis, S. Estefen, J. Huckerby, M. Walter, T. Pontes et.al, “Ocean Energy. In IPCC Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation,” Cambridge University Press, New York, 2011.

[9] British Petroleum, “Statistical Review of World Energy 2020,” United Kingdom, 2020 [Online]. Available: https://www.bp.com [Accessed: February 11, 2021].

[10] W. Krewitt. K. Nienhaus, C. Klebmann, C. Capone, E. Sricker et.al, “Role and Potential of Renewable Energy and Energy Efficiency for Global Energy Supply,” Federal Environment Agency, Germany, 2009.

[11] J. C. Alcérreca, J. I. Encarnacion, S. Ordoñez, M. Callejas, G. Gallegos et.al, “Energy yield assessment from ocean currents in the insular shelf of Cozumel Island,” *Journal of Marine Science and Engineering*, vol. 7, no. 5, May 2019 [Online]. Available doi: 10.3390/jmse7050147.

[12] J. Hernández, A. Felix, E. Mendoza, Y. Cueto and R. Silva, “On the marine energy resources of México,” *Journal of Marine Science and Engineering*, vol. 7, no. 6, Jun. 2019 [Online]. Available doi: 10.3390/jmse7060191.

[13] J. I. Encarnacion, C. Johnstone and S. Ordoñez, “Design of a horizontal axis tidal turbine for less energetic current velocity profiles,” *Journal of Marine Science and Engineering*, vol. 7, no. 7, Jun. 2019 [Online]. Available doi: 10.3390/jmse7070197.

[14] D. G. Phillips, “An investigation on diffuser augmented wind turbine design,” PhD dissertation, Dept of Mech Eng., Auckland Univ., Auckland, 2003 [Online]. Available: https://researchspace.auckland.ac.nz [Accessed: March 2, 2021].

[15] P. D. C. ten Hoopen, “An experimental and computational investigation of a diffuser augmented wind turbine with an application of vortex generators on the diffuser trailing edge,” M.S. thesis, Dept. of Aerospace Eng., Delft Univ., Netherlands, 2009 [Online]. Available: https://repository.tudelft.nl/ [Accessed: March 11, 2021].

[16] C. Belloni, “Hydrodynamics of ducted and open-centre tidal turbines,” PhD dissertation, Dept. of Energy Research., Oxford Univ., United Kingdom, 2013 [Online]. Available: https://ora.ox.ac.uk [Accessed: March 18, 2021].

[17] K. M. Foreman, “Preliminary Design and Economic Investigations of Diffuser Augmented Wind Turbines (DAWT),” U.S. Department of Energy, United States, 1981.

[18] IRENA, “REmap 2030. A Renewable Energy Roadmap. Summary of Findings,” International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi, 2014 [Online]. Available: www.irena.org/remap [Accessed: March 12, 2021].

[19] E. Solberg, (2019), *Why the ocean holds the key to sustainable development*. [Online]. Available: https://www.weforum.org. [Accessed: March 19, 2021].

[20] F. O. Rourke, F. Boyle and A. Reynolds, “Marine current energy devices: current status and possible future applications in Ireland,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 1026–1036, 2010 [Online]. Available doi: 10.1016/j.rser.2009.11.012.

[21] L. Mofor, J. Goldsmith and F. Jones, “Ocean Energy. Technology Readiness, Patents, Deployment Status and Outlook,” International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi, 2014.

[22] P. L. Fraenkel, “Power from marine currents,” *Journal of Power and Energy*, vol. 216, no. 1, 2002.

[23] T. O’Doherty, D. O´Doherty and A. Mason, “Tidal Energy Technology,” in *Wave and Tidal Energy*, D. Greaves and G. Iglesias, Eds. United Kingdom: John Wiley & Sons, 2017, pp. 105–150.

[24] S. J. Couch and I. Bryden, “Tidal current energy extraction: hydrodynamic resource characteristics,” *Journal of Engineering for the Maritime Environment*, vol. 220, pp. 185–194, 2006 [Online]. Available doi: 10.1243/14750902JEME50.

[25] European Commission, “Non-nuclear Energy - JOULE II. Wave Energy Project Results. The Exploitation of Tidal and Marine Currents.,” Luxembourg, 1996.

[26] REN21, “Renewables 2021 Global Status Report,” REN21 Secretariat, Paris, 2021.

[27] D. Magagna, R. Monfardini and A. Uihlein, “JRC Ocean Energy Status Report. Technology, Market and Economic Aspects of Ocean Energy in Europe,” European Commission, Luxembourg, 2016.

[28] Simec Atlantis Energy Ltd, (2018), *Meygen Phase 1A Completes Construction Phase and Officially Enters 25 Year Operation Phase*. [Online]. Available: https://simecatlantis.com. [Accessed: Apr 24, 2021].

[29] European Marine Energy Center, (2020), *Tidal Developers*. [Online]. Available: http://www.emec.org.uk/marine-energy/tidal-developers/. [Accessed: Apr 08, 2021].

[30] C. J. Mejia, I. D. Haigh, N. C Wells, D. S. Coles, M. J Lewis et.al, “Tidal-stream energy resource characterization for the Gulf of California, México,” *Journal of Energy*, vol. 156, pp. 481–491, 2018 [Online]. Available: 10.1016/j.energy.2018.04.074.

[31] V. Magar, V. M. Godínez, M. S. Gross, M. López, A. Bermúdez et.al, “In-stream energy by tidal and wind-driven currents: an analysis for the Gulf of California,” *Energies*, vol. 13, Mar. 2020 [Online]. Available: 10.3390/en13051095.

[32] J. Estrada, J. Hernández, J. Ontiveros, F. Rodríguez, E. Jaime et.al, “Prospectiva del Sector Eléctrico 2013 - 2027,” Secretaría de Energía, México, 2013 [Online]. Available: http://www.sener.gob.mx [Accessed: April 3, 2021].

[33] A. Betz, “The maximum of the theoretically possible exploitation of wind by means of a wind motor,” *Wind Engineering*, vol. 37, no. 4, pp. 441–446, 2013.

[34] O. de Vries, *Fluid Dynamic Aspects of Wind Energy Conversion*. Netherlands: Advisory Group for Aerospace Research and Development, 1979.

[35] A. S. Bahaj and L. E. Myers, “Fundamentals applicable to the utilisation of marine current turbines for energy production,” *Renewable Energy*, vol. 28, pp. 2205–2211, 2003 [Online]. Available doi: 10.1016/S0960-1481(03)00103-4.

[36] N. T. Burton, D. Jenkins and E. B. Sharpe, *Wind Energy Handbook*, 2nd ed. John Wiley & Sons Ltd, 2011.

[37] E. Dick, “Power Limits for Wind Energy Concentrator Systems,” in *Wind Engineering*, vol. 10, no. 2, 1986, pp. 98–115.

[38] M. O. L. Hansen, N. N. Sørensen and R. G. J. Flay, “Effect of placing a diffuser around a wind turbine,” *Wind Energy*, vol. 3, pp. 207–213, 2000 [Online]. Available doi: 10.1002/we.37.

[39] G. J. W. van Bussel, “Power augmentation principles for wind turbines,” *Directory of Renewable Energy*, 1998.

[40] O. Igra, “Research and development for shrouded wind turbines,” *Energy Conversion and Management*, vol. 21, no. 1, pp. 13–48, 1981.

[41] G. M. Lilley and W. J. Rainbird, “A Preliminary Report on the Design and Performance of a Ducted Windmill,” The College of Aeronautics Cranfield, United Kingdom, 1956.

[42] M. Sanuki, “Studies on biplane wind vanes, ventilator tubes and cup anemometers,” *Journal of Meteorology and Geophysics*, vol. 2, pp. 317–333, 1950.

[43] A. Kogan and A. Seginner, “Final Report on Shroud Design No 32A,” Department of Aeronautical Engineering Technion, 1963.

[44] K. M. Foreman, B. Gilbert and R. A. Oman, “Diffuser augmentation of wind turbines.,” *Solar Energy*, vol. 20, pp. 305–311, 1976.

[45] M. Shahsavarifard, “Effect of shroud on the performance of horizontal axis hydrokinetic turbines,” Ph D dissertation, Dept. of Mech. Eng., Manitoba Univ., Canada, 2015 [Online]. Available: https://mspace.lib.umanitoba.ca [Accessed: April 24, 2021].

[46] K. M. Foreman and B. Gilbert, “Further Investigation on Diffuser Augmented Wind Turbines Part 1,” U.S Department of Energy, United States, 1979.

[47] O. Igra, “The shrouded aerogenerator,” *Energy*, vol. 2, pp. 429–439, 1977.

[48] A. L. J. Loeffler and D. Vanderbilt, “Inviscid flow through wide-angle diffuser with actuator disk,” *Journal of American Institute of Aeronautics and Astronautics,* vol. 16, pp. 1111–1112, 1978.

[49] A. L. J. Loeffler, “Flow field analysis and performance of wind turbines employing slotted diffusers,” *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 103, pp. 17–22, 1981.

[50] G. J. W. van Bussel, “The science of making more torque from wind: diffuser experiments and theory revisited,” *Journal of Physics*, vol. 75, pp. 28–31, Jun. 2007 [Online]. Available doi: 10.1088/1742-6596/75/1/012010.

[51] A. C. Aranake, V. K. Lakshminarayan and K. Duraisamy, “Computational analysis of shrouded wind turbine configurations using a 3-dimensional RANS solver,” *Renewable Energy*, vol. 75, pp. 818–832, March. 2015 [Online]. Available doi: 10.1016/j.renene.2014.10.049.

[52] N. Oka, M. Furukawa, K. Kawamitsu and K. Yamada, “Optimum aerodynamic design for wind-lens turbine,” *Journal of Fluid Science and Technology*, vol. 11, no. 2, 2016 [Online]. Available doi: 10.1299/jfst.2016jfst0011.

[53] D. L. F. Gaden, “An investigation of river kinetic turbines: performance enhancement, turbine modelling techniques, and an assessment of turbulence models,” M.S. thesis, Dept. of Mech. Eng., Manitoba Univ., Canada, 2007. [Online]. Available: https://mspace.lib.umanitoba.ca [Accessed: May 4,2021].

[54] M. Shives, “Hydrodynamic modeling, optimization and performance assessment for ducted and non-ducted tidal turbines,” M.S. thesis, Dept. of Mech. Eng., Victoria Univ., Canada, 2011 [Online]. Available: http://dspace.library.uvic.ca [Accessed: April 28, 2021].

[55] N. W. Cresswell, G. L. Ingram, R. G. Dominy, “The impact of diffuser augmentation on a tidal stream turbine,” *Ocean Engineering*, vol. 108, pp. 155–163, 2015 [Online]. Available doi: 10.1016/j.oceaneng.2015.07.033.

[56] U. M. Scherillo, G. Troise, D. P. Coiro and S. Miranda, “Numerical and experimental analysis of a shrouded hydroturbine,” in *International Conference of Clean Electrical Power*, 2011, pp. 216–222 [Online]. Available doi: 10.1109/ICCEP.2011.6036277.

[57] J. Reinecke, “Effect of a diffuser on the power production of an ocean current turbine,” PhD dissertation, Dept. of Mech. Eng., Stellenbosch Univ., South Africa, 2011.

[58] H. Sun and Y. Kyozuka, “Analysis of performances of a shrouded horizontal axis tidal turbine,” in *Oceans*, 2012, pp. 1–7 [Online]. Available doi: 10.1109/OCEANS-Yeosu.2012.6263455.

[59] T. A. Lokocz, “Testing of a ducted axial flow tidal turbine,” M.S. thesis, Dept. of Mech. Eng., Maine Univ., United States, 2012 [Online]. Available: https://digitalcommons.library.umaine.edu [Accessed: 24May2021].

[60] R. Luquet, D. Bellevre, D. Fréchou, P. Perdon and P. Guinard, “Design and model testing of an optimized ducted marine current turbine,” *International Journal of Marine Energy*, vol. 2, pp. 61–80, 2013 [Online]. Available doi: 10.1016/j.ijome.2013.05.009.

[61] European Marine Energy Center, (2018), *Open Hydro*, Tidal Clients. [Online]. Available: https://www.emec.org.uk/about-us/our-tidal-clients/open-hydro/. [Accessed: May 27, 2021].

[62] U. S. Department of Energy, (2019), *Open Hydro at EMEC*, OES- Environmental Metadata. [Online]. Available: https://tethys.pnnl.gov/project-sites/openhydro-emec. [Accessed: May 28, 2021].

[63] C. Belloni, R. Willden, G. Houlsby, “An investigation of ducted and open-centre tidal turbines employing CFD-embedded BEM,” *Renewable Energy*, vol. 108, pp. 622–634, 2017 [Online]. Available doi: 10.1016/j.renene.2016.10.048.

[64] S. Allsop, C. Peyrad, P. Thies, E. Boulougouris and G. P. Harrison, “Hydrodynamic analysis of a ducted, open centre tidal stream turbine using blade element momentum theory,” *Ocean Engineering*, vol. 141, pp. 531–542, 2017 [Online]. Available doi: 10.1016/j.oceaneng.2017.06.040.

[65] B. Davis, E. Grillos and S. Allison, “Underwater ducted turbine,” WO2003025385A3, 2003[Online]. Available: https://patents.google.com/patent/WO2003025385A3.

[66] N. Mehmood, Z. Liang, J. Khan, “Harnessing ocean energy by tidal current technologies,” *Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, vol. 4, no. 18, 2012.

[67] G. Bangga, “Comparison of blade element method and CFD simulations of a 10 MW wind turbine,” *Fluids*, vol. 3, no. 4, 2018 [Online]. Available doi: 10.3390/fluids3040073.

[68] T. M. Letcher, M. Ragheb and A. D. Hansen, *Wind Energy Engineering: A Handbook for Onshore and Offshore Wind Turbines*. United Kingdom: Joe Hayton, 2017.

[69] F. M. White, *Fluid Mechanics*, 7th ed. United States: Mc Graw Hill, 2008.

[70] J. F. Manwell, F. G. McGowan and A. L. Roger, *Wind Energy Explained. Theory, Design and Application*, 2nd ed. United States: John Wiley & Sons, 2009.

[71] E. Branlard, “Wind turbine tip-loss corrections, review, implementation and investigation of new models,” M.S. thesis, Dept. of Renewable Energies, Denmark Tech Univ., Denmark, 2011.

[72] H. Glauert, “Airplane Propellers,” in *Aerodynamic Theory*, Berlin: Springer, 1935.

[73] Alan. Pope, *Basic Wing and Airfoil Theory*. United States: Mc Graw Hill, 1951.

[74] J. H. Lee, S. Park, D. H. Kim, S. H. Rhee and M. C. Kim, “Computational methods for performance analysis of horizontal axis tidal stream turbines,” *Applied Energy*, vol. 98, pp. 512–523, 2012 [Online]. Available doi: 10.1016/j.apenergy.2012.04.018.

[75] M. Ragheb and A. M. Ragheb, “Wind turbines theory - the Betz equation and optimal rotor tip speed ratio,” *Fundamental and Advanced Topics in Wind Power*, vol. 1, no. 1, pp. 339–360, 2011.

[76] R. Wilson and P. Lissaman, *Applied Aerodynamics Of Wind Power Machines*. United States: Oregon State University, 1974.

[77] E. Kleusberg, S. Benard and D. S. Henningson, “Tip-vortex breakdown of wind turbines subject to shear,” *Wind Energy*, vol. 22, no. 12, pp. 1789–1799, 2019 [Online]. Available doi: 10.1002/we.2403.

[78] A. Wimshurst, “Tip flow corrections for horizontal axis wind and tidal turbine rotors,” PhD dissertation, Oxford Univ., United Kingdom, 2018.

[79] L. Prandtl, “Report No. 116, Applications of Modern Hydrodynamics to Aeronautics,” National Advisory Committee for Aeronautic, Germany, 1922 [Online]. Available doi: 10.1016/s0016-0032(22)90719-7.

[80] Y. El. Khchine and M. Sriti, “Tip loss factor effects on aerodynamic performances of horizontal axis wind turbine,” *Energy Procedia*, vol. 118, pp. 136–140, 2017 [Online]. Available doi: 10.1016/j.egypro.2017.07.028.

[81] T. Nishino and R. H. J. Willden, “Effects of 3-D channel blockage and turbulent wake mixing on the limit of power extraction by tidal turbines,” *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 37, pp. 123–135, Oct. 2012 [Online]. Available doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2012.05.002.

[82] W. Hunter and M. Hall, “Actuator disk methods for tidal turbine arrays,” PhD dissertation, Oxford Univ., United Kingdom, 2015.

[83] R. Mikkelsen, “Actuator disc methods applied to wind turbines,” PhD dissertation, Dept. of Mech. Eng., Denmark Tech. Univ., Denmark, 2003.

[84] W. Batten, M. E. Harrison, A. S. Bahaj, “Accuracy of the actuator disc-RANS approach for predicting the performance and wake of tidal turbines,” *Philosophical Transactions of the Royal Society*, vol. 371, 2013 [Online]. Available doi: 10.1098/rsta.2012.0293.

[85] M. Edmunds, A. J. Williams, I. Masters and T.N. Croft, “An enhanced disk averaged CFD model for the simulation of horizontal axis tidal turbines,” *Renewable Energy*, vol. 101, pp. 67–81, 2017 [Online]. Available doi: http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2016.08.007.

[86] ANSYS, “ANSYS Meshing User’s Guide. Release 13.0.” ANSYS Inc., United States, 2010.

[87] ANSYS, “Mesh Quality and Advanced Topics. Introduction to ANSYS Meshing. Release 2019 R2.” ANSYS Inc., United States, 2016.

[88] ANSYS, “ANSYS Fluent Tutorial Guide. Release 18.0.” ANSYS Inc., United States, 2017.

[89] ANSYS, “ANSYS Fluent User’s Guide. Release 15.0.” ANSYS Inc., United States, 2013.

[90] ANSYS, “Boundary Conditions. Introductory FLUENT Training.” ANSYS Inc., United States, 2006.

[91] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics Second Edition*, 2nd ed. United Kingdom: Pearson Education Limited, 2007.

[92] J. D. Anderson, *Computational Fluid Dynamics. The Basics with Applications*. United States: McGraw-Hill, 1995.

[93] E. Furbo, “Evaluation of RANS turbulence models for flow problems with significant impact of boundary layers,” M.S. thesis, Uppsala Univ., Switzerland, 2010 [Online]. Available doi: http://www.diva-portal.org [Accessed: July 14, 2021].

[94] J. Boussinesq, “Essai sur la théorie des eaux courantes,” *Journal de mathématiques pures et appliquées*, vol. 3, no. 4, 1878.

[95] E. Ferrer, A. Montlaur, G. Giorgiani and S. Le Clainche, *CFD for Wind and Tidal Offshore Turbines*. Spain: Springer, 2015.

[96] ANSYS, “Ansys Fluent Theory Guide. Release 15.0.” ANSYS Inc., United States, 2013.

[97] W. C. Shi, D. Z. Wang, M. Atlar and D. Wang, “Similarity laws and model test approaches to determine hydrodynamic performance of a marine turbine,” *Advanced Materials Research*, vol. 694–697, pp. 665–672, 2013 [Online]. Available doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.694-697.665.

[98] S. Brusca, R. Lanzafame and M. Messina, “Flow similitude laws applied to wind turbines through blade element momentum theory numerical codes,” *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, vol. 5, no. 4, pp. 313–322, 2014 [Online]. Available doi: 10.1007/s40095-014-0128-y.

[99] R. Gasch and J. Twele, “Scaling wind turbines and rules of similarity,” *Wind Power Plants*, pp. 251–271, 2012 [Online]. Available doi: 10.1007/978-3-642-22938-1.

[100] V. Venugopal, T. Davey, H. Smith, G. Smith, B. Holmes et al., “Equitable Testing and Evaluation of Marine Energy Extraction Devices in terms of Performance, Cost and Environmental Impact,” Commission of the European Communities, 2010.

[101] L. Myers and A. Bahaj, “Experimental analysis of the flow field around horizontal axis tidal turbines by use of scale mesh disk rotor simulators,” *Ocean Engineering*, vol. 37, no. 2, pp. 218–227, 2010 [Online]. Available doi: http://dx.doi.org/10.1016/j.oceaneng.2009.11.004.

[102] B. Holmes, “Tank Testing of Wave Energy Conversion Systems,” European Marine Energy Centre, United Kingdom, 2009.

[103] European Commission, “Study on Lessons for Ocean Energy Development,” Brussels, 2017.

[104] T. Y. Chen and L. R. Liou, “Blockage corrections in wind tunnel tests of small horizontal-axis wind turbines,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 35, no. 3, pp. 565–569, 2011 [Online] Available doi: http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2010.12.005.

[105] P. M. Creciun, “The effects of blockage ratio and distance from a free surface on the performance of a hydrokinetic turbine,” M.S. thesis, Dept. of Mech. Eng., Lehigh Univ., United States, 2013.

[106] F. Zilic de Arcos, G. Tampier and C. R. Vogel, “Numerical analysis of blockage correction methods for tidal turbines,” *Journal of Ocean Engineering and Marine Energy*, vol. 6, no. 2, pp. 183–197, 2020 [Online]. Available doi: https://doi.org/10.1007/s40722-020-001686.

[107] R. Cummings, W. Mason, S. Morton and D. McDaniel, “Geometry for Aerodynamicists,” in *Applied Computational Aerodynamics A Modern Engineering Approach*, Cambridge: Cambridge University Press, 2015, pp. 1–31.

[108] S. Pinzón, “The airfoil and its NACA nomenclature.,” *Revista Ciencia y Poder Aéreo*, vol. 8, no. 1, pp. 26–32, 2013.

[109] A. S. Bahaj, A.F. Molland, J. R. Chaplin and W. M. J. Batten, “Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank,” *Renewable Energy*, vol. 32, no. 3, pp. 407–426, 2007 [Online]. Available doi: 10.1016/j.renene.2006.01.012.

[110] W. X. M. Koh and E. Y. K. Ng, “Effects of Reynolds number and different tip loss models on the accuracy of BEM applied to tidal turbines as compared to experiments,” *Ocean Engineering*, vol. 111, pp. 104–115, 2016 [Online]. Available doi: 10.1016/j.oceaneng.2015.10.042.

[111] M. Drela, “XFOIL: An analysis and design system for low reynolds number airfoils,” *Low Reynolds Number Aerodynamics*, p. 12, 1989.

[112] J. Katz, *Low Speed Aerodynamics From Wing Theory To Panel Methods.* United States: McGraw Hills, 1991.

[113] M. Hepperle, “JavaFoil.” MH - Aerotools, United States, 2020 [Online]. Available: https://www.mh-aerotools.de/airfoils/javafoil.htm.

[114] B. Mullen and S. Lachance, (2014), FLUENT *Flow over an Airfoil.*, Cornell University Confluence SimCafe. [Online]. Available: https://confluence.cornell.edu/display/SIMULATION. [Accessed: Jun 06, 2021].

[115] LEAP Australia, (2012), *Tips & Tricks: Inflation Layer Meshing in ANSYS*. [Online]. Available: https://www.computationalfluiddynamics.com.au. [Accessed: Jun 14, 2021].

[116] Ansys, “Modelling Turbulent Flows. Introductory FLUENT Training.” ANSYS Inc., United States, 2006.

[117] T. Blackmore, L. E. Myers and A. S. Bahaj, “Effects of turbulence on tidal turbines: Implications to performance, blade loads, and condition monitoring,” *International Journal*

of Marine Energy, vol. 14, pp. 1–26, 2016 [Online]. Available doi: http://dx.doi.org/10.1016/j.ijome.2016.04.017.

[118] A. Nig, "AirfoilPrep." National Renewable Energy Laboratory, United States, 2013 [Online]. Available: https://github.com/WISDEM/AirfoilPreppy.

[119] L. A. Viterna and D. C. Janetzke, "Theoretical and Experimental Power From Large Horizontal-Axis Wind Turbines.," U.S Department of Energy, United States, 1982 [Online]. Available doi: 10.2172/6763041.

[120] F. Mahmuddin, S. Klara, H. Sitepu, S. Hariyanto, "Airfoil lift and drag extrapolation with viterna and montgomerie methods," *Energy Procedia*, vol. 105, no. 6, pp. 811–816, 2017[Online]. Available doi: http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.394.

[121] M. Shives and C. Crawford, "Developing an empirical model for ducted tidal turbine performance using numerical simulation results," *Journal of Power and Energy*, vol. 226, no. 1, pp. 112–125, 2012 [Online]. Available doi: 10.1177/0957650911417958.

[122] R. Malki, A. J. Williams, T. N. Croft, M. Togneri and I. Masters, "A coupled blade element momentum - computational fluid dynamics model for evaluating tidal stream turbine performance," *Applied Mathematical Modelling*, vol. 37, no. 5, pp. 3006–3020, 2013 [Online]. Available doi: http://dx.doi.org/10.1016/j.apm.2012.07.025.

[123] M. Nahún, "Optimización del diseño aerodinámico (BEM - CFD) de un microgenerador mediante algoritmos genéticos, cómputo paralelo y OpenFOAM," B.S. thesis, Dept. of Aeronautical Eng., Inst. Politécnico Nacional, México, 2020.

[124] C. E. Carcangiu, "CFD - RANS study of horizontal axis wind turbines," PhD dissertation, Dept of Mech. Eng., Cagilari Univ., Italy, 2008 [Online]. Available: https://www.unica.it/unica/.

[125] C. H. Jo, J. Y. Yim, K. H. Lee and Y. H. Rho, "Performance of horizontal axis tidal current turbine by blade configuration," *Renewable Energy*, vol. 42, pp. 195–206, 2012 [Online]. Available doi: http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2011.08.017.

[126] J. I. Whelan, J. M. R. Graham and J. Peiró, "A free-surface and blockage correction for tidal turbines," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 624, no. 4, pp. 281–291, 2009 [Online]. Available doi: 10.1017/S0022112009005916.

[127] J. Jeong and F. Hussain, "On the identification of a vortex," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 285, pp. 69–94, 1995 [Online]. Available doi: 10.1017/S0022112095000462.

[128] C. Legrand, "Assessment of Tidal Energy Resource," European Marine Energy Centre, United Kingdom, 2009.

Anexos.



1. Curvas polares serie NACA 638xx para Re = 5 x 10^4
2. Modelo CAD del alabe de la turbina hidrocinética.
3. Modelo CAD del disco difusor modelo D1 variante V3.
4. Modelo CAD del ensamble turbina – disco difusor.