

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**CÁLCULO DE UN RODETE DE FLUJO CRUZADO TIPO
DARRIEUS CON TRES PALETAS RECTAS Y PERFILES
CURVOS ASIMÉTRICOS**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por la Br.
Machado P. Davianna
Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2013

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

CÁLCULO DE UN RODETE DE FLUJO CRUZADO TIPO DARRIEUS CON TRES PALETAS RECTAS Y PERFILES CURVOS ASIMÉTRICOS

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Eugenio Sansone.

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por la Br.
Machado P. Davianna
Para optar al Título de
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2013

Caracas, 15 noviembre de 2013

ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el (los) bachiller (es):

Machado P., Davianna

Titulado: " *Calculo de un Rodete para Flujo Cruzado Tipo Darrieus con Tres Paletas Rectas y Perfiles Curvos Asimétricos* "

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.



Prof. *Cristóbal Quevedo*
Jurado



Prof. *Rodolfo Berrios*
Jurado



Prof. *Eugenio Sansone*
Tutor

"50 años de la creación de la Escuela de Ingeniería Eléctrica, de la Escuela de Ingeniería Mecánica y del Instituto de Materiales y Modelos Estructurales"

Caracas, 06 de noviembre de 2011

Ciudadana
Profa. Norma Guzmán
Jefe de División de Control de Estudios
Presente.

Quienes suscriben profesores del Jurado Examinador, designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, nos dirigimos a usted, con la finalidad de informarle la decisión de otorgar a el (los) bachiller(s):

Machado P., Davianna

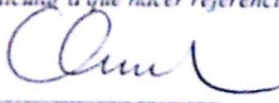
Titular de la Cédula de Identidad N° 17.988.937

"MENCION TRABAJO ESPECIAL DE GRADO"


Por la excelencia demostrada en la realización del Trabajo Especial de Grado Titulado:


"Cálculo de un Rodete para Flujo Cruzado Tipo Darrieus con Tres Paletas Rectas y Perfiles Curvos Simétricos"

Sin otro particular a que hacer referencia, quedamos de usted,


Prof. *Cristóbal Querezo*
Jurado




Prof. *Rodolfo Berrios*
Jurado


Prof. *Eugenio Sansone*
Tutor

"Núcleo de Ingeniería "Armando Mendoza" hacia el 30° Aniversario"

DEDICATORIA

A mi familia

Machado P., Davianna.

CÁLCULO DE UN RODETE DE FLUJO CRUZADO TIPO DARRIEUS CON TRES PALETAS RECTAS Y PERFILES CURVOS ASIMÉTRICOS

Tutor académico: Prof. Eugenio Sansone. Caracas, U.C.V.

Facultad de Ingeniería,

Escuela de Ingeniería Mecánica. 2013.

Palabras Clave: Rotor Darrieus; Turbinas Hidrocinética; Perfiles Asimétricos; Doble Disco y Múltiple Tubos de Corriente.

En este trabajo se realizó el cálculo de un rodete Darrieus con tres paletas rectas y perfiles curvos asimétricos. Se estableció una metodología de trabajo donde primero se obtuvieron los coeficientes hidrodinámicos en condición estática del conjunto de perfiles asimétricos estudiados por el Método de Extensión de Curvas. De ese grupo, se seleccionó el que presentaba mejor desempeño de acuerdo con los criterios establecidos. Se elaboró un código propio en lenguaje FORTRAN basado en la Teoría de Doble Discos y Múltiples Tubos de Corrientes. Con el código se hizo el cálculo para una rotación de la turbina Darrieus de tres paletas rectas y con el perfil seleccionado. El resultado viene dado en función del Coeficiente Normal, Coeficiente Tangencial y el Coeficiente de Potencia.

ÍNDICE

DEDICATORIA	V
RESUMEN	VI
ÍNDICE	VII
LISTA DE FIGURAS	X
LISTA DE NOMENCLATURA Y SÍMBOLOS	XIII
CAPÍTULO I.....	1
INTRODUCCIÓN	1
1.1. Energía Hidrocinética	2
1.1.1. Conversión de energía hidrocinética	2
1.1.2. Configuraciones de Rotores.....	3
1.1.3. Ventajas e inconvenientes de las turbinas de eje vertical.....	5
1.1.4. Utilización de Ductos	6
1.1.5. Generación de electricidad por corrientes de mareas.....	7
1.1.6. Generación de electricidad por corrientes de ríos.....	9
1.1.7. Antecedentes de aprovechamientos hidrocinéticos.....	11
1.2. Planteamiento del Problema	19
1.3. Objetivos de la investigación.....	21
1.3.1. Objetivo General	21
1.3.2. Objetivos Específicos	21
1.4. Delimitación del Tema	21
1.5. Metodología	21
1.6. Importancia del Tema.....	23
1.7. Estructura.....	24
1.8. Antecedentes.....	25

CAPÍTULO II.....	26
PERFILES	26
2.1. Definición y descripción de los perfiles hidrodinámicos	26
2.2. Comportamiento de un perfil en un flujo	28
2.3. Obtención de los coeficientes de sustentación y arrastre para un amplio rango de números de Reynolds y ángulos de ataque.	36
2.3.1. Obtención de datos por medio del método de los paneles.....	38
2.3.2. Extensión de las curvas aerodinámicas de sustentación y arrastre	40
2.4. Perfiles asimétricos	47
2.4.1. Perfil E387	48
2.4.2. Perfil FX 63-137	48
2.4.3. Perfil SD2030.....	48
2.4.4. Perfil SG-6040	48
2.4.5. Perfil S8036	48
2.5. Criterios de Selección.....	51
CAPÍTULO III	52
TURBINAS DARRIEUS.....	52
3.1. Historia	52
3.2. Explicación del concepto Darrieus.....	54
3.3. Parámetros de funcionamiento.....	55
3.3.1. Relación entre la velocidad periférica y la velocidad de corriente libre ..	55
3.3.2. Número de Reynolds	58
3.3.3. Solidez y número de paletas	59
3.3.4. Número de cavitación.....	61
3.3.5 Selección del perfil hidrodinámico	62
CAPÍTULO IV	63

MODELO ANALÍTICO Y COMPUTACIONAL	63
4.1. Teoría del Disco Actuador o Teoría del Momentum Axial	63
4.2. Teoría del Perfil Rotativo Aislado	68
4.3. Modelo del Doble Disco Múltiples Tubos de Corriente	71
4.4. Código Computacional	77
CAPÍTULO V	80
RESULTADOS Y ANÁLISIS	80
5.1. Validación del código basado en el Modelo de Doble Discos Múltiples Tubos de Corrientes.....	80
5.2. Obtención de curvas características de perfiles asimétricos por el Método de Extensión de Curvas de Arrastre y Sustentación.....	82
5.3. Resultados obtenidos utilizando el perfil asimétrico FX 63-137.....	87
CAPÍTULO VI	93
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	93
1.1. Conclusiones	93
6.2. Recomendaciones.....	94
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	95
REFERENCIAS ELECTRONICAS.....	98

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1: Clasificación de las turbinas hidrocínéticas (Khan <i>et al.</i> , 2009).....	3
Figura 1-2: Turbinas de Flujo Axial. (Hydrovolts, s.f.).....	4
Figura 1-3: Turbinas de Flujo Cruzado (Hydrovolts, s.f.)	5
Figura 1-4: Formas de difusores (vistas tope y lateral) (Khan <i>et al.</i> , 2009)	7
Figura 1-5: Formación de las mareas	8
Figura 1-6: Primera Turbina de corriente de marea fabricada por la empresa <i>IT Power</i> (Fraenkel, 2010).....	11
Figura 1-7: Turbina Kobold (Aquatera, s.f.)	12
Figura 1-8: Proyecto Seaflo (Marine Current Turbines, s.f.)	13
Figura 1-9: Instalación de Turbina Kvalsundet (Tidal energy, s.f.)	14
Figura 1-10: Turbinas del parque submarino RITE antes de ser instaladas (The Rite Project, s.f.)	15
Figura 1-11: Primera turbina hidrocínética comercial instaladas en los Estados Unidos (Erenovables, 2008).....	15
Figura 1-12: Turbinas Garman (Maloka, 2012)	16
Figura 1-13: Modelos instalados de turbinas desarrolladas por la UNB para los experimentos de campo (Tiago F, 2003).....	18
Figura 1-14: Turbina tipo Gorlov utilizada en el río Amazonas en Brasil (Anderson S. , 2009)	18
Figura 1-15: Metodología del Proyecto	23
Figura 2-1: Parámetros geométricos del perfil aerodinámico (Wikipedia, Perfil Alar)	26
Figura 2-2: Representación de la presión y el esfuerzo cortante sobre una superficie de sustentación (Anderson J. , 2001)	28
Figura 2-3: Fuerzas actuantes sobre un perfil (Ramirez, s.f.)	29
Figura 2-4: Curvas características para un perfil simétrico.....	30
Figura 2-5: Capa Viscosa	31
Figura 2-6: Tipos de capa viscosas en placas curvas	32

Figura 2-7: Gradientes de presión favorables y desfavorables dentro de la capa límite	32
Figura 2-8: Separación de la “capa límite”	33
Figura 2-9 : Variación de CL con α para perfiles gruesos (g), medios (m) y delgados (d) (Meseguer <i>et al.</i> , 2004).....	35
Figura 2-10: Perfil NACA 0012 C_L vs α para $Re: 360.000$	39
Figura 2-11: Perfil NACA 0012 C_D vs α para $Re=360.000$	40
Figura 2-12: Comparación entre la función de flujo potencial $t(\alpha)$ y los datos experimentales del perfil NACA 0012	41
Figura 2-13: Interpolación entre la función de flujo potencial $t(\alpha)$ y la función de placa plana $s(\alpha)$	43
Figura 2-14: Comparación de CL entre los datos experimentales y los generados para el perfil NACA 0012 para $Re=360.000$	45
Figura 2-15: Comparación entre los datos experimentales y los generados de C_D para el perfil NACA 0012 para $Re=360.000$	47
Figura 2-16: Perfil E387 (UIUC, 2013).....	49
Figura 2-17: Perfil FX 63-137 (UIUC, 2013)	49
Figura 2-18: Perfil SD2030 (UIUC, 2013).....	50
Figura 2-19: Perfil SG6040 (UIUC, 2013).....	50
Figura 2-20: Perfil S8036 (UIUC, 2013)	51
Figura 3-1: Patente del rotor Darrieus (heiner-doerner-windenergie, s.f.)	52
Figura 3-2: Turbinas Darrieus construida por laboratorios SANDIA (Johnson, 2001)	53
Figura 3-3: Paleta de 17 m de una turbina Darrieus durante su proceso de fabricación (Johnson, 2001)	53
Figura 3-4: Turbina Darrieus Eole.....	54
Figura 3-5: Variación Cíclica de α con θ (Kirke, 1998)	56
Figura 3-6: Curva típica C_M vs λ (Kirke, 1998)	57
Figura 3-7: Desempeño característico del rotor Darrieus (Sansone, 2007)	58

Figura 3-8: Influencia del número de Reynolds sobre un rotor de prueba Sandía de 2 metros de largo. (Claessens, 2006)	59
Figura 3-9: Efecto de la solidez para una turbina de eje vertical (Kirke, 1998).....	61
Figura 4-1: Teoría del Disco Actuador	64
Figura 4-2: C_p . Vs a	68
Figura 4-3: Teoría Elemento de Paleta Rotativa	69
Figura 4-4: Esquema para el modelo de simple disco y múltiple tubos de corriente	71
Figura 4-5: Esquema para el modelo de simple disco y múltiple tubos de corriente	72
Figura 4-6: Limitación de la Teoría de Momentum (Pawsey, 2002).....	77
Figura 4-7: Diagrama de flujo para hallar C_p	79
Figura 5-1: Distribución de la fuerza tangencial para una paleta con perfil NACA 0015 (Sansone, 2007).....	81
Figura 5-2: Distribución de la fuerza normal para una paleta con perfil NACA 0015(Sansone, 2007).....	81
Figura 5-3: Coeficiente de Sustentación C_L para distintos perfiles $Re=80.000$	83
Figura 5-4: Coeficiente de Arrastre C_D para distintos perfiles $Re=80.000$	83
Figura 5-5: Coeficiente de Sustentación C_L para distintos perfiles $Re=380.000$	84
Figura 5-6: Coeficiente de Arrastre C_D para distintos perfiles $Re=380.000$	84
Figura 5-7: Coeficiente de Sustentación C_L para distintos perfiles $Re=680.000$	85
Figura 5-8: Coeficiente de Arrastre C_D para distintos perfiles $Re=680.000$	85
Figura 5-9: Coeficiente de Sustentación C_L para distintos perfiles $Re=980.000$	86
Figura 5-10: Coeficiente de Arrastre C_D para distintos perfiles $Re=980.000$	86
Figura 5-11: Variación C_T con el Ángulo Azimutal, θ	88
Figura 5-12: Variación C_N con el Ángulo Azimutal, θ	88
Figura 5-13: Variación α con el Ángulo Azimutal, θ	89
Figura 5-14: Variación del factor de inducción, a , con el Ángulo Azimutal, θ	89
Figura 5-16: Variación de C_T con el Ángulo Azimutal para una turbina Darrieus con 3 paletas y perfil NACA 0030 (Sansone, 2007)	90
Figura 5-17: Variación de C_M con el Ángulo Azimutal para una turbina Darrieus con 3 paletas y perfil NACA 0030 (Sansone, 2007).....	91

LISTA DE NOMENCLATURA Y SÍMBOLOS

a : factor de inducción

A' : área en la sección de flujo en la propela

A_P : área de plataforma del perfil

b : envergadura del perfil

C_D : coeficiente de fuerza de arrastre

C_{Femp} : coeficiente de fuerza de empuje

C_L : coeficiente de fuerza de sustentación

C_M : coeficiente de momento aerodinámico

C_N : coeficiente de fuerza normal

C_T : coeficiente de fuerza tangencial

C_P : coeficiente de potencia

c_∞ : velocidad del fluido corriente libre no perturbada por el rotor

c'_∞ : velocidad del fluido corriente arriba

c''_∞ : velocidad del fluido zona de equilibrio del rotor

c'''_∞ : velocidad del fluido corriente abajo

D : fuerza de arrastre

F_{empi} : fuerza de empuje instantáneo

$\overline{F_{empt}}$: fuerza de empuje total

g : aceleración de gravedad

i : número de iteraciones

L : fuerza de sustentación

l : cuerda del perfil

M : momento aerodinámico

N : número de paletas de la turbina
 n_{tc} : número de tubos de corrientes
 P : potencia entregada por el rotor
 r : radio del perfil
 Re : número de Reynolds
 Re_t : número de Reynolds periférico
 Re_b : número de Reynolds de la paleta
 s : solidez de la turbina
 $s(\alpha)$: función de pérdida de sustentación en placa plana
 t_{maz} : espesor máximo del perfil
 $t(\alpha)$: función de flujo potencial
 w : velocidad relativa
 α : ángulo de ataque
 α_{ss} : ángulo de ataque donde C_L es máximo
 ϵ : espesor relativo del perfil
 λ : relación entre velocidad periférica y la velocidad de corriente libre
 θ : posición azimutal de la paleta durante la rotación
 ν : viscosidad cinemática del fluido
 ρ : densidad del fluido
 Ω : velocidad angular

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

Las fuentes de energías renovables han constituido una parte importante de la energía utilizada por los humanos desde tiempos remotos, especialmente la solar, la eólica y la hidráulica. La navegación a vela, los molinos de viento o de agua y las disposiciones constructivas de los edificios para aprovechar la energía del sol, son buenos ejemplos de ello (Wikipedia, Energía renovable). Sin embargo, el gran impulso de las energías renovables se originó a raíz de la crisis energética mundial del año 1973. El embargo derivado de la guerra árabe-israelí provocó un aumento drástico en los precios del petróleo que para ese momento era el combustible más usado en las plantas de generación (Breeze, 2005). Varios países se vieron entonces obligados a buscar nuevas maneras de generar electricidad. Comenzó así el gran interés por las energías renovables con el objetivo principal de disponer de fuentes de energías seguras en contraposición a las que utilizaban combustibles fósiles, siempre sujetas a perturbaciones geopolíticas. Desde entonces se ha continuado la investigación y el desarrollo de una gran variedad de tecnologías no sólo siguiendo motivaciones de carácter económico, sino además con el propósito de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero provenientes de la industria de generación y para satisfacer las necesidades de abastecimiento de electricidad en zonas remotas (Hydrovolts, s.f.). Un tipo de tecnología emergente que está siendo reconocida como una solución única y viable es el proceso de conversión de la energía hidrocínética, que frecuentemente cae dentro de las categorías de energía oceánica y energía hidroeléctrica.

1.1. Energía Hidrocinética

La generación hidrocinética consiste en aprovechar la energía dada por la velocidad de una corriente de agua para producir electricidad (EERE, 2013). A diferencia de las tradicionales plantas hidroeléctricas en donde se aprovecha la energía potencial del agua almacenada para lo que se requiere la construcción de represas, la energía hidrocinética no necesita grandes infraestructuras ni obras civiles, implicando bajos costos de inversión, operación y mantenimiento. Adicionalmente tiene un impacto mínimo sobre el medio ambiente.

1.1.1. Conversión de energía hidrocinética

Una serie de conceptos han sido desarrollados para la conversión de energía de las corrientes de agua, siendo consideradas las turbinas hidrocinéticas¹ como primera opción para dicha conversión (Khan *et al*, 2009). Análogas a las utilizadas para aplicaciones eólicas pero sumergidas en el agua, las turbinas hidrocinéticas tienen los mismos elementos constitutivos básicos: un rotor, una caja de velocidades y un generador.

La energía cinética de la corriente del agua pasando a través de las paletas provoca la rotación de la turbina. La caja de velocidades o caja multiplicadora es usada para convertir la rapidez rotacional del rotor en una salida de velocidad deseada para el generador, con el propósito de producir electricidad.

¹La denominación “turbinas hidrocinéticas” es intercambiable con los términos: turbinas de corrientes de agua, turbinas de ríos, turbinas de corrientes de ríos, turbinas de corrientes de mareas o turbinas de flujo libre. Se adoptado el término “hidrocinético” para incluir un espectro más amplio de las turbinas usadas para la conversión de energía hidrocinética, bien sean de corrientes de mareas o corrientes de ríos

1.1.2. Configuraciones de Rotores

Considerando la dirección del flujo respecto al plano que contiene el eje de rotación, las turbinas hidrocínéticas pueden ser de dos tipos: flujo axial y flujo cruzado.

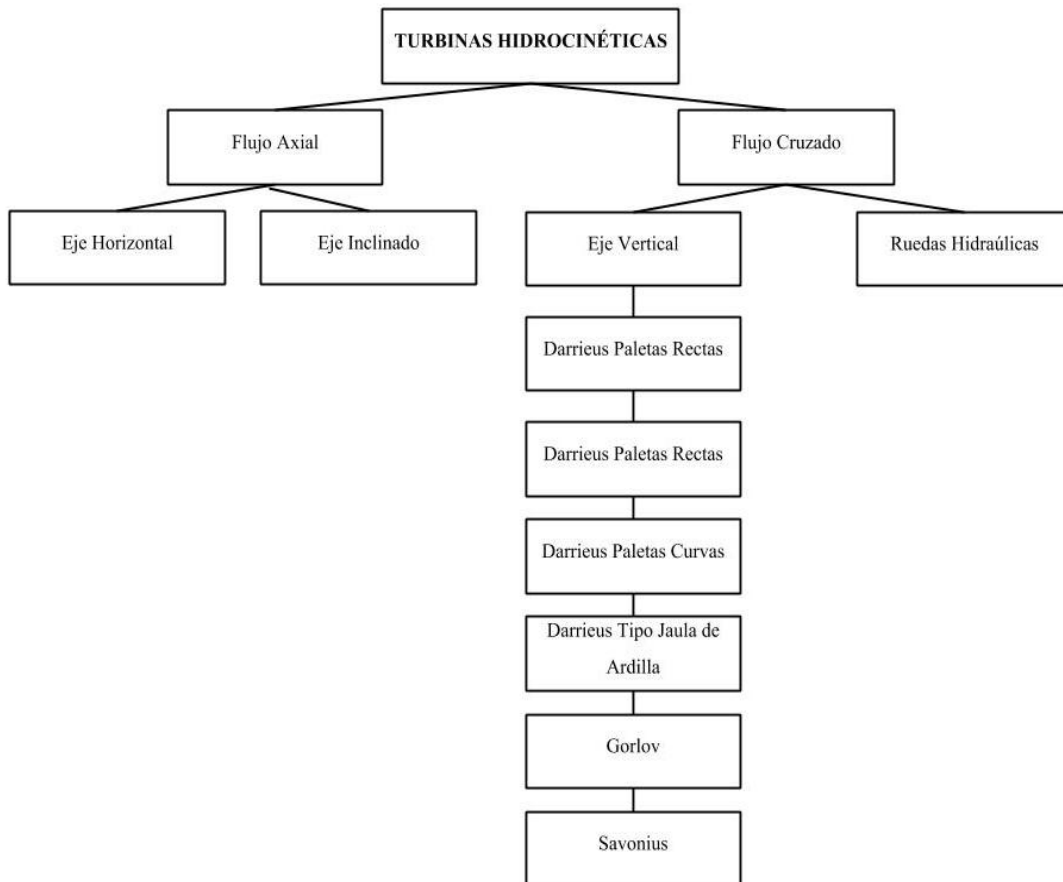


Figura 1-1: Clasificación de las turbinas hidrocínéticas (Khan *et al.*, 2009)

Las turbinas de flujo axial tienen su eje de rotación paralelo a la dirección del flujo y emplean rotores tipo propela. Las turbinas de eje horizontal, usadas especialmente en los sistemas de aprovechamiento de corrientes de mareas, son muy similares desde el punto de vista de diseño y concepto a sus contrapartes eólicas.

Pueden utilizar estructuras para su anclaje requiriendo que el generador esté sumergido (véase Figura 1.2.b). También pueden utilizar mecanismos de flotación que permiten ubicar el generador por encima de la superficie del agua, Figura 1.2.d). Por su parte, las turbinas de eje inclinado, Figura 1.2.a) han sido puestas a prueba en numerosos estudios utilizando corrientes de ríos para la electrificación de zonas remotas (Khan *et al.*, 2008).

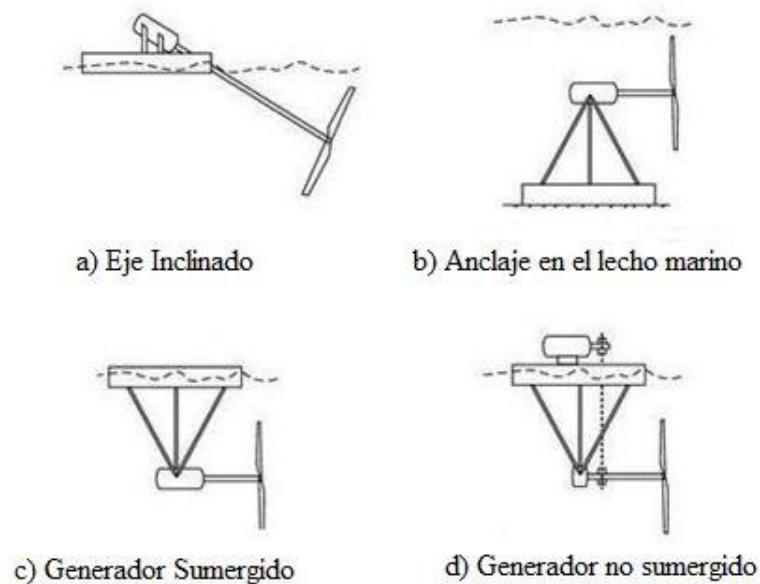


Figura 1-2: Turbinas de Flujo Axial (Hydrovolts, s.f.)

Las turbinas de flujo cruzado tiene su eje de rotación ortogonal al flujo y se caracterizan por rotar en un sólo sentido independientemente de la dirección del flujo. Dentro de las turbinas de eje vertical, las turbinas Darrieus con tres paletas rectas como las que se muestran en la Figura 1.3.b) y en la Figura 1.3.c) son las más utilizadas, las Darrieus con paletas curvas como la ilustrada en la Figura 1.3.d) son prácticamente inexistentes para su funcionamiento en agua. Las Gorlov, patentadas en el 2001, son un concepto derivado de los rotores Darrieus pero diferenciándose por la forma helicoidal de sus paletas que generan una variación en el torque mucho más suave. Las Savonius, en cambio, son dispositivos de arrastre caracterizados por

generar altos valores en el torque para bajas velocidades rotacionales y sus paletas pueden ser rectas o curvas.

Otro tipo de turbinas de flujo cruzado son las llamadas ruedas flotantes que se caracterizan por tener su eje paralelo a la superficie del agua pero ortogonal al flujo. Son dispositivos de arrastre, mucho menos eficientes y que necesitan mayor cantidad de material en comparación con las turbinas de eje vertical (Sørnes, 2010).

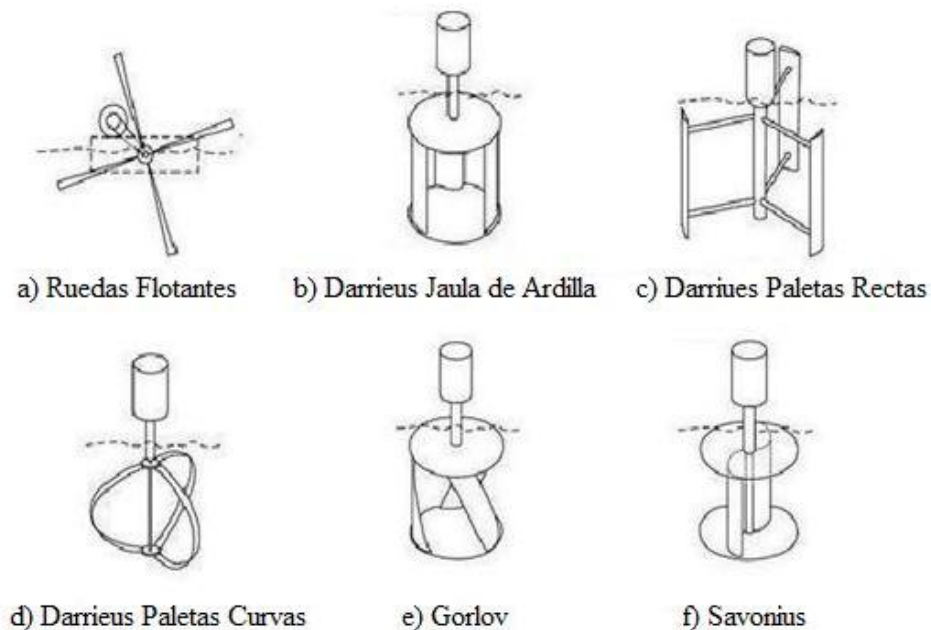


Figura 1-3: Turbinas de Flujo Cruzado (Hydrovolts, s.f.)

1.1.3. Ventajas e inconvenientes de las turbinas de eje vertical

Las turbinas de eje vertical presentan las siguientes características favorables (Khan *et al.*, 2009):

- a) Simplicidad en el diseño: Las turbinas Darrieus con paletas rectas hacen que el diseño sea potencialmente más simple y económico. Las turbinas de eje horizontal utilizan paletas curvas que requieren de procesos de maquinado y manufactura mucho más delicados, lo que se traduce en un costo de fabricación más elevado

- b) Equipos de flotación y ductos: Se pueden utilizar ductos curvos o rectos en las turbinas Darrieus por su forma cilíndrica, que además pueden ser usados para el amarre y la flotación de la misma. Para turbinas de flujo axial los ductos, generalmente de forma angular no pueden ser utilizados para la flotación.
- c) Acoplamiento del generador: En las turbinas de eje vertical se puede acoplar la caja de velocidades, el generador y todo el equipo eléctrico en un extremo del eje permitiendo ser ubicados por encima de la superficie del agua, facilitando el mantenimiento y la reparación. En las turbinas de eje horizontal generalmente el generador está sumergido, por lo que requieren equipamiento especial cuyo costo es más elevado.
- d) Manejo del Perfil de Velocidades: Si la turbina opera en canales poco profundos la parte superior se expone a mayores velocidades del flujo con respecto a la parte inferior. Las turbinas de eje vertical, pueden adaptarse mejor bajo estas condiciones de operación.

Entre las desventajas asociadas a las turbinas de eje vertical destacan:

- a) Un desempeño pobre en la fase de arranque de la máquina
- b) Fluctuación del torque significativa que a la larga lleva a problemas de vibraciones y fatiga.
- c) Pueden requerir de mecanismos externos para autoarrancar, bien sean del tipo eléctrico, mecánicos o electromecánicos.

1.1.4. Utilización de Ductos

El objetivo de la utilización de un canal para este tipo de turbinas consiste en aumentar la carga de velocidad dirigida hacia la máquina. En Figura 1-4 se muestran algunas de las formas de los canales utilizados, tanto para turbinas axiales como verticales. El lector interesado podrá disponer de mayor información en las siguientes referencias (Hydrovolts, s.f.), (Khan *et al.*, 2009), (Sørnes, 2010).

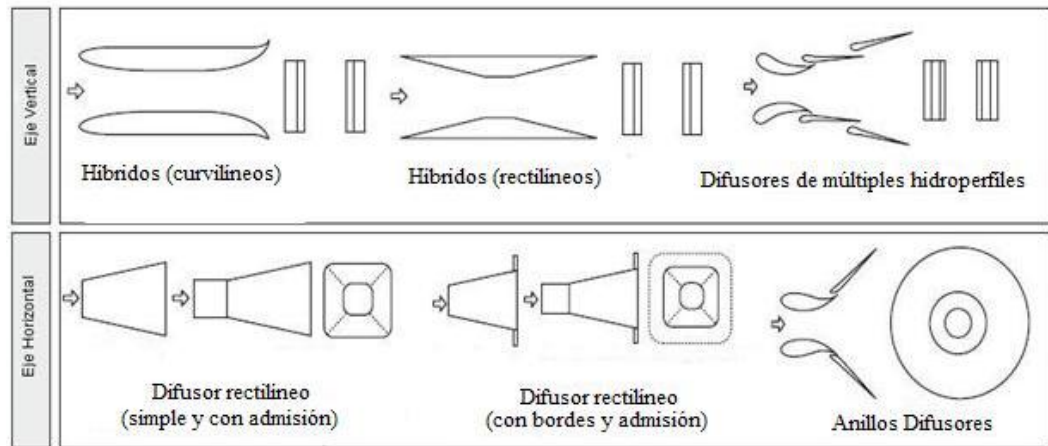


Figura 1-4: Formas de difusores (vistas tope y lateral) (Khan *et al.*, 2009)

1.1.5. Generación de electricidad por corrientes de mareas.

El movimiento del agua en los océanos es la base para la extracción de energía del mar y una de sus principales causas es el fenómeno de las mareas. Se le llama marea al ascenso y descenso periódico de todas las aguas oceánicas, incluyendo las del mar abierto, los golfos y las bahías. Estos movimientos se deben a la atracción gravitatoria de la Luna y el Sol sobre la Tierra y el efecto centrífugo del sistema de giro Tierra-Luna (Cognetti, 2001). Por encontrarse la Luna más cerca de la Tierra la fuerza de atracción es 2,2 veces mayor que la ejercida por el Sol, como consecuencia, su efecto en las mareas es el más significativo (O'Rourke *et al.*, 2010). En la Figura 1-5 se ilustran los efectos diametralmente opuestos que ocurren en los océanos debido a la atracción gravitatoria y el efecto centrífugo.

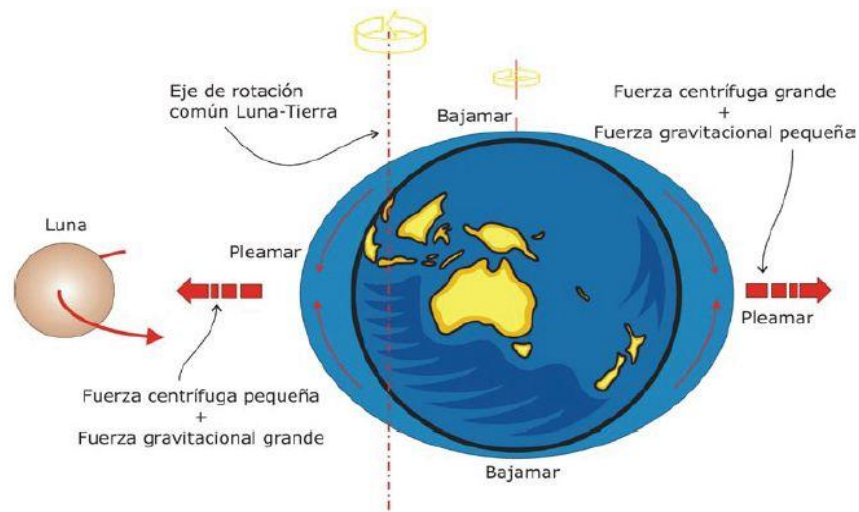


Figura 1-5: Formación de las mareas

La variación del nivel del mar a causa de las mareas produce el desplazamiento horizontal y periódico de grandes masas de agua denominadas corrientes de mareas. Estas corrientes son particularmente evidentes en estrechos, canales o estuarios y poseen un carácter sinusoidal en su dirección y velocidad al pasar del flujo al refluo. Las velocidades mínimas que deben tener para ser consideradas como recurso explotable son alrededor de 1,5 m/s (Breeze, 2005). Las turbinas para esta aplicación deben trabajar con flujos bidireccionales y actualmente están siendo diseñadas con capacidad de generar potencias cercanas a 5 MW (Hydrovolts, s.f.).

La periodicidad de este tipo de corrientes es su principal característica y coloca a este recurso en posición de ventaja frente a otras fuentes energías renovables como la solar, la eólica o la del oleaje, ya que al ser predecible permite proyectar a largo plazo la disponibilidad eléctrica. Asimismo se presentan inconvenientes que van desde dificultades para fijar las turbinas o anclarlas al fondo marino, a problemas con lo referente a la transmisión de la electricidad generada hasta los centros de demanda (González, 2009).

Los principales emplazamientos con potencial para el aprovechamiento de las corrientes de mareas son (Miguélez, 2010) :

- Pentland Firth, entre las Ocasas y el Norte de Escocia
- Islas del Canal (Islas Anglonormandas), Reino Unido.
- Estrecho de Cook, Nueva Zelanda.
- Estrecho del Bósforo, Turquía.
- Estrecho de Magallanes, Chile
- Estrecho de Gibraltar, entre España y Marruecos.
- Estrecho de Bass y Estrecho de Torres, Australia.
- Estrecho de Malanca, entre Indonesia y Singapur.
- Bahía de Fundy e Isla de Vancouver, Canadá
- Río del Este (Nueva York), Río Piscataqua (New Hampshire) y Bahía de San Francisco, EE.UU.

1.1.6. Generación de electricidad por corrientes de ríos.

Los ríos han jugado un papel importante en la formación y asentamiento de las civilizaciones a lo largo de la historia, proporcionando a las áreas próximas, agua potable, alimentos y transporte. Como lo señala Khan *et al.* (2008) una breve mirada al mapa mundial, pone en manifiesto una correlación interesante que existe entre la población, la necesidad de distribución de electricidad, la pobreza y la ubicación de los ríos en lugares del sur de Asia, África Central y América del Sur. Muchos de los países en vías de desarrollo poseen ríos que transportan una cantidad significativa de agua durante el año. Un análisis cuantitativo detallado del río como fuente de energía revela su importancia socioeconómica tomando en cuenta que cerca de 1.2 mil millones de personas, alrededor de un quinto de la población mundial no tienen acceso a la electricidad, y que de ese grupo 8 de cada 10 personas viven en zonas rurales (Outlook, 2011). Un mecanismo de bajo costo, como lo son las mini centrales que aprovechan la energía de los ríos, pueden mejorar el contexto energético en las zonas rurales. Se puede obtener un aprovechamiento energético de

amplios intervalos de cursos fluviales en los que por diversas razones no se deba o no se pueda embalsar el agua, como por ejemplo (Cuenca, s.f.) :

- Cauces demasiado planos en los que sería difícil obtener un salto importante y que de ser embalsados anegarían extensas zonas de sus riberas.
- Ausencia de un emplazamiento adecuado para ubicar la represa a causa de terrenos con una sismología, geología o morfología adversas, o dificultades para construir la cimentación.
- Inviabilidad económica.
- Impacto social.
- Impacto en la navegación.
- Impacto ecológico.

En este tipo de generación la potencia entregada por unidad es típicamente mayor a 2 kW para velocidades de corrientes de 0,6 a 1,2 m/s, siendo ideal para el bombeo de agua, irrigación, iluminación, calefacción y otras áreas de usos potenciales. Las turbinas hidrocínicas no requieren de un mecanismo de viraje, pueden ser instaladas en cualquier emplazamiento con velocidades de corrientes mayores a los 0,5 m/s y tienen un impacto ambiental mínimo porque no suponen un obstáculo para la navegación ni para el movimiento de las especies migratorias (Sørnes, 2010). Además de ser compactas, se caracterizan por ser modulares, es decir, pueden ser instaladas de forma que en conjunto generan una potencia considerable.

La elección del emplazamiento donde serán ubicadas las turbinas representa un inconveniente en la mayoría de casos. La información actual disponible de los ríos a nivel mundial es insuficiente para desarrollar estas tecnologías. Se requiere de una investigación de las propiedades temporales y espaciales del río, de su morfología, vida acuática, transporte, navegación, entre otros aspectos.

La generación de electricidad por corrientes de ríos se encuentra todavía en etapas tempranas de desarrollo. La mayoría de los trabajos de investigación y desarrollo se orientan al diseño mecánico de turbinas y ductos, encontrándose muy pocos resultados sobre la efectividad de los sistemas en su totalidad.

1.1.7. Antecedentes de aprovechamientos hidrocinéticos.

En Europa los esfuerzos se dirigen a la utilización de la energía que poseen las mareas. La razón de esta tendencia radica en el gran potencial que posee los mares de Europa, en especial las islas británicas. El primer intento que se llevó a cabo para probar la viabilidad económica de este tipo de generación fue a principios de la década de 1990 por la empresa *IT Power* en las aguas de Loch Linnhe, Escocia. Durante el período 1994-1995 se empleó una turbina de 3,5 m de diámetro y 15 kW de potencia nominal.



Figura 1-6: Primera Turbina de corriente de marea fabricada por la empresa *IT Power* (Fraenkel, 2010)

Los siguientes años se dedicaron al estudio, definición y desarrollo de un número de proyectos. Para finales del año 2000 se ejecutó el proyecto Enemar que consistía en una turbina de flujo cruzado de eje vertical y 6 m de diámetro llamada Kobold. Esta turbina se probó en las aguas del estrecho de Mesina, entre Sicilia y la Italia peninsular, alcanzando una potencia de 50 kW en una corriente de 2,4 m/s (Miguélez, 2010).



Figura 1-7: Turbina Kobold (Aquatera, s.f.)

En el 2003 en el canal de Bristol, entre Inglaterra y el Canal de la Mancha, se puso a prueba un rotor de eje horizontal de 11 m de diámetro, con una potencia nominal de 300 kW, montado sobre una columna sujeta al fondo marino a unos 20 m de profundidad y con corrientes de 2,4 m/s. Este proyecto llamado Seaflow tuvo muy buenos resultados, lo que dio pie al desarrollo de un modelo comercial de mayor tamaño: el prototipo SeaGen que consta de 2 rotores de 16 m de diámetro y una potencia nominal total de 1,2 MW con un funcionamiento previsto entre dieciocho y veinte horas diarias, suficientes para abastecer a viviendas medias. Ante los buenos resultados obtenidos se espera que para finales del año 2013 estén funcionando siete turbinas de 1,5 MW a 25 m de profundidad en la costa de Gales (Miguélez, 2010) (Marine Current Turbines, s.f.).



Figura 1-8: Proyecto Seaflow (Marine Current Turbines, s.f.)

A finales del 2003 la compañía noruega *Hammerfest Strom AS* puso en funcionamiento una turbina de eje horizontal de 300 kW conectada a la red nacional de electricidad. Localizada en el estrecho de *Kvalsundet* en Noruega, la turbina está montada sobre un trípode y fue sumergida a una profundidad de 50 m con velocidades de corrientes promedio de 1,8 m/s. El rotor es de tres paletas y tiene un diámetro de 20 m. Sin fecha definida, se prevé la instalación de 20 unidades con rotores de 30 m de diámetro y 500 kW de potencia unitaria en el mismo emplazamiento (Hammerfest Strom AS Kvalsundet, s.f.) (Kvalsund EIA, s.f.).



Figura 1-9: Instalación de Turbina Kvalsundet (Tidal energy, s.f.)

En diciembre del 2006 en el Río del Este (*East River*) se instala en Nueva York la primera de seis turbinas de eje horizontal de 5 m de diámetro y 35 kW de potencia. El conjunto, llamado RITE por sus siglas en inglés (*Roosevelt Island Tidal Energy*), constituyó el primer parque submarino del mundo en el mes de mayo de 2007. *Verdant Power*, empresa encargada del proyecto se encuentra actualmente en la fase dos del mismo, en la cual se prevé ampliar la capacidad instalada hasta unos 10 MW, electricidad suficiente para abastecer unas 8.000 viviendas (*The Rite Project*, s.f.).

En enero del 2009 se instala en Estados Unidos la primera turbina comercial en las aguas del río Mississippi, cerca de Hasting, Minnesota. La turbina desarrollada por la empresa *Hydro Green Energy*, tiene una potencia de 100 kW y fue instalada en la cercanía de una central hidroeléctrica preexistente. Se espera la instalación de una segunda de 125 kW (Erenovables, 2008).



Figura 1-10: Turbinas del parque submarino RITE antes de ser instaladas (The Rite Project, s.f.)



Figura 1-11: Primera turbina hidrocínética comercial instaladas en los Estados Unidos (Erenovables, 2008)

La información sobre los aspectos técnicos y resultados de pruebas realizadas a turbinas hidrocínéticas de ríos es muy escasa y poco detallada si es comparada con la de los proyectos de generación por corrientes de mareas. Los primeros intentos en ríos comenzaron en los años 80 y estuvo a cargo compañía *Thropton Energy Services* y del Grupo de Desarrollo de Tecnologías Intermedias, ITDG (*Intermediate Technology Development Group*). El prototipo inicial puesto a prueba consistía en

una turbina vertical Darrieus de 4m de diámetro ubicada en el Sur de Sudán, con la cual se obtuvo resultados satisfactorios (Khan *et al*, 2008) (Maloka, 2012). Como consecuencia de falta de fondos para su financiación, el ITDG discontinuó la investigación. Peter Garman, que era el ingeniero encargado del proyecto, continuó los trabajos por su cuenta entre los años 1988-1993 desarrollando una turbina axial con el eje inclinado aproximadamente unos 30° que fue utilizada para el bombeo de agua. Luego de muchas mejoras y pruebas, estos equipos son una de las experiencias más destacable en el campo de generación con corrientes de ríos. Las turbinas Garman son fabricadas y comercializadas en países como Sudán, Egipto y Somalia. Además, se han instalado prototipos en países latinoamericanos como Perú, Colombia y Ecuador en proyectos desarrollados por el ITDG para el desarrollo de comunidades indígenas. Estos equipos se caracterizan por operar con velocidades de río entre 0,6 y 1,5 m/s pudiendo irrigar hasta 12 hectáreas de vegetales en 14 horas de trabajo diario. La máxima altura de bombeo es de 25 m.



Figura 1-12: Turbinas Garman (Maloka, 2012)

En el ámbito regional, sobresalen los numerosos proyectos que Brasil ha desarrollado en los cuales se aprovecha los cauces naturales del gran número que posee su territorio. En general, las potencias de los dispositivos brasileiros están en el

orden de 1-2 kW de potencia instalada y son diseñados con el objetivo de abastecer de energía a poblaciones rurales (Van Els *et al.*, 2003) (Tiago F, 2003)

Una de las experiencias más exitosas en este país fue llevada a cabo por el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Brasilia, UNB, quienes desde 1991 han desarrollado diferentes prototipos de turbinas axiales y de flujo cruzado. Este grupo de investigación diseñó y puso en operación en 1996 una turbina hidrocínética de flujo axial que hasta el presente está funcionando atendiendo una posta médica en el interior del Estado de Bahía. La máquina tiene un propulsor de 80 cm de diámetro y 6 paletas. Además posee un estator en la entrada que dirige el flujo de agua hacia un tubo de succión a la salida y conos en el centro de la máquina para minimizar la generación de turbulencia en la corriente de agua. El sistema produce energía eléctrica estable en 220 W de corriente alterna, suministrando típicamente 2 kW de potencia eléctrica dependiendo de las características del río, normalmente con una velocidad de corriente de 2 m/s. La tecnología desarrollada ha probado ser robusta y adecuada para las condiciones extremas, condiciones que son características en áreas remotas, funcionando ininterrumpidamente por varios años con un mínimo de mantenimiento (Tiago F, 2003).

En el año 2006 se inicia un proyecto a cargo de una organización no gubernamental llamada IPAM (*Instituto de Pesquisa Ambiental da Amazônia*). El prototipo de turbina Gorlov fue construido y posteriormente operado por los mismos residentes de la zona, obteniéndose resultados satisfactorios (Sørnes, 2010) (Anderson S. , 2009). La organización sostiene que esta tecnología es confiable y se espera la construcción de cientos de estaciones de esta naturaleza a lo largo del Amazonas y de la costa del Atlántico. El proyecto se encuentra todavía en fase piloto, no ha sido actualizado un reporte detallado sobre sus características y resultados.



Figura 1-13: Modelos instalados de turbinas desarrolladas por la UNB para los experimentos de campo (Tiago F, 2003)



Figura 1-14: Turbina tipo Gorlov utilizada en el río Amazonas en Brasil (Anderson S. , 2009)

1.2. Planteamiento del Problema

Venezuela cuenta con una capacidad instalada que asciende a los 24.000 MW (MPPEE, 2012) con una electrificación del 95% del país, pero sigue existiendo una necesidad de abastecimiento en zonas rurales y fronterizas de más de 2.400 comunidades. Se trata de 1,2 millones de habitantes, según datos que maneja la Fundación para el Desarrollo del Servicio Eléctrico (FUNDELEC, s.f.). Han sido planteados y ejecutados hasta la fecha una serie de proyectos que contemplan el uso de las energías renovables con la finalidad no sólo de diversificar la matriz energética del país, sino además de ofrecer soluciones de electrificación rural comunitaria. Algunos de estos programas son:

- a) Programa Operativo de Energías Renovables, PODER: diseñado por el Ministerio de Energía y Minas (MEM) durante el gobierno de Rafael Caldera en los años 90, luego incluido en el año 2000 dentro del marco del Plan Bolívar. Este proyecto concebía dotar al 27% de la población rural, un equivalente a 1.000.000 de habitantes que no disponían de servicio eléctrico permanente por no tener acceso al sistema interconectado nacional, SIN (Massabié, 2008). El MEM hizo una preselección de 844 pueblos con más de 100 habitantes. Luego ese número fue reducido a 52 pueblos en ocho municipios rurales en 4 estados (Anzoátegui, Bolívar, Monagas y Sucre). No se tiene mayor información de los avances logrados por este proyecto.
- b) Programa de Energías Renovables, PER: El PODER luego fue reemplazado en 2004 por el PER bajo la supervisión de la División de Energías Alternativas de Ministerio de Energía y Petróleo, MENPET. Este proyecto también aspiraba electrificar a 13 mil comunidades rurales, aisladas y fronterizas del país que no estaban comunicadas al SIN. Se inició la elaboración de un inventario detallado del potencial solar y eólico del país, y de proyectos pilotos de energía eólica en zonas como La Guajira, Paraguaná, Paria y Macanao (Massabié, 2008).
- c) Sembrando Luz: En el año 2005 se lanzó el programa Sembrando Luz, cuyo principal objetivo es la electrificación de comunidades rurales aisladas,

colegios y centros comunales. Este programa es ejecutado por la Fundación para el Desarrollo Eléctrico, FUNDELEC. Desde el 2005 hasta la fecha, se han instalado 3000 paneles fotovoltaicos y han beneficiado a más de 2.500 habitantes de zonas remotas (FUNDELEC, s.f.). Se ha llevado a cabo dentro del Convenio de Colaboración entre Cuba y Venezuela. Para aquellos centros rurales más grandes que necesitan más potencia que la generada por los fotovoltaicos, se han creado los sistemas híbridos, formados por una combinación de equipos eólicos, fotovoltaicos y diésel (FUNDELEC, s.f.) (AVN, 2012).

- d) Misión Revolución Energética, MRE: creada en Noviembre del 2006. Dentro de este marco se comenzó a mediados del 2007 la construcción del Parque Eólico en Paraguaná con una capacidad de 100 MW. A raíz de desacuerdos que se suscitaron la empresa privada encargada del proyecto y CADAFE, el gobierno compró el plan y decidió ejecutarlo en solitario. Hasta la fecha se han instalado los primeros 23 aerogeneradores de un total de 76 que ya están aportando 20 y 26 MW al Sistema Interconectado Nacional, SIN (El Nacional, 2013).

A pesar de que Venezuela es un país avanzado en materia de energía hidroeléctrica y su territorio es drenado por una gran cantidad de ríos, y alrededor de 124 poseen cuencas mayores de 1.000 Km² (Vitalis, 2006), no ha desarrollado proyectos importantes en materia de energía hidrocínética. Siendo esta fuente de energía autónoma, limpia, inagotable e ideal para el abastecimiento de electricidad en zonas aisladas, se podría aprovechar el amplio recurso fluvial para beneficiar a comunidades rurales, donde la densidad poblacional es muy baja y el consumo de energía está confinado a pequeña escala pero que por su ubicación carecen de suministro eléctrico.

El presente estudio de un rotor hidrocínético tipo Darrieus de tres paletas rectas con perfiles asimétricos pretende ser un punto de partida para la investigación y desarrollo de proyectos que en materia de energía hidrocínética conduzca en un futuro la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela .

1.3. Objetivos de la investigación

1.3.1. Objetivo General

Determinar en un rotor de turbina hidrocínética tipo Darrieus de tres paletas rectas, el juego de perfiles asimétricos que produzcan su mejor desempeño para una rotación.

1.3.2. Objetivos Específicos

- a) Seleccionar en la literatura especializada un conjunto de perfiles no simétricos con diferentes espesores.
- b) Obtener los coeficientes hidrodinámicos de cada perfil.
- c) Seleccionar el perfil que posea mejores cualidades de sustentación en condición estática para bajos números de Reynolds.
- d) Estudiar el comportamiento hidrodinámico del perfil elegido en condición dinámica, es decir, evaluando el desempeño durante su rotación. El rendimiento global de la máquina viene expresado en función del coeficiente de potencia.

1.4. Delimitación del Tema

El trabajo se limitará al estudio del comportamiento hidrodinámico del rotor hidrocínético Darrieus de tres paletas rectas, evaluando el desempeño de la máquina para una rotación utilizando un juego de perfiles asimétricos. Se busca elaborar y ejecutar una correcta metodología para el estudio de perfiles asimétricos en este tipo de máquinas utilizando el modelo Doble Disco Múltiple Tubos de Corriente.

1.5. Metodología

Para cumplir con los objetivos planteados, se establece la metodología que se describe a continuación:

El trabajo especial contiene dos pilares fundamentales a ser desarrollados. Uno de ellos es la obtención de los coeficientes hidrodinámicos de un conjunto de perfiles asimétricos, el otro, es la elaboración y manejo de un código computacional que

permita predecir el desempeño del rotor Darrieus de acuerdo al establecimiento de ciertos parámetros de trabajo.

Para obtener la información sobre la forma de cada perfil a estudiar y sus respectivos coeficientes hidrodinámicos de sustentación y arrastre en condición estática, se realiza una investigación profunda en la literatura especializada y se contempla la utilización de herramientas disponibles de análisis de superficies de sustentación como JAVAFOIL y XFLR5. Los coeficientes deben estar especificados para un rango de valores de número de Reynolds y ángulos de ataque característicos de los rotores Darrieus. Debido a la escasez de los datos requeridos para perfiles asimétricos a lo largo del desarrollo del proyecto, se utilizó un método para extender las gráficas de sustentación y arrastre basado en una interpolación entre el comportamiento sin viscosidad con flujo potencial y el comportamiento del perfil como placa plana luego de que se presenta la pérdida de sustentación.

El trabajo comprende también la elaboración de un código computacional para predecir de manera rápida el desempeño del rotor. El código es escrito en lenguaje FORTRAN y está basado en las teorías aerodinámicas de los rotores Darrieus, específicamente la teoría del Doble Disco y Múltiples Tubos de Corriente.

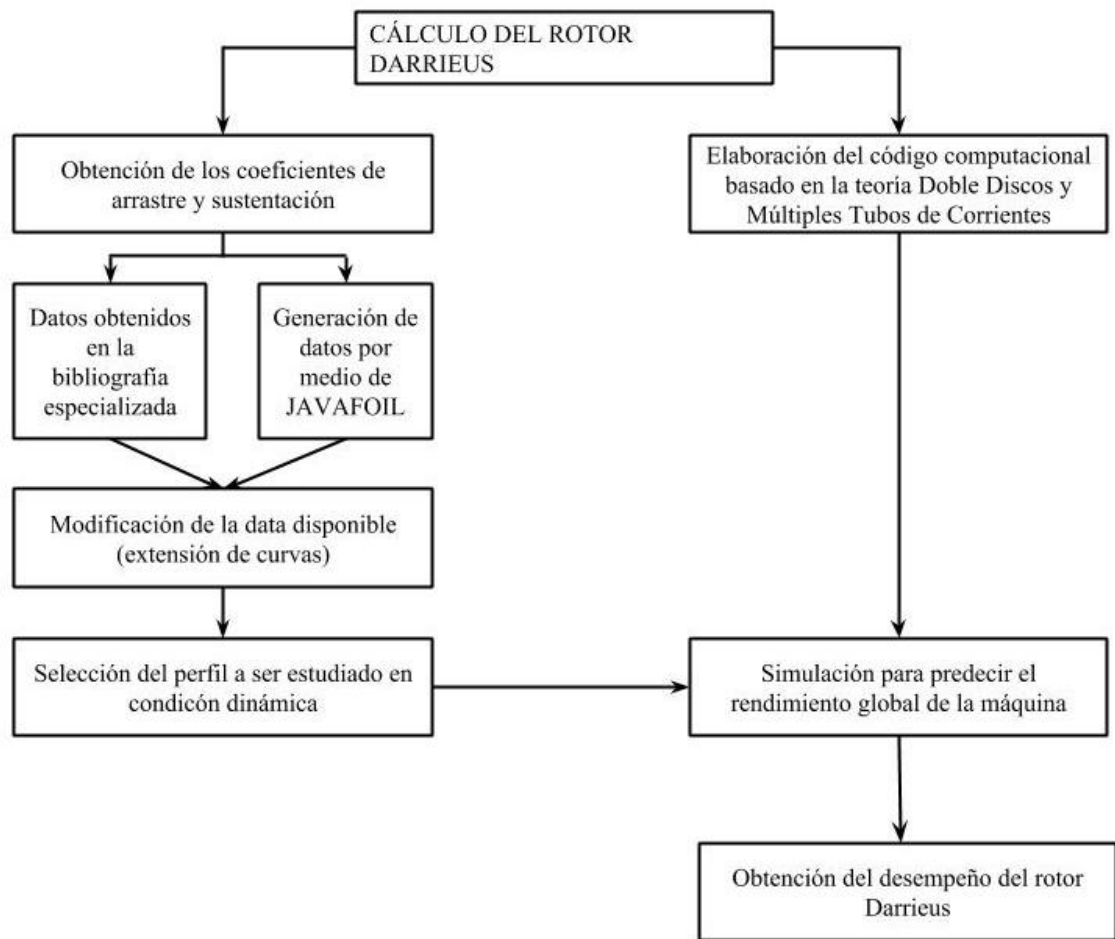


Figura 1-15: Metodología del Proyecto

1.6. Importancia del Tema

La investigación propuesta tiene tanto interés teórico como aplicabilidad práctica. El interés teórico consiste en una mejor comprensión del funcionamiento y las características hidrodinámicas de estas máquinas. El interés práctico de este estudio deriva en la posibilidad de utilizar el código computacional basado en la teoría Doble Disco y Múltiples Tubos de Corriente para obtener una aproximación buena del rendimiento global de la máquina en etapas tempranas de su diseño. Se puede evaluar diferentes configuraciones del rotor y distintas condiciones de trabajo sin invertir

mucho tiempo en la programación y obtener resultados confiables. Esta propiedad del código lo convierte en una herramienta muy versátil, útil y sencilla en su manejo.

El presente estudio permite además definir estrategias y lineamientos que pudieran ser utilizados en el curso de futuros proyectos en el área de energía hidrocínética.

1.7. Estructura

El Capítulo I sirve para contextualizar el trabajo especial. Como es un campo relativamente emergente, se especifica y aclara conceptos relacionados con la energía hidrocínética: antecedentes, áreas de aplicación, estado del arte, entre otros puntos. Se plantea los objetivos que se persiguen con la realización de esta investigación, su estructura general e importancia.

En el Capítulo II es realizado el estudio de los perfiles hidrodinámicos. Se hace un breve recuento de aspectos teóricos básicos como su definición, descripción, clasificación general y principio de funcionamiento. Son mencionados los problemas asociados a la obtención de los coeficientes de sustentación y arrastre que fueron encontrados a lo largo del desarrollo del trabajo. Se describe brevemente los perfiles a ser estudiados y la metodología aplicada para la generación de datos de los coeficientes de sustentación y arrastre para dichos perfiles. Son mostrados y analizados los resultados para cada perfil.

En el Capítulo III se desarrolla el concepto de la turbina Darrieus. Se explica su principio de funcionamiento y la influencia que tiene una serie de los parámetros sobre su desempeño.

En el Capítulo IV se explica en detalle el modelo analítico utilizado para la predicción del rendimiento global de la hidroturbina. Es descrito el código computacional desarrollado en lenguaje Fortran: diagrama de flujo, estructura, requerimientos, limitaciones, datos de entrada y salida.

El Capítulo V está dedicado a la presentación de los resultados obtenidos y su análisis correspondiente, así como las conclusiones y recomendaciones del trabajo.

El Capítulo VI está dedicado a las conclusiones y recomendaciones que se puedan hacer a futuros trabajos en esta línea de investigación.

1.8. Antecedentes

Proyecto de turbina Darrieus con tres paletas rectas y perfiles simétricos por Marchán, M. y Torres, R., realizado en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela en el año 2011. En este trabajo se utilizó un código libre basado en la teoría Simple Múltiple Tubos de Corriente para el estudio hidrodinámico y la evaluación de distintas configuraciones de rotores Darrieus pero utilizando solamente perfiles simétricos. El proyecto tenía como objetivo plantear una posible configuración de una hidroturbina Darrieus para ser construida. (Marchán y Torres, 2011).

CAPÍTULO II

PERFILES

La forma del perfil es importante con el propósito de aprovechar de mejor forma la energía disponible. Cuando la corriente pasa por una superficie portante, las fuerzas generadas debido a la forma del perfil determinan la potencia de giro de la máquina

2.1. Definición y descripción de los perfiles hidrodinámicos

Un perfil es una forma geométrica diseñada para generar fuerza de sustentación como resultado de una corriente que fluye sobre él. Para aplicaciones en donde se trabaja con agua la designación del perfil pasa de ser aerodinámico a ser hidrodinámico.

Terminología empleada en perfiles

En el diseño de paletas es necesario precisar algunos términos:

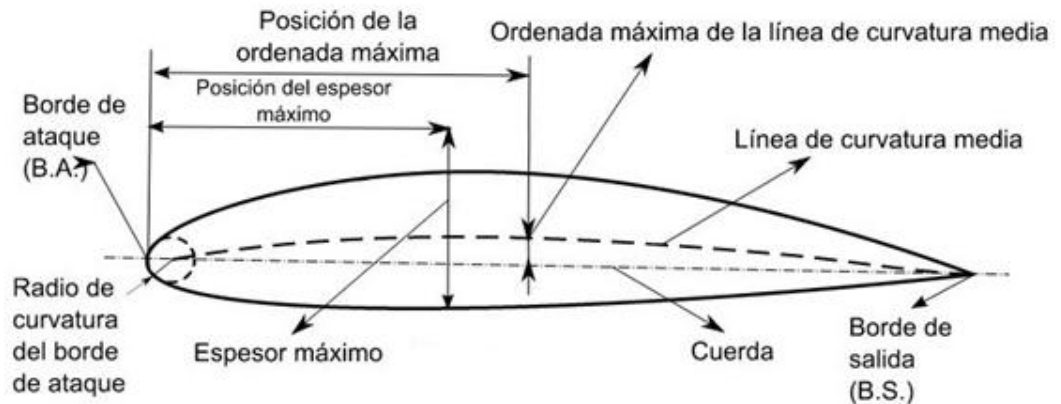


Figura 2-1: Parámetros geométricos del perfil aerodinámico

(Wikipedia, Perfil Alar)

- Borde de entrada o borde de ataque: es la parte delantera del perfil.
- Borde de salida: es la parte posterior del perfil
- Cuerda (l): línea recta que une el borde de ataque con el borde de salida. Es una dimensión característica del perfil.
- Ángulo de ataque (α): ángulo que forma la velocidad de corriente incidente con la cuerda geométrica.
- Alabeo o línea de curvatura media del perfil: es la línea que equidista de la parte superior (dorso) y de la parte inferior (frente) de la paleta. Esta línea fija la curvatura del perfil. Si la línea de curvatura media queda sobre la cuerda geométrica, como en la Figura 2-, se dice que la curvatura es positiva, si es por debajo entonces es negativa, y de doble curvatura si un tramo va por encima y otro por debajo. Cuando el perfil es simétrico, esta línea es recta y coincide con la línea de cuerda.
- Curvatura máxima: es la máxima distancia entre la línea de curvatura media y la cuerda del perfil. Este valor y su posición a lo largo de la cuerda ayudan a definir la forma de la línea de curvatura media. El valor de la ordenada máxima y su posición suelen darse en forma de porcentaje sobre la cuerda.
- Espesor máximo: es la máxima distancia entre el dorso y el frente, medida perpendicularmente a la cuerda. El valor máximo y su posición se expresan en porcentaje de la cuerda. Este valor varía desde un 3% en perfiles muy delgados hasta un 18% en perfiles muy gruesos.
- Radio de curvatura del borde de ataque: radio del círculo tangente a las curvas de frente y dorso y con su centro situado en la línea tangente en el origen a la línea de curvatura media. Su magnitud define la agudeza del borde de ataque y tiene efectos importantes en las características de pérdida. Un radio de curvatura pequeño significa un borde de ataque agudo que puede causar una separación temprana de la capa fluido dinámica cerca del borde de ataque.
- Alargamiento o relación de aspecto (R_A): es la relación entre la envergadura y la cuerda media del perfil.

2.2. Comportamiento de un perfil en un flujo

Las fuerzas aerodinámicas sobre un cuerpo son consecuencia de dos efectos: la distribución de presiones o resistencia de forma, y los esfuerzos cortantes o resistencia de superficie.

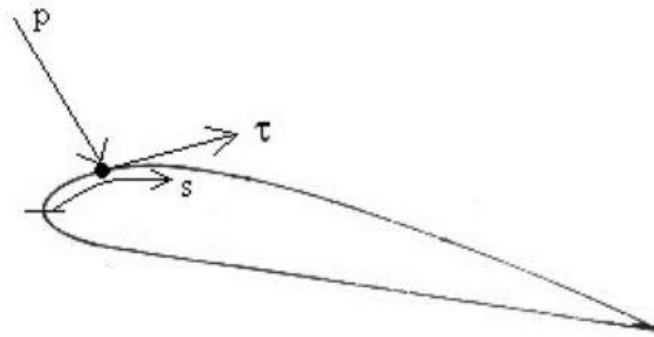


Figura 2-2: Representación de la presión y el esfuerzo cortante sobre una superficie de sustentación (Anderson J. , 2001)

Como se observa en la Figura 2- la presión (p) actúa normal a la superficie y el esfuerzo cortante (τ) tangencialmente. El efecto total de las distribuciones de (p) y (τ) sobre toda la superficie del perfil resulta en una fuerza total, llamada también fuerza resultante, que puede ser dividida en dos componentes. Una de ellas es la fuerza de sustentación, perpendicular al flujo. La otra es la fuerza de arrastre en la dirección del flujo.

Cuando la corriente pasa sobre una superficie portante, el movimiento relativo genera un sistema de fuerzas como el que se muestra en la Figura 2-

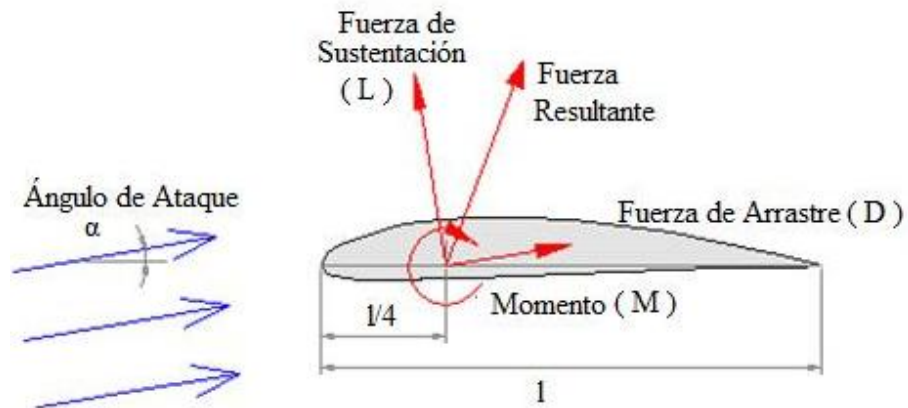


Figura 2-3: Fuerzas actuantes sobre un perfil (Ramirez, s.f.)

En un flujo inviscido, incompresible, la presión y velocidad alrededor del perfil están relacionadas por medio de la ecuación de Bernoulli:

$$p + \frac{1}{2}\rho c_{\infty}^2 = \text{constante} \quad (2-1)$$

p es presión estática, el término; $\frac{1}{2}\rho c_{\infty}^2$ es llamado presión dinámica.

Tomando en consideración una serie de parámetros físicos que están involucrados en la generación de las fuerzas de sustentación, arrastre y del momento aerodinámico, se formulan las siguientes relaciones empíricas:

- Fuerza de Sustentación:

$$L = C_L \left(\frac{1}{2} \rho c_{\infty}^2 \right) A_P \quad (2-2)$$

- Fuerza de Arrastre:

$$D = C_D \left(\frac{1}{2} \rho c_{\infty}^2 \right) A_P \quad (2-3)$$

- Momento Aerodinámico:

$$M = C_M \left(\frac{1}{2} \rho c_\infty^2 \right) l A_P \quad (2-4)$$

A_P es el área de la plataforma del perfil, equivalente al área proyectada cuando la paleta se ve desde arriba o desde abajo.

$$A_P = lb \quad (2-5)$$

l representa cuerda del perfil y la envergadura b .

Los respectivos coeficientes C_L , C_D y C_M representan las características del desempeño de un perfil en particular. Estos valores dependen de la forma del perfil y de otras propiedades asociadas con el flujo, como el ángulo de ataque y el número de Reynolds. Con mucha frecuencia se presentan en forma gráfica² como se muestra en la Figura 2-.

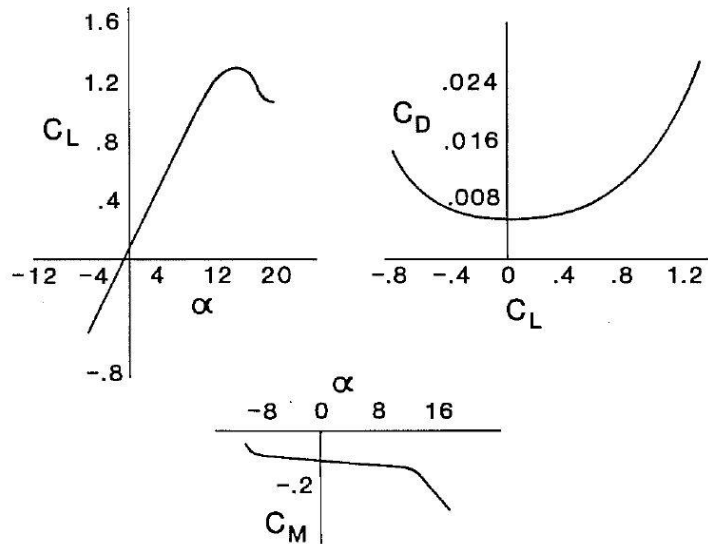


Figura 2-4: Curvas características para un perfil simétrico

² Los coeficientes de sustentación y momento son representados como función del ángulo de ataque, mientras que el coeficiente de arrastre puede representarse en función del coeficiente de sustentación (curva polar) o en función del ángulo de ataque.

Existe un rango de ángulos de ataque donde C_L varía linealmente. En algún punto, el máximo valor de sustentación es alcanzado y a partir de allí, cualquier incremento de α produce un rápida disminución en la sustentación. Igualmente para una región determinada de C_L , C_D alcanza sus valores más bajos y afuera de este rango aumenta de forma rápida. Este comportamiento es típico y está asociado a la entrada del perfil en régimen de pérdida como se discutirá más adelante.

Comportamiento de la capa límite

Cuando hay un movimiento relativo entre un cuerpo sólido y un fluido, el flujo sobre el cuerpo puede ser dividido en dos regiones: una donde los efectos viscosos son despreciables y otra donde éstos son significativos. La región donde los efectos viscosos son importantes se conoce como la “capa límite” y suele definirse como la zona del flujo que tiene una velocidad de entre 0 y 99 % del valor de la velocidad de corriente libre.

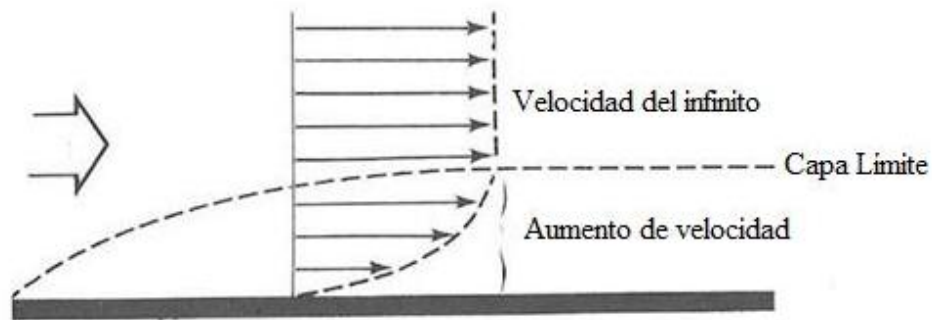


Figura 2-16: Capa Viscosa

El flujo en la capa límite existe en uno de dos estados: laminar o turbulento. El flujo laminar se comporta de forma ordenada, moviéndose suavemente siguiendo los contornos del cuerpo y genera fuerzas friccionales bajas en comparación con el flujo turbulento que es desordenado e irregular. La parte friccional de la fuerza de arrastre es generada en la capa límite y depende de la naturaleza de la misma.

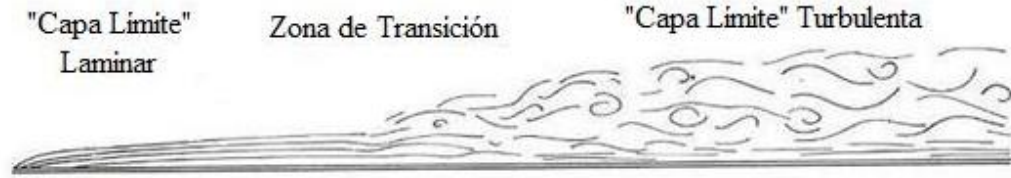


Figura 2-6: Tipos de capa viscosas en placas curvas

Ambas capas, tanto laminar como turbulenta, son afectadas por el gradiente de presión. Un gradiente de presión favorable acelera la velocidad del flujo, y un gradiente de presión adverso lo desacelera. El desprendimiento de la capa fluidodinámica conlleva a la formación de una estela de vórtices que está asociada a la pérdida de sustentación del perfil.

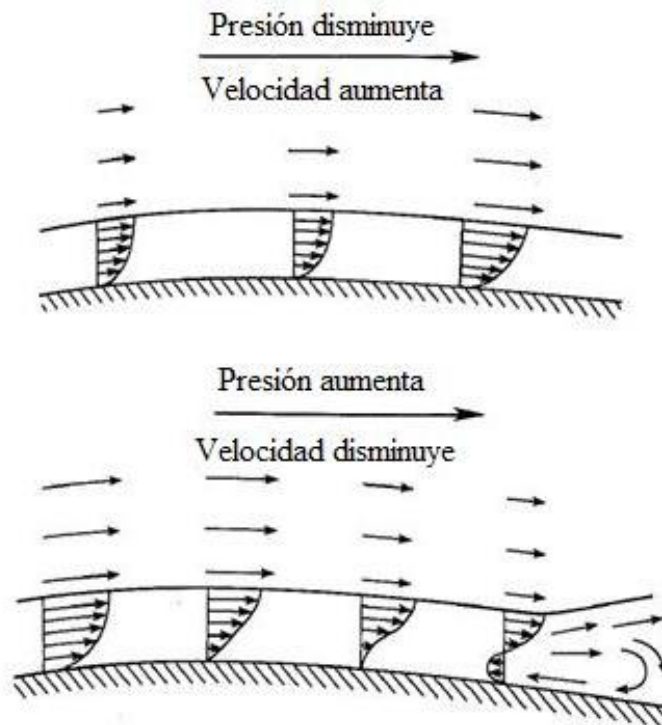


Figura 2-7: Gradientes de presión favorables y desfavorables dentro de la capa límite

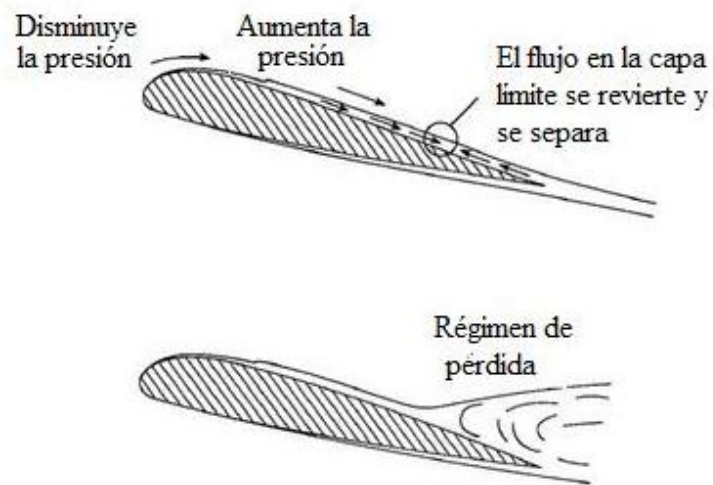


Figura 2-8: Separación de la “capa límite”

Influencia de la geometría del perfil

Una posible forma de catalogar la entrada en pérdida de los perfiles es atendiendo a su espesor relativo $\epsilon = t_{max}/l$. Se puede hablar entonces de la entrada en pérdida de perfiles gruesos, perfiles medios y perfiles delgados (Meseguer *et al.*, 2004).

Los perfiles gruesos ($\epsilon > 0,14$) suelen entrar en pérdida en forma gradual. Al aumentar el ángulo de ataque, la “capa límite” se debilita debido a que los gradientes de presión adversos son cada vez más fuertes. La fricción inicia el desprendimiento por el borde de fuga. La zona desprendida aumenta progresivamente desplazándose hacia el borde de ataque a medida que el ángulo de ataque aumenta. La pérdida en la sustentación comienza a ser significativa cuando la porción de capa límite desprendida supera la mitad de la cuerda del perfil, en donde se alcanza el máximo valor del coeficiente de sustentación. Este tipo de perfiles son bastantes tolerantes a la pérdida de sustentación, soportando ángulos de ataques del orden de los 15° o más antes de que la sustentación comience a disminuir significativamente.

Los perfiles de espesor medio ($0,07 \leq \epsilon \leq 0,14$) suelen entrar en pérdida rápidamente. Esto se debe a que a un cierto valor de ángulo de ataque, todavía

pequeño, la capa límite laminar se desprende cerca del borde de ataque, volviéndose a adherir casi inmediatamente. Se forma una zona de recirculación en esa zona del dorso. Al aumentar α la zona de recirculación se desplaza desde el borde de ataque a una zona de mayor curvatura, lo que dificulta la adhesión de la capa límite. Para valores críticos de ángulos de ataque (típicamente 10° - 12°), "la capa límite" no se re adhiere y la zona de recirculación degenera en una estela.

Los perfiles delgados ($\epsilon < 0,07$) se caracterizan por entrar en pérdida para ángulos de ataques pequeños. Ocurre una situación similar a la que ocurre en los perfiles medios. Se forma una zona de recirculación desde el borde de ataque que se desplaza hacia el borde de fuga a medida que aumenta α .

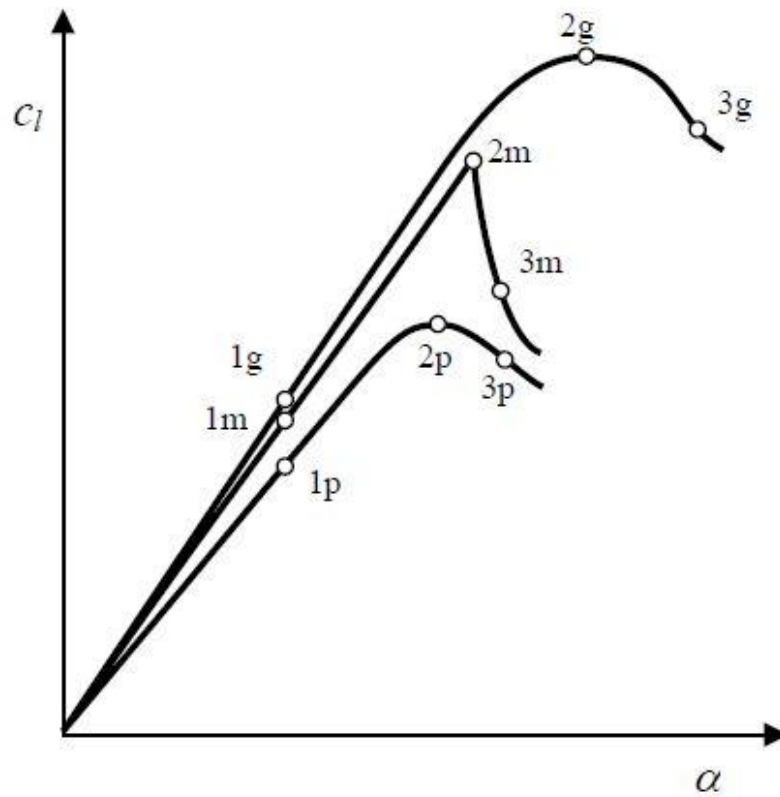
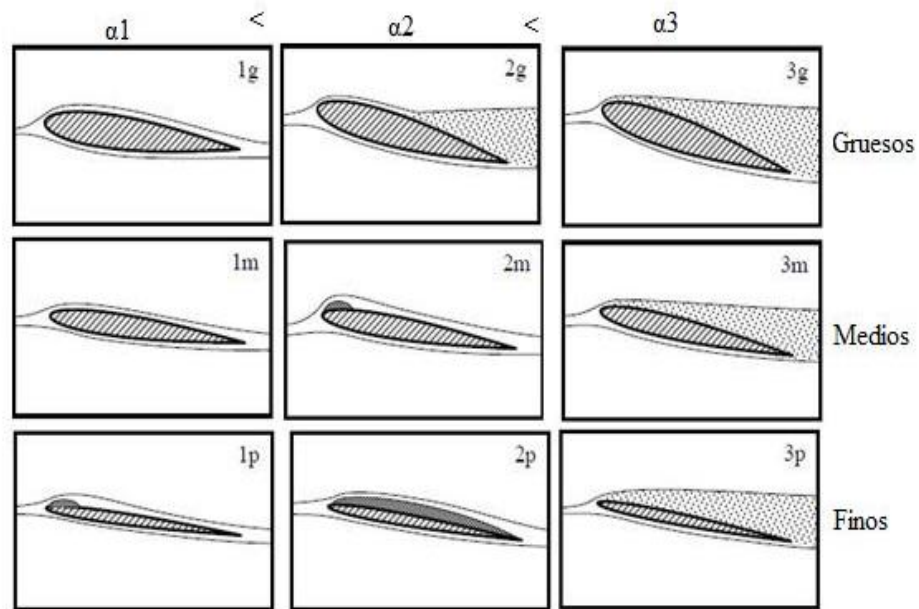


Figura 2-9: Variación de C_L con α para perfiles gruesos (g), medios (m) y delgados (d) (Meseguer *et al.*, 2004).

2.3. Obtención de los coeficientes de sustentación y arrastre para un amplio rango de números de Reynolds y ángulos de ataque.

El comportamiento de los dispositivos aerodinámicos e hidrodinámicos depende principalmente de los coeficientes de sustentación C_L y de arrastre C_D . En el caso de las turbinas de eje vertical, como consecuencia del movimiento circunferencial que experimenta el perfil y de las variaciones de la velocidad del flujo que producen cambios en la velocidad relativa y en el ángulo de ataque, los datos de los coeficientes que son necesarios para el análisis del comportamiento del rotor deben estar definidos para rangos de ángulos de ataques entre -110° y 110° y números de Reynolds referidos a la cuerda entre 5×10^4 y $6,5 \times 10^5$ (Mejía De Alba *et al.*, 2011). Normalmente para el diseño de paletas en estas turbinas se han utilizado perfiles aerodinámicos estandarizados como los NACA simétricos 0012, 0018, 0021, 0025, para muchos de los cuales es posible encontrar datos completos de C_L y de C_D experimentales. Sin embargo, en la literatura especializada la información disponible sobre perfiles asimétricos es muy limitada. Algunas de las fuentes bibliográficas sobre datos de perfiles consultadas más importantes son:

- Jacobs y Sherman (1937): las secciones estudiadas son perfiles NACA 0012, 2412, 4412, 0015, 4415. Se determinan los C_L , C_D y C_M para cada perfil. El rango de número de Reynolds está comprendido entre $4,2 \times 10^4$ y 3×10^6 y de α de -4° a -28° . No se toma en cuenta la envergadura del perfil (Jacobs, E y Sherman, A., 1937).
- Sheldahl y Klimas (1981) datos experimentales de perfiles NACA 0009, 0015, 0012, 0012H. Se determinan los C_L , C_D y C_M para cada perfil. El número de Reynolds está comprendido entre $3,6 \times 10^5$ y $6,8 \times 10^5$ y el rango de α es de -0° a -140° . No se toma en cuenta la envergadura del perfil (Sheldahl, R; Klimas, P; 1981).
- Sheldahl and Klimas (1981): datos generados por extrapolaciones para perfiles NACA 0018, 0021, 0025. Se determinan los C_L , C_D y C_M para cada perfil. El rango de Reynolds es de 1×10^4 a 1×10^7 y el de α es de 0° a 180° .

No se toma en cuenta la envergadura del perfil (Sheldahl, R; Klimas, P; 1981).

- Riegels (1961): estudio de varios perfiles Gttingen. Datos a partir de Reynolds de $4,2 \times 10^5$ (Riegels, 1961).
- Base digital de datos de la Universidad de Illinois, UIUC (*University of Illinois at Urbana-Champaign*). Ésta es probablemente la fuente de información más completa disponible actualmente sobre perfiles aerodinámicos e hidrodinámicos. Cuenta con las coordenadas de más de 1150 perfiles y además con reportes y datos experimentales de numerosos ensayos en túneles de viento para un rango de bajos números de Reynolds. El problema principal que se encuentra al utilizar este material, es que los coeficientes C_L y C_D no están definidos para suficientes valores de α . Es posible encontrar datos para Reynolds entre 1×10^5 y 3×10^5 para ángulos de ataque entre -5° y 15° (UIUC, 2013)

Para obtener estos datos requeridos, se podría realizar los modelos físicos y hallar los coeficientes de manera experimental a través de ensayos en un túnel de viento. Sin embargo, el tiempo y los recursos invertidos son elevados. Otra opción es el modelado matemático por medio de técnicas específicas como el Modelo de Vórtices, el Modelo de Cascada, y el Modelo de Momentum. Otro recurso disponible es el modelado mediante la dinámica de fluidos computacional (*Computational Fluid Dynamic*, CFD) cuyo proceso puede llegar a ser muy largo. Las mallas que se realizan alrededor de la superficie del perfil para calcular los coeficientes C_L y C_D , el modelo de turbulencia y sus parámetros, dependen del número de Re en específico con el cual se trabaja, por lo que el tiempo que se requiere para obtener resultados a distintos números de Re y α es elevado.

La metodología adoptada en el presente trabajo para la obtención de los coeficientes de sustentación y arrastre de los perfiles curvos a ser estudiados en turbinas verticales de paletas rectas, se basa en el método propuesto por Bjorn Montgomerie (Montgomerie, 2004), y posteriormente sintetizada de una manera más

precisa por el trabajo realizado en la Universidad de América, Colombia (Mejía De Alba *et al.*, 2011). Para validar este método, se generaron los datos de los coeficientes de sustentación y de arrastre del perfil NACA0012 con datos iniciales obtenidos mediante el software de libre uso JAVAFOIL y se compararon con los datos experimentales de Sheldahl (Shedahl y Klimas, 1981) para el mismo perfil y valor de número Reynolds ($Re= 360.000$)

2.3.1. Obtención de datos por medio del método de los paneles

Algunos de los programas de uso libre que utilizan el método de los paneles son XFOIL, XFLR5 y JAVAFOIL. Se escogió el último por la sencillez de su interfaz y porque en etapas iniciales fue el que más se acercó a los datos experimentales. JAVAFOIL utiliza dos modelos que son la base del programa; éstos son (JAVAFOIL, s.f.) (Mejía De Alba *et al.*, 2011) :

- *El método de flujo potencial*: utiliza las coordenadas de un perfil determinado para luego calcular la velocidad a través de su superficie. Asume que el flujo es irrotacional, no se presenta vorticidad y las líneas de corriente coinciden con la forma del perfil.
- *El análisis de la capa límite*: comenzando desde el punto de estancamiento se estudia la parte superficie superior e inferior del perfil, teniendo en cuenta que el flujo puede dividirse en dos campos: uno laminar, y otro turbulento. En este método se resuelven un conjunto de ecuaciones diferenciales para encontrar los parámetros de la capa viscosa.

Cuando el ángulo de ataque es pequeño un análisis de la capa viscosa es adecuado ya que la interacción entre el campo viscoso y no viscoso es débil, el flujo es parecido al flujo potencial. Cuando el ángulo de ataque aumenta, empieza a presentarse una separación de flujo del perfil aerodinámico que perturba el campo no viscoso generando una interacción fuerte entre éste y la capa límite. Esta situación no la modela el software adecuadamente a medida que el ángulo de ataque aumenta. Los datos son confiables entonces para ángulos de ataque donde no se presenta

separación, es decir, cuando el comportamiento es lineal en la curva de sustentación (C_L vs. α) como se muestra en la Figura 2- y en la Figura 2-

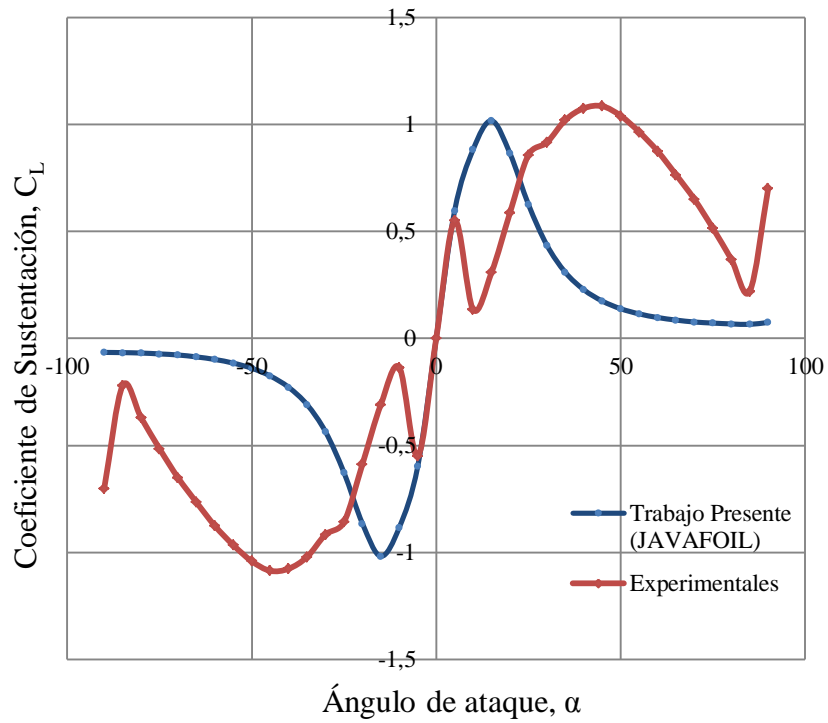


Figura 2-10: Perfil NACA 0012 C_L vs α para $Re: 360.000$

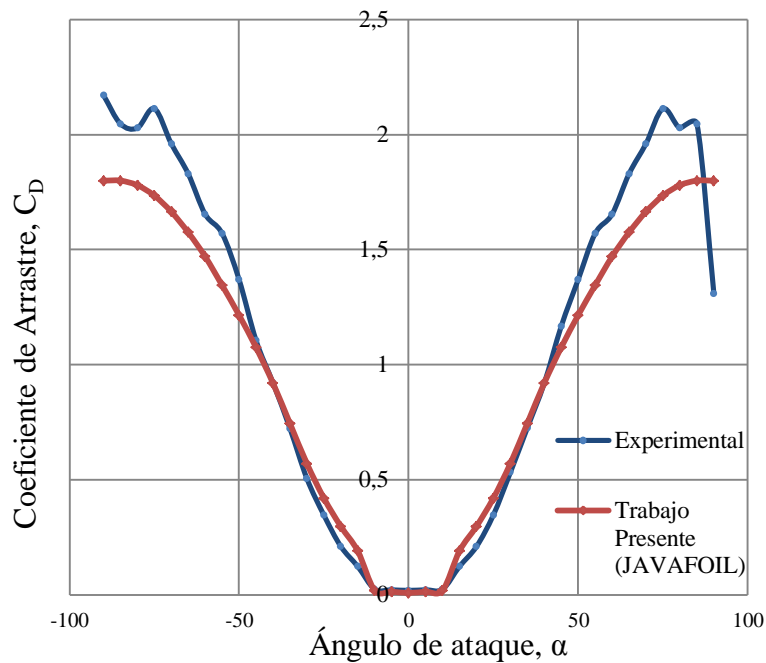


Figura 2-11: Perfil NACA 0012 C_D vs α para $Re=360.000$

2.3.2. Extensión de las curvas aerodinámicas de sustentación y arrastre

Este método fue propuesto por Bjorn Montgomerie (Montgomerie, 2004) y se puede aplicar en una gran variedad de perfiles simétricos y no simétricos. El método consiste en una extensión de las gráficas de sustentación y arrastre basadas en una interpolación entre el comportamiento con flujo potencial y el comportamiento como placa plana luego de que se presenta la pérdida de sustentación. Dado que sólo es una extensión, se necesitan datos iniciales para comenzar el proceso, normalmente los comprendidos entre el rango de $C_L = 0$, $\alpha = 0^\circ$ para perfiles simétricos o $\alpha \approx -5^\circ$ para perfiles asimétricos, y el valor de C_L máximo. En este rango se aprecia una zona de comportamiento lineal y otra donde se presenta la pérdida de sustentación, como se muestra en la Figura 2-.

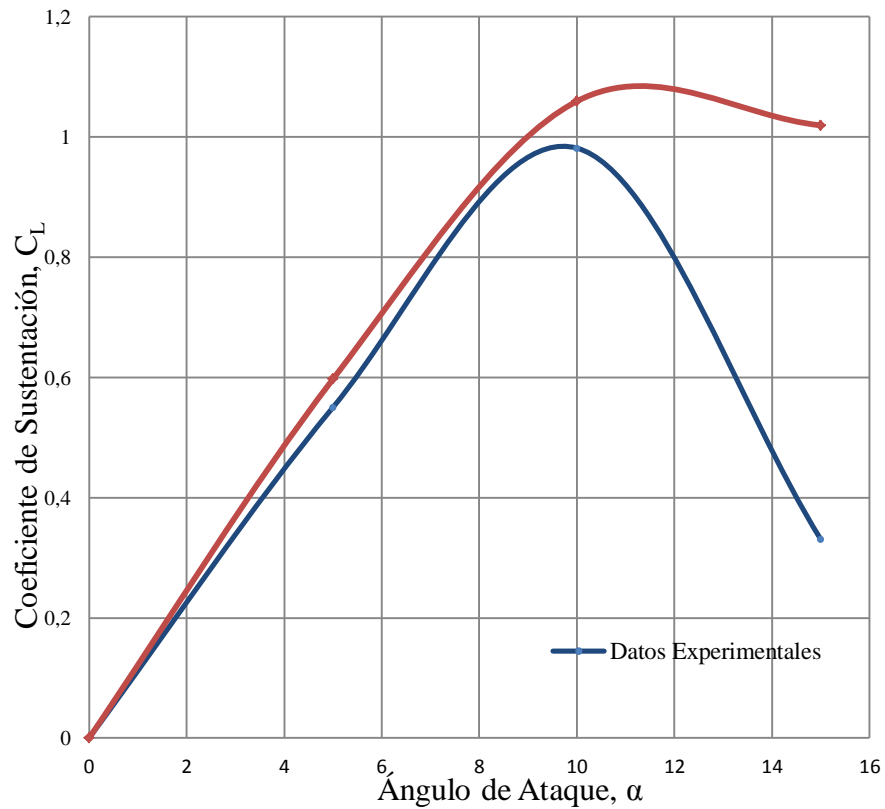


Figura 2-12: Comparación entre la función de flujo potencial $t(\alpha)$ y los datos experimentales del perfil NACA 0012

Extensión de la curva de sustentación

La curva de C_L es construida interpolando las funciones de flujo potencial $t(\alpha)$ y la función de pérdida de sustentación en placa plana $s(\alpha)$

La función $t(\alpha)$ corresponde a una circulación donde se pueden ignorar los efectos de vorticidad alrededor de un cuerpo determinado, las líneas de flujo coinciden con el perfil aerodinámico. Esta función es lineal y se obtiene con la siguiente expresión:

$$t(\alpha) = C_L(0) + C_{L\alpha} \cdot \alpha \quad (2-6)$$

$C_L(0)$ es el coeficiente de sustentación cuando $\alpha = 0$, $C_{L\alpha}$ es la pendiente de la parte lineal de la curva, C_L vs α de los datos iniciales y α es el ángulo de ataque.

La función $s(\alpha)$ corresponde a la total separación del flujo del perfil, la cual genera la pérdida aerodinámica y es donde el perfil empieza a comportarse como una placa plana. Para hallar esta función se utiliza la siguiente expresión:

$$s(\alpha) = A C_{D_{90}} \sin \beta \cos \beta \quad (2-7)$$

donde:

- A: La amplitud de la curva resultante depende de la curvatura y se determina con la siguiente ecuación:

$$A = 1 + \frac{C_L(0)}{\sin 45} \quad (2-8)$$

- $C_{D_{90}}$: Coeficiente de arrastre, cuando $\alpha = 90^\circ$. Según Montgomerie, este valor para la mayoría de perfiles puede asumirse como 2. Este es el valor para una placa plana perpendicular al flujo.
- β : Es un ángulo de ataque modificado por los efectos de borde de ataque redondo δ_1 y de la curvatura del perfil δ_2

$$\beta = \alpha - \delta_1 - \delta_2 \quad (2-9)$$

$$\delta_1 = 57,6 C_{L_{90}} \sin \alpha \quad (2-10)$$

$$\delta_2 = \alpha_0 \cos(\alpha) \quad (2-11)$$

- $C_{L_{90}}$: Coeficiente de sustentación, cuando $\alpha = 90^\circ$. Según Montgomerie, este valor para la mayoría de perfiles puede asumirse como 0,08.
- α_0 : Ángulo de ataque donde $C_L = 0$

Los C_L resultantes están dados por el promedio ponderado de las funciones $t(\alpha)$ y $s(\alpha)$, así:

$$C_L(\alpha) = f(\alpha) \cdot t(\alpha) + (1 - f(\alpha)) \cdot s(\alpha) \quad (2-12)$$

La función $f(\alpha)$ puede verse como el grado de similitud entre los valores de C_L reales y los valores de la función $t(\alpha)$.

En la zona lineal de C_L , el comportamiento es muy similar a los de la función $t(\alpha)$, es decir $f(\alpha)=1$. Al entrar en la zona de pérdida aerodinámica el flujo en la parte superior del perfil está completamente separado del mismo y los valores de C_L comienzan a alejarse de la curva $t(\alpha)$, entonces el valor $f(\alpha)=0$ y el perfil se comporta como una placa plana.

Entre las dos situaciones descritas anteriormente, se presenta una transición entre las funciones $t(\alpha)$ y $s(\alpha)$ la cual genera la curva de sustentación. (Figura 2-)

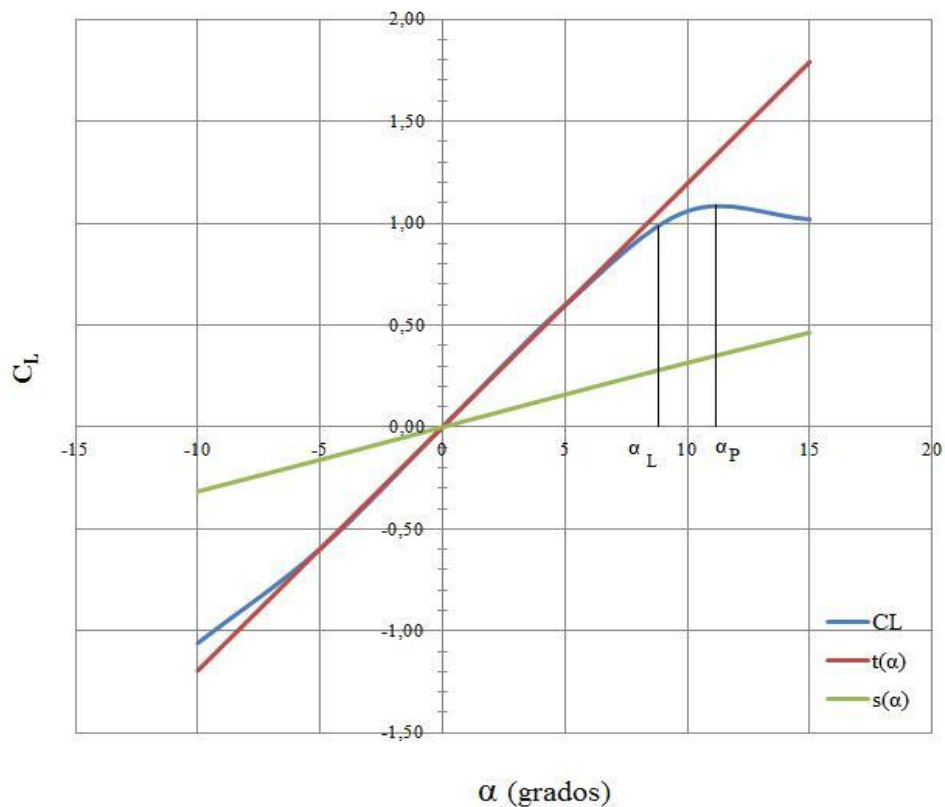


Figura 2-13: Interpolación entre la función de flujo potencial $t(\alpha)$ y la función de placa plana $s(\alpha)$

Para calcular la función $t(\alpha)$ se utilizan las siguientes expresiones:

$$f = \frac{C_L(\alpha) - s(\alpha)}{t(\alpha) - s(\alpha)} \quad (2-13)$$

$$f = \frac{1}{1 + k\Delta\alpha^4} \quad (2-14)$$

donde:

- $C_L(\alpha), s(\alpha)$ y $t(\alpha)$: son el coeficiente de sustentación, función de placa plana y función de flujo potencial respectivamente. Es necesario calcular estos valores en un punto α_p , el cual corresponde a la máxima sustentación o un punto cercano a ésta. Si no se conocen estos puntos se debe escoger el último dato de la base inicial que se tenga.
- k : constante que depende de α_p , se determina con la siguiente ecuación:

$$k = \left(\frac{1}{f_p} - 1 \right) \frac{1}{(\alpha_p - \alpha_L)^4} \quad (2-15)$$

donde α_L es el punto donde C_L deja su comportamiento lineal. $\Delta\alpha$ es la diferencia entre α_L y α en donde se quiere hallar C_L .

$$\Delta\alpha = \alpha - \alpha_L \quad (2-16)$$

En la Figura 2- se muestra la comparación entre los datos experimentales con los generados con el procedimiento explicado anteriormente. Hay que destacar que en ninguno de los casos se tomó en cuenta la relación de aspecto de los perfiles.

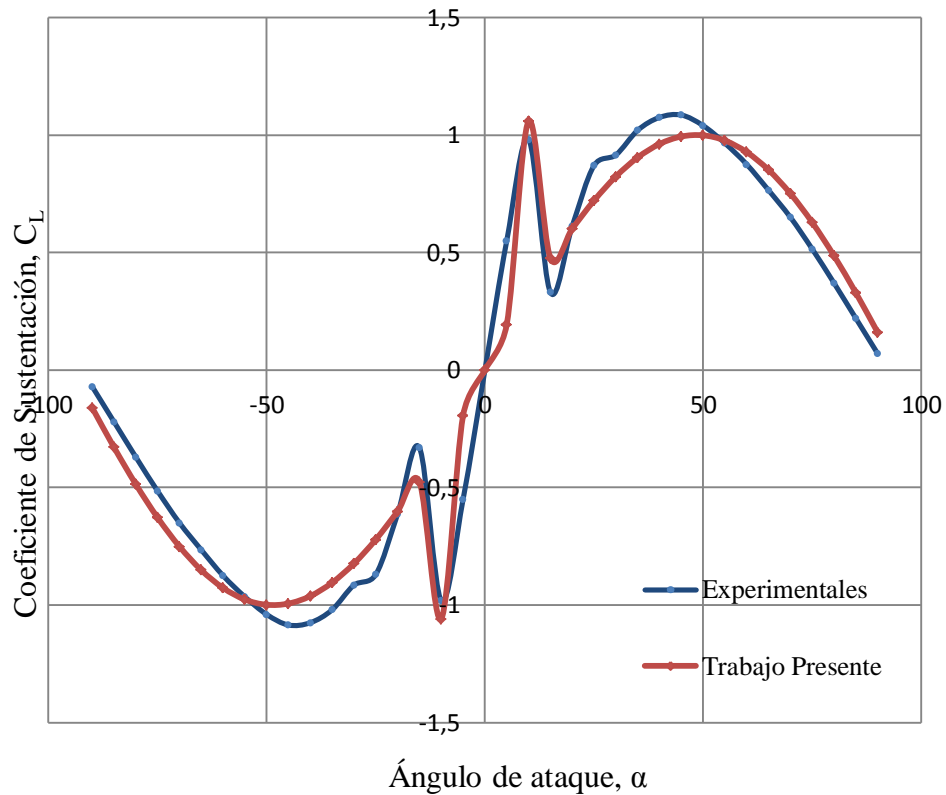


Figura 2-14: Comparación de C_L entre los datos experimentales y los generados para el perfil NACA 0012 para $Re=360.000$

Extensión de la curva de arrastre

La curva de arrastre se obtiene a partir de la sustentación generada. Se debe calcular la diferencia entre la función de flujo potencial $t(\alpha)$ y el C_L generado para cada ángulo de ataque, esto se realiza con la siguiente expresión.

$$\Delta C_L = t(\alpha) - C_L(\alpha) \quad (2-17)$$

ΔC_L es la diferencia entre los valores generados con respecto al flujo no viscoso representado por la función $t(\alpha)$. Un fenómeno parecido ocurre en el coeficiente de arrastre apareciendo el mismo tipo de discrepancia a distintos valores de α . Montgomerie en su trabajo mostró que para la mayoría de perfiles existía una

relación entre el déficit de arrastre ΔC_L y ΔC_D , la cual se ve representada en la siguiente expresión:

$$\Delta C_D = 0,13\Delta C_L \quad (2-18)$$

Teniendo en cuenta lo anterior se puede extender la curva de arrastre, que al igual que para la sustentación, se interpola entre un comportamiento ideal determinado por la función C_{DI} y el arrastre generado por una placa plana determinado por la función $C_{DP}(\alpha)$.

La función C_{DL} se puede calcular con la siguiente expresión:

$$C_{DI} = \Delta C_D + C_{Df} \quad (2-19)$$

donde:

- C_{Df} : C_D debido a la fricción, dado que el arrastre depende también de la fricción generada por el contacto entre el flujo y el perfil. Se aproxima como:

$$C_{Df} = 1,25(t_m/c) \quad (2-20)$$

t_m es el máximo espesor del perfil y c es la cuerda del perfil aerodinámico. Para hallar la función C_{DP} se utiliza la siguiente expresión:

$$C_{DP} = C_{D90} \sin^2(\alpha) \quad (2-21)$$

donde C_{D90} es el coeficiente de arrastre cuando $\alpha = 90^\circ$, $C_{D90} = 2$. El coeficiente de arrastre definitivo, es el promedio ponderado entre los valores del coeficiente de arrastre ideal y el generado por una placa plana. La función de peso o ponderación es la $f(\alpha)$, calculada anteriormente:

$$C_D = fC_{DI} + (1 - f)C_{DP} \quad (2-22)$$

La comparación entre los datos generados y los experimentales del coeficiente de arrastre, se muestran en la Figura 2-

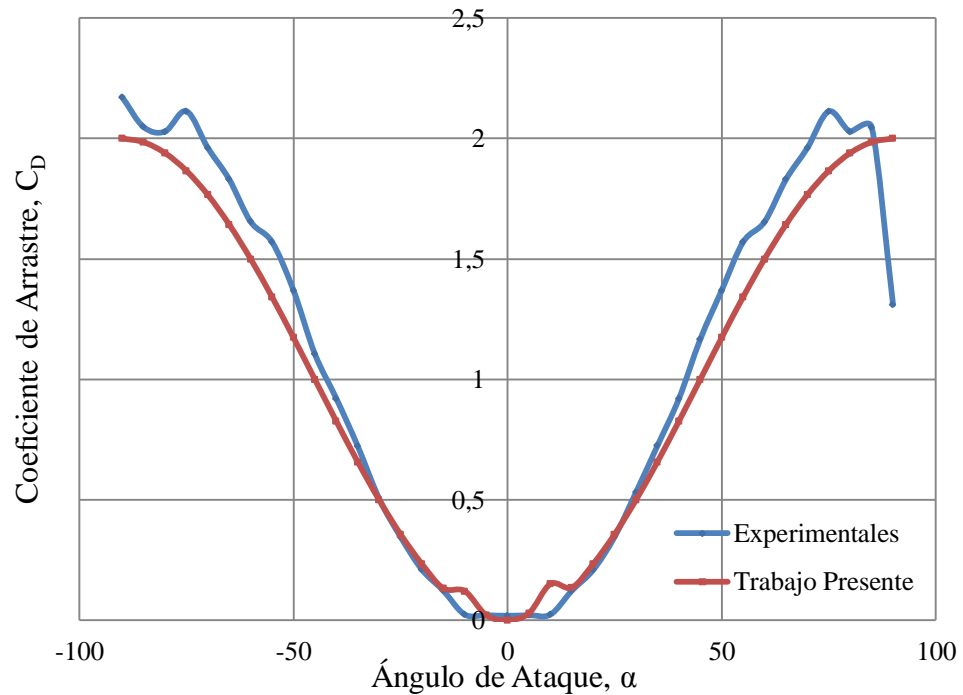


Figura 2-15: Comparación entre los datos experimentales y los generados de C_D para el perfil NACA 0012 para $Re=360.000$

El método es confiable para generar los datos faltantes de los perfiles, ya que tanto para el coeficiente de sustentación como para el coeficiente de arrastre, la diferencia entre los datos generados y los experimentales es pequeña.

2.4. Perfiles asimétricos

Los cinco perfiles seleccionados para el análisis de su comportamiento son presentados en la literatura como perfiles con buen desempeño en relación a la sustentación para bajos números de Reynolds. Muchos de ellos son empleados en la actualidad en el diseño y fabricación de aerogeneradores de baja potencia. Las coordenadas que dan forma a cada perfil fueron tomadas del amplio catálogo de perfiles que posee la Universidad de Illinois.

2.4.1. Perfil E387

La superficie de sustentación E387 fue diseñada por Richard Eppler a mediados de 1960 para su uso en modelos de planeadores. Se ha convertido en un perfil de prueba en muchas de las investigaciones y estudios en aerodinámica a bajo números de Re.

2.4.2. Perfil FX 63-137

Diseñado por Dr. Franz Xaver Worthmann. en 1963 para aplicaciones de aviación. Desde entonces en uso a bajo número de Reynolds debido a sus características de sustentación y su buen rendimiento global. Está siendo utilizado en particular en el campo de turbinas eólicas pequeñas por empresas como *Aeromag* (Lakota aerogeneradores) and *World Power Technologies / Southwest Windpower* (Song, 2012). Su espesor máximo es 13,6% de la cuerda.

2.4.3. Perfil SD2030

Diseñado por Seling/Donovan, fue originalmente pensado para aplicaciones de planeadores. Sin embargo, ha sido ampliamente utilizado en pequeñas turbinas de viento por compañías como *Southwest Windpower* y *Air X*. Su espesor es 8,6% de la cuerda.

2.4.4. Perfil SG-6040

La familia de perfiles SG-6040 fue desarrollada por el Dr. Michael Seling conjuntamente con el centro de investigaciones aerodinámicas de Gottingen en Alemania (Carantoña, 2009).

2.4.5. Perfil S8036

Este perfil es de la familia desarrollada por el Dr. Michael Seling en la UIUC (*University of Illinois, Urbana- Champaign*). Entre sus características se tiene que posee un grosor máximo de 16% de la cuerda y una curvatura de 1.9%.

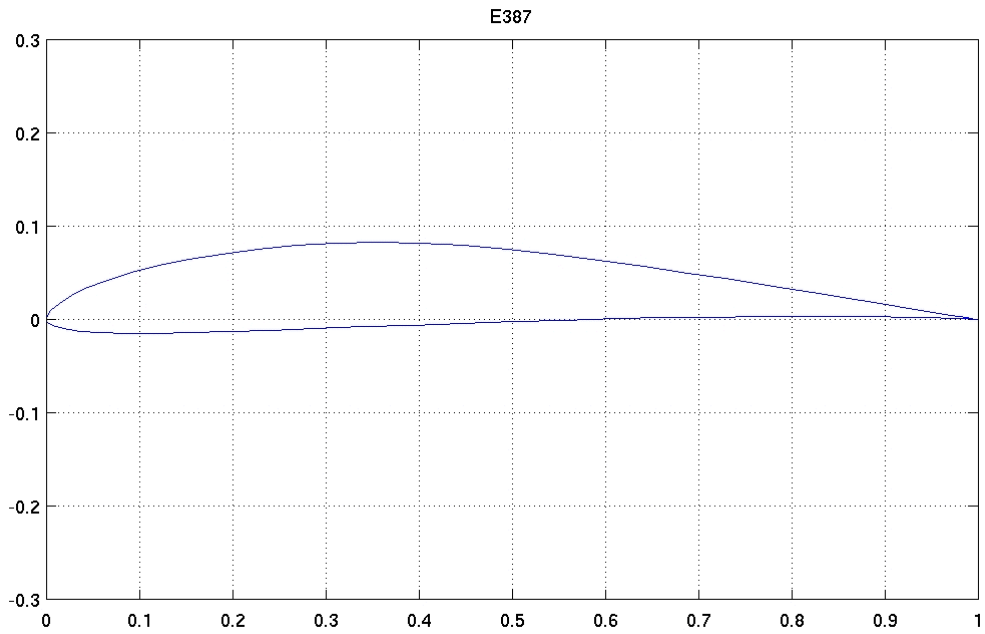


Figura 2-16: Perfil E387 (UIUC, 2013)

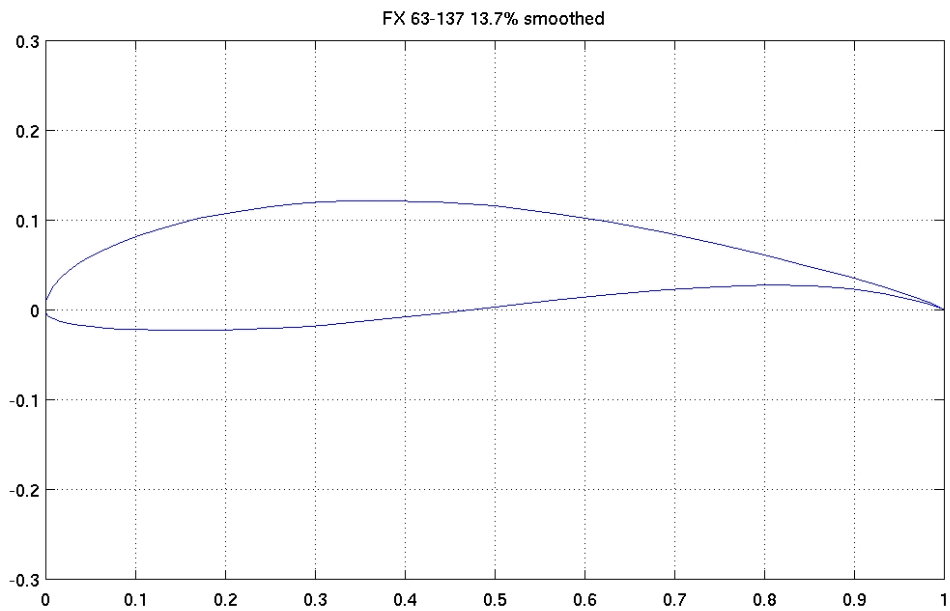


Figura 2-17: Perfil FX 63-137 (UIUC, 2013)

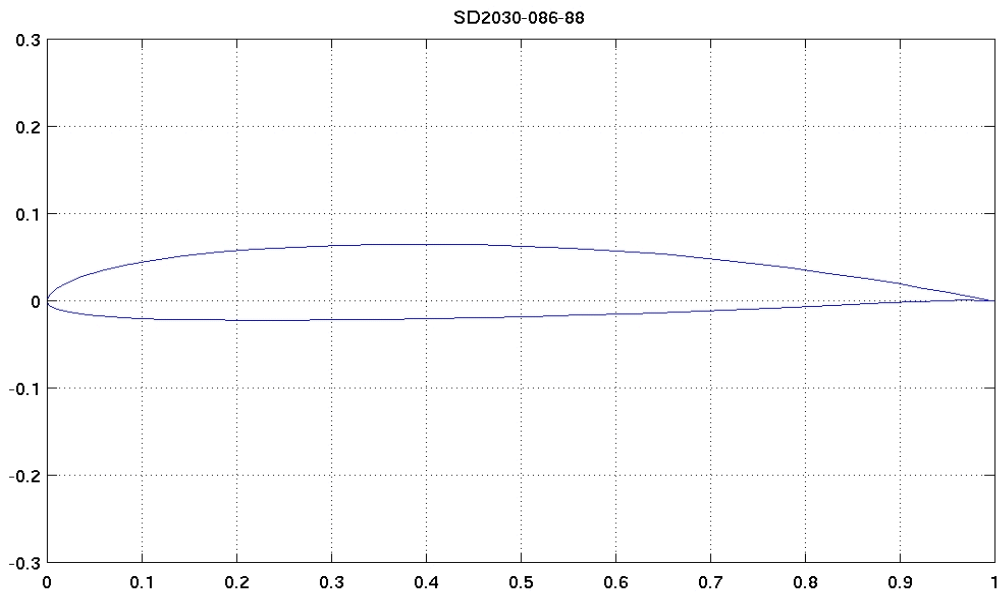


Figura 2-18: Perfil SD2030 (UIUC, 2013)

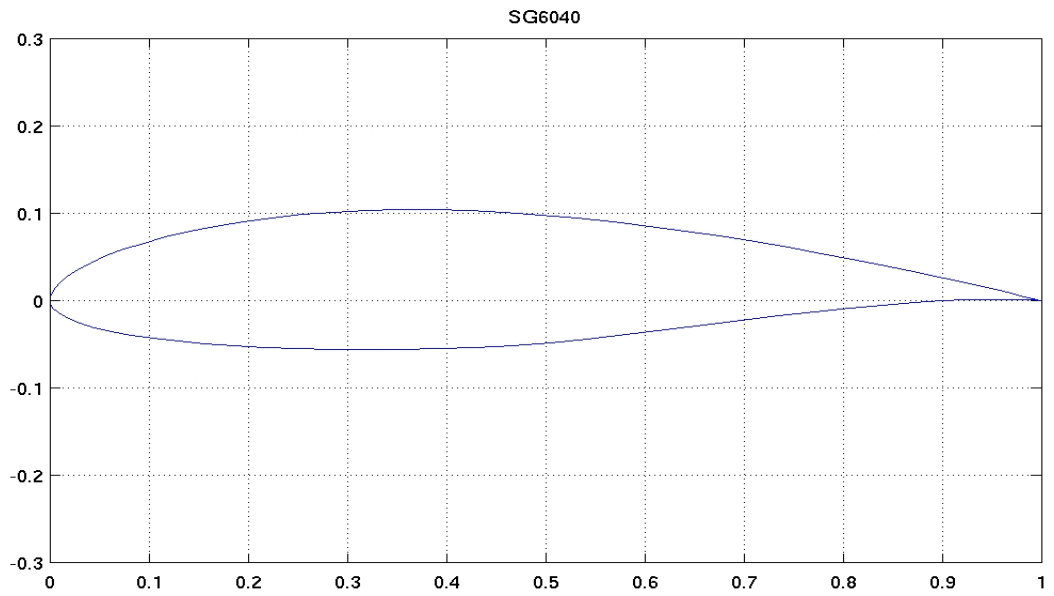


Figura 2-19: Perfil SG6040 (UIUC, 2013)

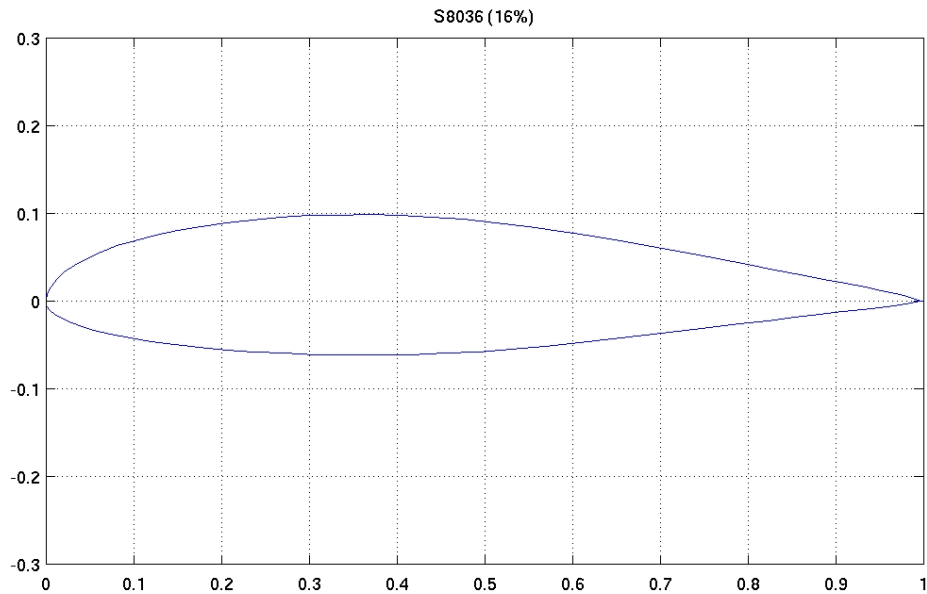


Figura 2-20: Perfil S8036 (UIUC, 2013)

2.5. Criterios de Selección

Los criterios para la selección del perfil a ser utilizados son los siguientes:

- Debe poseer un alto valor de rendimiento aerodinámico, es decir, un buen valor de relación entre los coeficientes de sustentación y arrastre (curva polar).
- Debe poseer un buen comportamiento del coeficiente de sustentación C_L para un amplio rango de valores de ángulos de ataque α .
- Poca pérdida de sustentación, más allá del ángulo de ataque crítico α_{SS} en las curvas obtenidas.

Tomando en cuenta éstos criterios y las curvas obtenidas mostradas en el Capítulo V, se seleccionará el perfil para su estudio en condición dinámica.

CAPÍTULO III

TURBINAS DARRIEUS

Las turbinas Darrieus hidrocinéticas son derivadas de los estudios y tecnologías desarrolladas para aplicaciones de viento. Por lo tanto, para explicar su historia, su funcionamiento y los parámetros que influyen en su desempeño, es válido situarse en el campo de extracción de energía eólica.

3.1. Historia

En 1925 en Francia y luego en 1931 en Estados Unidos fue patentado un diseño de turbina por el ingeniero militar francés Georges Jean Marie Darrieus, pero pasó desapercibido recibiendo muy poca atención. La turbina fue reinventada por dos investigadores canadienses en conjunto con el Consulado Nacional de Investigación de Canadá, (*National Research Council*, NRC) a principios de la década de 1970. Luego en 1974, a raíz del embargo petrolero y por petición del Departamento de Energía de los Estados Unidos a los Laboratorios Sandia en conjunto con los investigadores de la NRC, se construyó una Darrieus de 5 m de diámetro, que fue sometida a estudios e investigaciones, obteniendo desarrollos importantes y resultados prometedores en materia de dinámica estructural, sistemas de ingeniería, fatiga y confiabilidad.

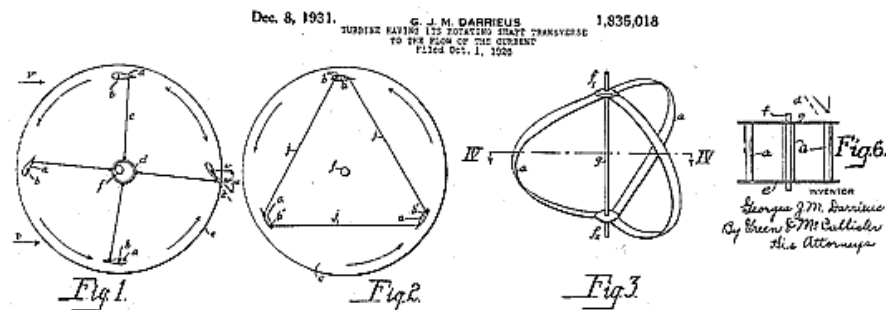


Figura 3-1: Patente del rotor Darrieus (heiner-doerner-windenergie, s.f.)

La Figura 3-2 muestra una turbina Darrieus construida por Sandia, de diámetro igual a la altura de 17 m, y la Figura 3-3 muestra una de sus paletas de aluminio de durante su proceso de fabricación por la compañía Alcoa (*Aluminium Company of America*).

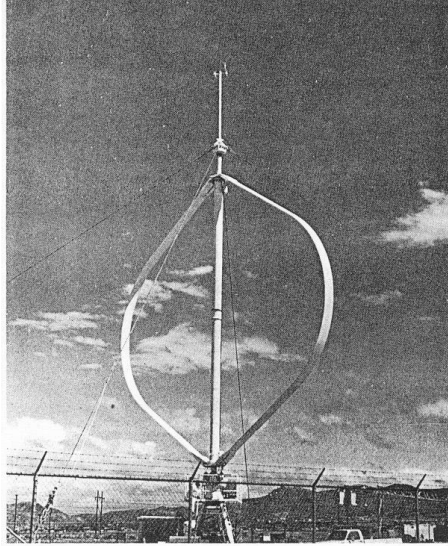


Figura 3-2: Turbinas Darrieus construida por laboratorios SANDIA (Johnson, 2001)

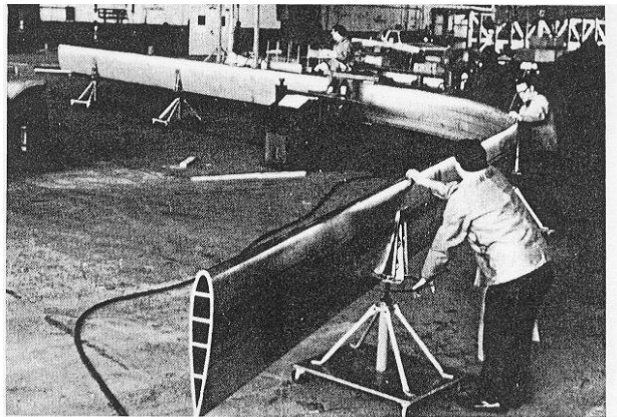


Figura 3-3: Paleta de 17 m de una turbina Darrieus durante su proceso de fabricación (Johnson, 2001)

Se documentan varios intentos de construcción y funcionamiento de modelos de estas turbinas en la década de 1980, muchos de los cuales fracasaron. El registro

más importante que se tiene en cuanto al desempeño de las Darrieus eólicas, es de la que en 1988 se construyó en Cap Chap, Canadá, llamada Eole. Utilizando paletas curvas NACA 0018, con dimensiones de casi 100 m de alto y 60 m de ancho, llegó a producir una potencia máxima de 3,6 MW, 12.000 MW- h de electricidad, operando seis años en un 94% del tiempo (Johnson, 2001). Eole probó que las turbinas de eje vertical con capacidad de producir en el orden de los MW eran técnica y prácticamente factibles además de ser operacionalmente confiables.



Figura 3-4: Turbina Darrieus Eole

3.2. Explicación del concepto Darrieus

El principio de funcionamiento puede ser explicado mediante el análisis vectorial hecho sobre un perfil simétrico aislado en movimiento de rotación. Se establecen dos sistemas de referencia móviles en un punto P sobre la cuerda del perfil que permiten estudiar las características cinemáticas y fluido-dinámicas de las paletas. Uno de ellos es el formado por el vector de fuerza de arrastre \vec{D} , paralelo al vector de la velocidad relativa, y el vector de fuerza de sustentación \vec{L} que es perpendicular a \vec{D} . El otro sistema de referencia lo constituye por el vector de fuerza tangencial \vec{T} cuya dirección es tangencial al círculo de rotación de la máquina, y perpendicular a éste en la dirección al centro de rotación cinemático se encuentra el vector de fuerza normal \vec{N} .

Para ángulos de ataques pequeños distintos de 0, la sustentación que se produce tiene una componente tangencial en la dirección de la rotación. Siempre que la fuerza de arrastre sea relativamente pequeña, se produce un torque positivo. A través del recorrido del perfil por la mitad corriente arriba del rotor los ángulos de ataques son positivos, en cambio, durante su rotación por la mitad corriente abajo los valores son negativos. Esta oscilación de los valores de ángulos de ataque produce una fluctuación de las fuerzas, aún bajo condiciones normales de operación.

3.3. Parámetros de funcionamiento

Una serie de parámetros de diseño deben ser considerados al realizar el estudio hidrodinámico de los rotores Darrieus. En general pueden ser clasificados en tres grupos (Sansone, 2007):

- a) Geométricos: tales como el diámetro D del círculo de la máquina, la altura b que corresponde a la envergadura de las paletas, el número de paletas N y la selección del perfil hidrodinámico.
- b) Cinemáticos: relacionados a la velocidad del flujo de la máquina c'_{∞} y la velocidad angular Ω
- c) Propiedades del fluido: son la densidad del fluido ρ , la viscosidad cinemática ν y el valor de la temperatura del flujo³.

En base a estos parámetros se definen una serie de números adimensionales teniendo en cuenta su influencia sobre el rendimiento global de la máquina.

3.3.1. Relación entre la velocidad periférica y la velocidad de corriente libre

También conocida como t_{sr} por sus siglas en inglés (*tip speed ratio*), es definida como la relación entre la velocidad en la punta de la paleta (velocidad periférica) y la velocidad del flujo de corriente libre. El valor de λ viene dado por la ecuación:

$$\lambda = \frac{\Omega r}{c_{\infty}} \quad (3-1)$$

³ Los parámetros concernientes a los materiales son excluidos de este trabajo.

A lo largo de su rotación cada paleta experimenta una variación periódica en la velocidad y ángulo de ataque del flujo relativo, cuya amplitud está relacionada de acuerdo a la ecuación:

$$\alpha = \sin^{-1} \left[\frac{\cos \theta}{\sin \theta + \lambda} \right] \quad (3-2)$$

En la Figura 3-5 se muestra una representación simplificada de la variación de α con λ que no toma en cuenta el efecto de interferencia entre el flujo y la paleta.

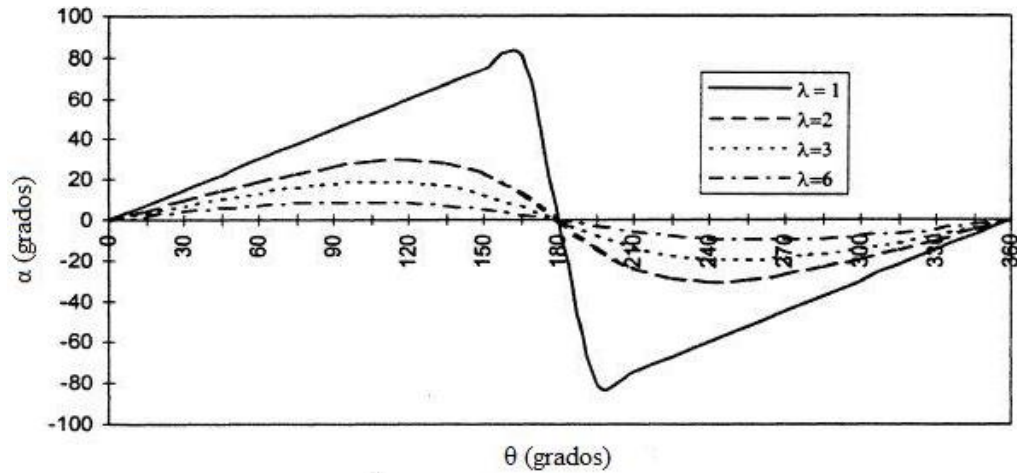


Figura 3-5: Variación Cíclica de α con θ (Kirke, 1998)

Para valores muy pequeños de λ (poca velocidad de giro) durante la fase de arranque de la turbina, un amplio rango de ángulos de ataque alcanzan valores superiores a α_{ss} . A medida que la velocidad de la turbina se va haciendo más grande en comparación a la velocidad del flujo libre, la amplitud de la curva de variación cíclica de α se reduce favoreciendo el desempeño de la máquina.

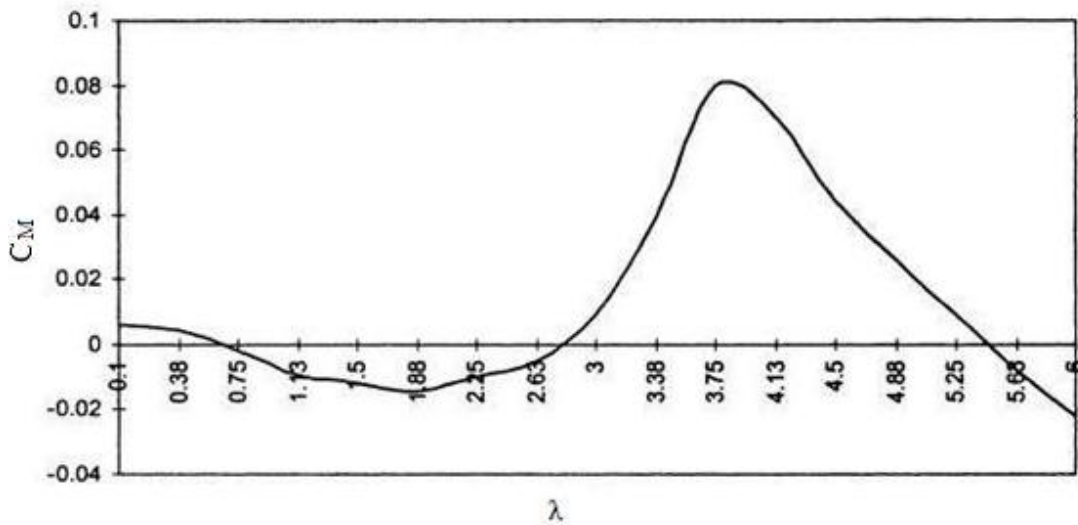


Figura 3-6: Curva típica C_M vs λ (Kirke, 1998)

En la Figura 3-6 se presenta la variación del torque con λ a través del coeficiente de momento para una máquina Darrieus típica. Para valores de $\lambda < 0.5$ el torque es ligeramente positivo. La turbina puede comenzar a rotar desde el reposo en este rango de trabajo hasta alcanzar valores intermedios de λ (aproximadamente entre 0,5 y 2,5) produciéndose el punto más bajo en la curva del torque. Aquí el par negativo impide que el rotor pueda acelerar por sí mismo hasta un valor de λ en el cual el par aumente rápidamente y pueda producir trabajo útil. El rango en el cual se ubica el torque mínimo depende de diversos factores como el número y tamaño de las paletas, el radio del rotor y la velocidad de corriente libre. Este fenómeno, aunado a la desaceleración que experimenta el flujo atravesando el rotor, al arrastre fluido-dinámico, la fricción en la transmisión y al par de carga; todos estos factores acentúan la dificultad de los rotores Darrieus para auto arrancar.

Diferentes regímenes de flujo son producidos en un máquina Darrieus según el valor de λ , presentadas en la Figura 3-7. La primera región, llamada zona de efectos primarios, está caracterizada por fuertes desprendimientos dinámicos como consecuencias de ángulos de ataques mayores a los cuales se produce el desprendimiento de la capa fluido dinámica. La segunda zona llamada de transmisión,

se encuentra en un rango estrecho de λ . Aquí los efectos primarios y la formación de vórtices (efectos secundarios) coexisten y se alcanza el rendimiento máximo. La tercera zona es dominada por los efectos secundarios, mientras que los primarios desaparecen. Aquí el rendimiento de la máquina disminuye a medida que aumenta λ .

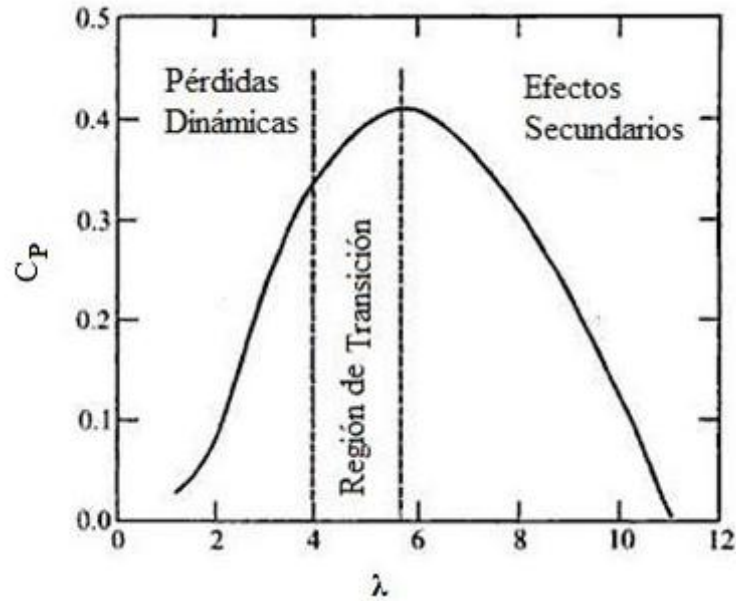


Figura 3-7: Desempeño característico del rotor Darrieus (Sansone, 2007)

3.3.2. Número de Reynolds

Este parámetro expresa la influencia de las fuerzas viscosas en un flujo no ideal. Se puede definir como:

- a) Número de Reynolds periférico

$$Re_t = \frac{r\Omega l}{\nu} \quad (3-3)$$

- b) Número de Reynolds de la paleta:

$$Re_b = \frac{wl}{\nu} \quad (3-4)$$

Un factor determinante en el diseño de las turbinas Darrieus es el rango de bajos valores de números de Reynolds en el cual opera ($Re \leq 1 \times 10^6$). De distintos experimentos realizados por Sheldahl (Claessens, 2006) con una turbina Darrieus de viento, se muestra la influencia de este parámetro sobre el desempeño de la máquina. El número de Reynolds de la turbina se varió cambiando los valores de la rapidez rotacional del rotor. También se modificó la velocidad de corriente libre para observar su desempeño en un rango de valores de λ .

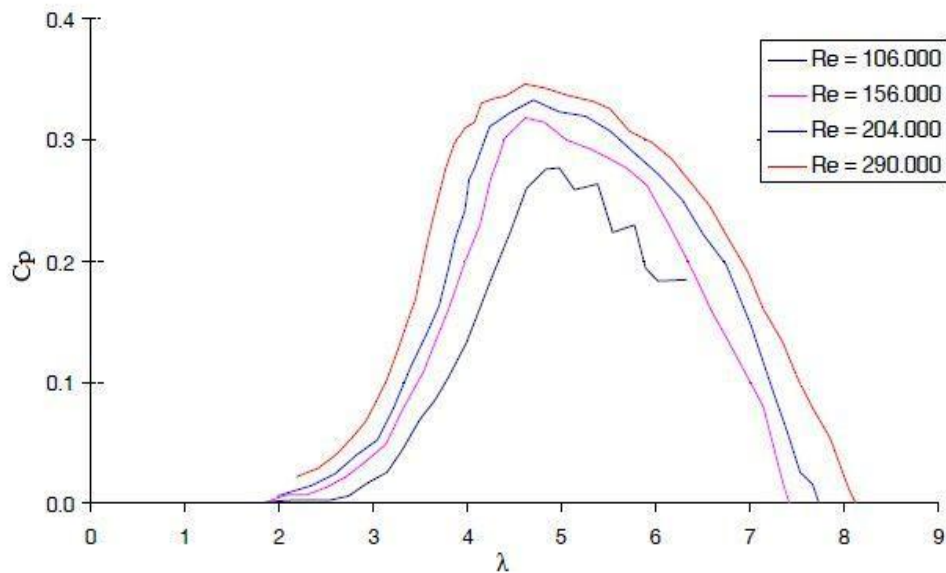


Figura 3-8: Influencia del número de Reynolds sobre un rotor de prueba Sandía de 2 metros de largo. (Claessens, 2006)

3.3.3. Solidez y número de paletas

La solidez es un parámetro geométrico con un importante rol sobre el desempeño del rotor. Se define como la sombra obtenida al proyectar todas las paletas perpendicularmente a un plano paralelo al eje de la máquina. También puede verse como la relación que existe entre el área total de las paletas y el área barrida por la turbina (Kirke, 1998).

$$s = \frac{N l}{r} \quad (3-5)$$

Como se ilustra en la Figura 3-9 a medida que el valor de la solidez es mayor, las turbinas operan en un rango óptimo de λ^4 más estrecho. Los rotores con altos valores de s implican un mayor costo por unidad de salida de energía ya que requieren mayor material para barrer un área dada y se caracterizan por entregar potencias muy bajas. Sin embargo, tienen un relativo buen desempeño en la fase de arranque de la máquina $0 < \lambda < 3$ (rotores Savonius). Para valores de $s < 0,3$ el coeficiente de potencia es menos sensible a los cambios de λ que puedan ser causados por una repentina variación de la velocidad de corriente del flujo (Kirke, 1998). Generalmente las turbinas hidrocinéticas Darrieus se encuentran en un rango de valores medios comprendidos entre 0,2 y 0,6.

Puede parecer que el número de paletas ideal para los rotores Darrieus es dos por la simplicidad de su diseño, por traducirse en un menor valor de solidez, la utilización de menos material para su construcción y consecuentemente su menor costo. Sin embargo, los rotores de tres paletas ofrecen ventajas en relación a la disminución de la variación cíclica tanto del torque como de la magnitud y dirección de la fuerza neta sobre el rotor. Las fuerzas fluido-dinámicas en un rotor con dos paletas separadas 180° actúan casi en la misma dirección ocasionando problemas de balance y vibración que se trasmite a toda la estructura. Además, las paletas durante su recorrido se encuentran en posiciones desfavorables donde no se produce sustentación por lo que no se fomenta la rotación. En un rotor con tres paletas separadas 120° se asegura que alguna de ellas esté generando sustentación.

⁴ Kirke (1998) definió un rango óptimo como el que se encuentra comprendido entre los valores de λ que corresponden con valores de $C_p \geq 0,7C_{pmax}$

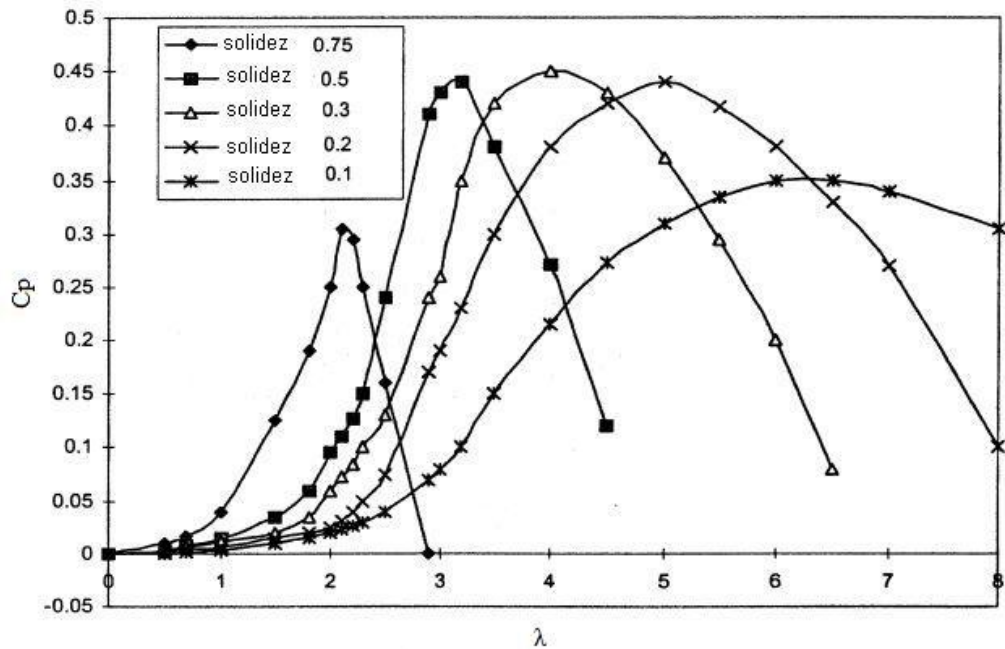


Figura 3-9: Efecto de la solidez para una turbina de eje vertical (Kirke, 1998)

3.3.4. Número de cavitación

La cavitación es un factor limitante en el desempeño de las hidroturbinas Darrieus. Se produce cuando la presión en algún punto de la corriente del fluido desciende por debajo del valor de presión de vaporización del fluido a la temperatura de trabajo formándose burbujas de vapor. Estas burbujas son transportadas por el flujo hasta llegar a una región de mayor presión, donde el vapor regresa al estado líquido de manera súbita, implotando bruscamente las burbujas. Si las burbujas de vapor se encuentran cerca o en contacto con una pared sólida cuando cambian de estado, las fuerzas ejercidas por el líquido al aplastar la cavidad dejada por el vapor dan lugar a presiones localizadas muy altas, ocasionando picaduras sobre la superficie sólida. Puede llegar a causar mucho ruido, daño en los componentes y una pérdida de rendimiento. El origen y la intensidad de la cavitación depende de:

- La velocidad local de corriente.
- La frecuencia de rotación

- La distribución de presión alrededor del perfil.

El número de cavitación σ es definido como:

$$\sigma = \frac{p_t - p_v}{\frac{1}{2}\rho c'_{\infty}{}^2} \quad (3-6)$$

donde p_v es la presión de vapor saturado del líquido a la temperatura de trabajo, c'_{∞} es la velocidad del flujo pasante en el rodete, p_t es la suma de la presión atmosférica local y la presión hidrostática, $p_t = p_{atm} + \rho gh$. Sustituyendo los términos se obtiene:

$$\sigma = \frac{p_{atm} - p_v}{\frac{1}{2}\rho c'_{\infty}{}^2} + \frac{h}{c'_{\infty}{}^2/2g} \quad (3-7)$$

3.3.5 Selección del perfil hidrodinámico

La elección de la sección de perfil hidrodinámico tiene un impacto significativo en el rendimiento de la hidroturbina. Tradicionalmente se han usado para estas aplicaciones perfiles simétricos como el NACA 0012, el NACA 0015 y el NACA 0018 reportándose un comportamiento aceptable. Sin embargo, recientes investigaciones han mostrado que los perfiles asimétricos podrían llegar a tener un comportamiento más apropiado para la transferencia de energía (Kirke, 1998). Se espera que para una rotación, además de ofrecer buenas características de sustentación que reporten un buen rendimiento, puedan trabajar fuera del régimen de cavitación. Asimismo para efectos prácticos, deben ser de sencilla fabricación.

CAPÍTULO IV

MODELO ANALÍTICO Y COMPUTACIONAL

La simulación de las turbinas de flujo cruzado puede realizarse a través de métodos como las teorías basadas en el Principio de conservación de la cantidad de movimiento lineal, los modelos de distribución de vórtices y la Dinámica de Fluidos Computacional, CFD (*Computer Fluid Dynamics*). Cada uno de estos métodos lleva asociado ventajas e inconvenientes en términos de complejidad y de exactitud.

Las teorías basadas en la cantidad de movimiento para flujo unidimensional, a pesar que no describen el campo de flujo alrededor de la turbina, son herramientas que se caracterizan por predecir de una manera efectiva el desempeño de la turbina requiriendo de un tiempo relativamente corto para su codificación y obtención de resultados. El modelo computacional desarrollado en este trabajo se basa en la teoría Doble Disco y Múltiples Tubos de Corriente desarrollada por Paraschivoiu (Paraschivoiu, 2002).

4.1. Teoría del Disco Actuador o Teoría del Momentum Axial

La teoría utiliza el teorema de la conservación de la cantidad de movimiento para determinar el empuje que experimenta la turbina (responsable de la generación de energía) como consecuencia de la acción de la corriente de agua.

Se parte de las siguientes hipótesis:

- Flujo incompresible
- Flujo estacionario
- Flujo unidimensional
- Se desprecian pérdidas de carga total por fricción

Se establece un volumen de control en un tubo de corriente como el que se muestra en la Figura 4-1 para el caso de una turbina axial abierta.

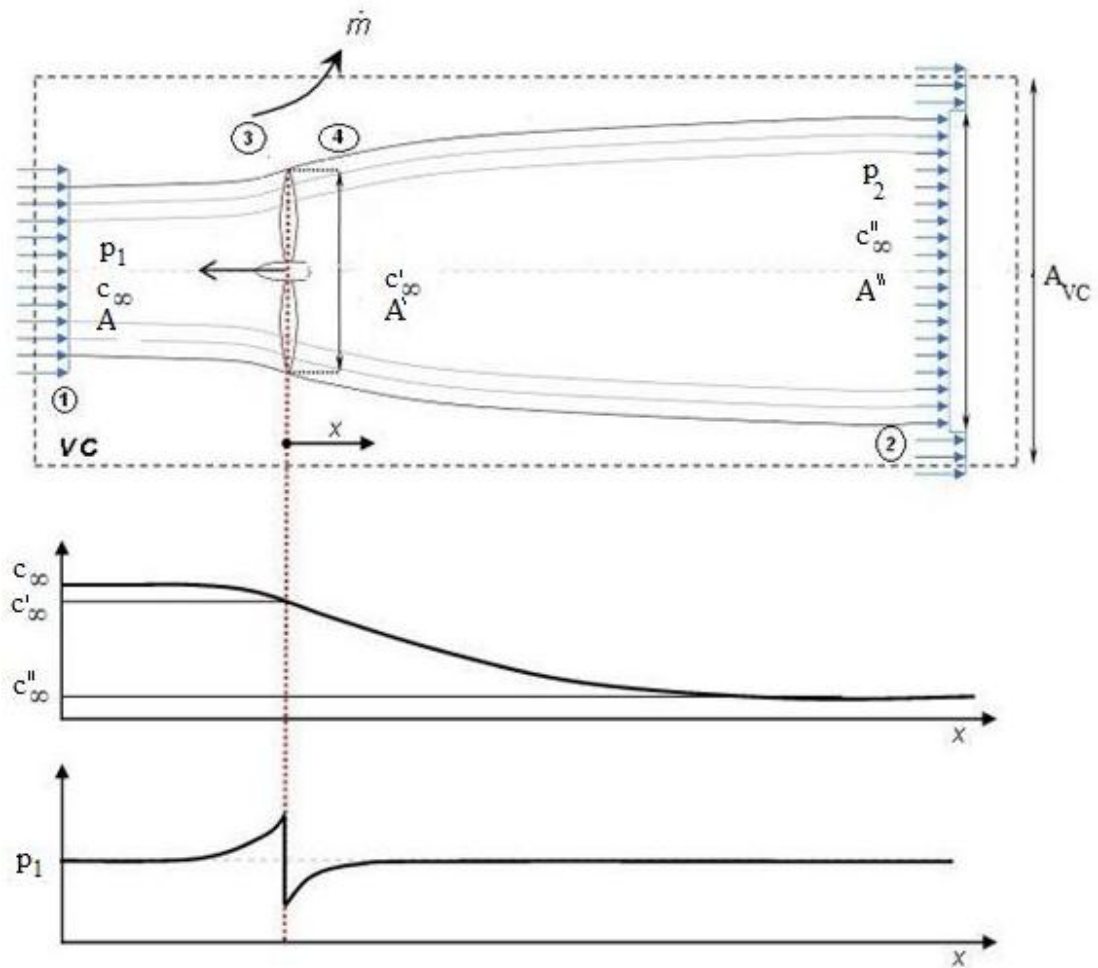


Figura 4-1: Teoría del Disco Actuador

Donde:

c_∞ : Velocidad de corriente libre no perturbada por el rotor.

c'_∞ : Velocidad del fluido en el rotor.

c''_∞ : Velocidad del fluido corriente abajo

A' : Área de la sección de flujo en la propela.

A'' : Área de la sección de flujo de la estela

La relación entre los flujos a lo largo del tubo de corriente es establecida por la ecuación de continuidad.

$$\frac{d}{d_x}(\dot{m}) = 0 \quad (4-1)$$

Es decir la rata de masa \dot{m} es:

$$\dot{m} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4-2)$$

\dot{m} puede expresarse en función de la velocidad c_∞ como:

$$\dot{m} = \rho c_\infty A \quad (4-3)$$

A efectos de satisfacer la ecuación de continuidad, el tubo de corriente por el cual se desplaza el agua no es de sección constante. Al disco actuador se le transfiere energía cinética al flujo y la velocidad disminuye, por lo cual el área de la sección del tubo de corriente necesariamente aumenta:

$$\rho c_\infty A = \rho c'_\infty A' = \rho c''_\infty A'' \quad (4-4)$$

La cantidad de movimiento entregada por una masa m de agua al disco actuador es:

$$M = m(c_\infty - c''_\infty) \quad (4-5)$$

La fuerza ejercida por el flujo sobre el disco actuador está dada por la segunda ley de Newton.

$$\overline{F_{emp_t}} = \frac{dM}{d_t} = \dot{m}(c_\infty - c''_\infty) \quad (4-6)$$

La potencia puede ser expresada en función de la fuerza de empuje como:

$$P = F_{emp_h} c'_\infty \quad (4-7)$$

sustituyendo las 2 expresiones anteriores:

$$P = \dot{m}(c_\infty - c''_\infty) c'_\infty \quad (4-8)$$

De acuerdo con el principio de conservación de la energía se tiene:

$$-\dot{m} \left(\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_\infty^2}{2} + gZ_\infty \right) + \dot{m} \left(\frac{p_2}{\rho} + \frac{c''_\infty^2}{2} + gZ_\infty \right) = -P \quad (4-9)$$

$$P = \dot{m} \left(\frac{c_\infty^2 - c''_\infty^2}{2} \right) \quad (4-10)$$

De las expresiones (4-8) y (4-10) se obtiene que la velocidad el disco es igual a:

$$c'_{\infty} = \frac{c_{\infty} + c''_{\infty}}{2} \quad (4-11)$$

O lo que es lo mismo:

$$c''_{\infty} = 2c'_{\infty} - c_{\infty} \quad (4-12)$$

Aplicando la ecuación de Bernoulli para las secciones (1-3) y (4-2) de la se obtiene:

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_{\infty}^2}{2} = \frac{p_3}{\rho} + \frac{c'_{\infty}{}^2}{2} \quad (4-13)$$

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{c''_{\infty}{}^2}{2} = \frac{p_4}{\rho} + \frac{c'_{\infty}{}^2}{2} \quad (4-14)$$

Queda entonces:

$$(p_3 - p_4) = \frac{\rho(c_{\infty}^2 - c''_{\infty}{}^2)}{2} \quad (4-15)$$

La fuerza de empuje puede expresarse en función del cambio de presión por medio de la expresión:

$$\overline{F_{emp_t}} = (p_3 - p_4)A' \quad (4-16)$$

Sustituyendo la ecuación (4-15) en la ecuación (4-16) se obtiene la expresión que representa la fuerza en el disco actuador en términos del cambio de velocidad promedio:

$$\overline{F_{emp_t}} = \frac{\rho(c_{\infty}^2 - c''_{\infty}{}^2)}{2} A' \quad (4-17)$$

Sustituyendo la ecuación anterior en términos de c'_{∞} por medio de la ecuación (4-12) da como resultado:

$$\overline{F_{emp_t}} = 2\rho A' c'_{\infty} (c_{\infty} - c'_{\infty}) \quad (4-18)$$

Multiplicando por el factor $\left(\frac{c_\infty}{c_\infty}\right)^2$

$$\overline{F}_{emp_t} = 2\rho A' c_\infty^2 \left(\frac{c'_\infty}{c_\infty}\right) \left(1 - \frac{c'_\infty}{c_\infty}\right) \quad (4-19)$$

El factor de inducción es definido como la relación entre la velocidad en el rotor y la velocidad de corriente libre:

$$a = 1 - \frac{c'_\infty}{c_\infty} \quad (4-20)$$

La ecuación (4-19) se expresa en función de a como:

$$\overline{F}_{emp_t} = 2\rho A' c_\infty^2 a(1 - a) \quad (4-21)$$

Donde A' es el área del tubo de corriente.

Potencia aprovechada máxima teórica. Límite de Betz

Existe un límite superior para la potencia aprovechada, teóricamente ningún generador puede extraer del fluido una potencia mayor a la fijada por este límite. Sustituyendo las ecuaciones (4-7) y (4-19) se obtiene:

$$P = 2\rho A c_\infty^3 \left(\frac{c'_\infty}{c_\infty}\right)^2 \left(1 - \frac{c'_\infty}{c_\infty}\right) \quad (4-22)$$

Definiendo el coeficiente de potencia como la relación:

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho A c_\infty^3} \quad (4-23)$$

Sustituyendo:

$$C_P = 4 \left(\frac{c'_\infty}{c_\infty}\right)^2 \left[1 - \left(\frac{c'_\infty}{c_\infty}\right)\right] \quad (4-24)$$

Reescribiendo en términos del factor de inducción:

$$C_P = 4a'(1 - a')^2 \quad (4-25)$$

La condición de máxima potencia se obtiene cuando $\frac{\partial C_p}{\partial a}=0$, entonces al derivar la ecuación anterior se obtiene:

$$\frac{\partial C_p}{\partial a} = 4(1 - a')^2 - 8a'(1 - a') = 0 \rightarrow a' = \frac{1}{3} \quad (4-26)$$

$$C_{pmax} = 0,5926 \quad (4-27)$$

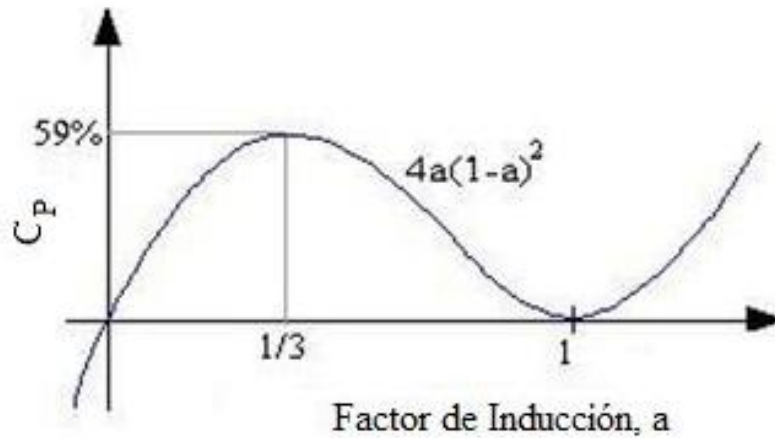


Figura 4-2: C_p . Vs a

La expresión (4-27) constituye el límite de Betz, según el cual la potencia máxima que puede extraerse con una turbina ideal de un flujo es igual a 59,3% de la potencia del flujo incidente. En la práctica este límite superior nunca se alcanza, pudiendo llegar a valores sólo algo superior a 40% en el mejor de los casos.

4.2. Teoría del Perfil Rotativo Aislado

Esta teoría se utiliza para calcular el empuje que puede producir una paleta. Se consideran las fuerzas que actúan sobre un diferencial de espesor de una de las paletas, realizándose después una integración para determinar la resultante de las fuerzas que actúa sobre cada una y luego multiplicando por el número de ellas.

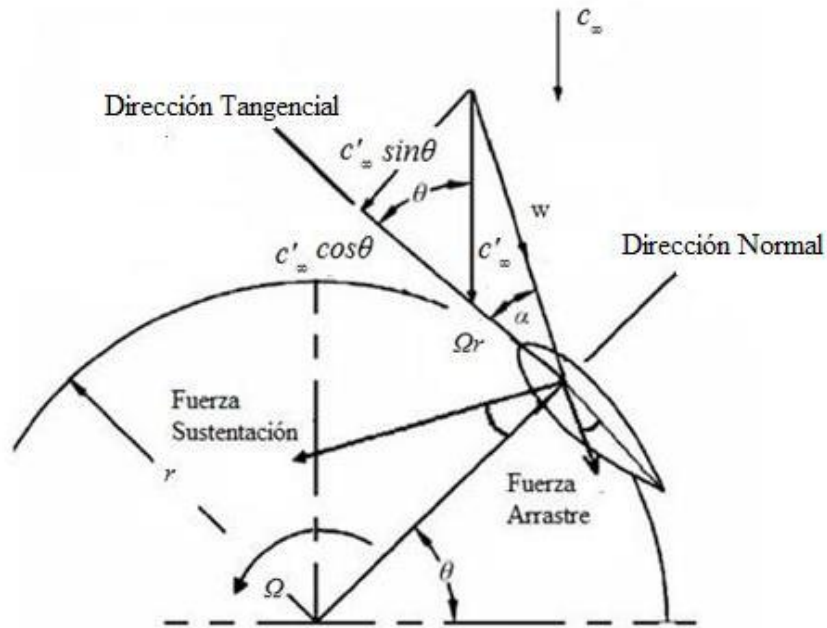


Figura 4-3: Teoría Elemento de Pala Rotativa

Las siguientes simplificaciones se incluyen en el cálculo:

- No existe interacción hidrodinámica entre los elementos diferenciales que componen la pala.
- Las fuerzas en el perfil sólo son debidas a la sustentación y a la resistencia que experimenta el elemento diferencial de paletas.
- No se considera la pérdida de eficiencia de una de las paletas por las turbulencias que pueda dejar a su paso la pala inmediatamente anterior.

La velocidad relativa puede expresarse de acuerdo a la geometría mostrada en la figura como:

$$w = \sqrt{(\Omega r + c'_{\infty} \cos \theta)^2 + (c'_{\infty} \sin \theta)^2} \quad (4-28)$$

Normalizando la velocidad relativa usando la velocidad de corriente libre se obtiene:

$$\frac{w}{c_\infty} = \sqrt{\left(\frac{\Omega r}{c_\infty} + \frac{c'_\infty \cos \theta}{c_\infty}\right)^2 + \left(\frac{c'_\infty \sin \theta}{c_\infty}\right)^2} \quad (4-29)$$

$$\frac{w}{c_\infty} = \sqrt{[\lambda + (1 - a') \cos \theta]^2 + [(1 - a') \sin \theta]^2} \quad (4-30)$$

El ángulo de ataque puede ser expresado como:

$$\tan \alpha = \frac{c'_\infty \sin \theta}{\Omega r + c'_\infty \cos \theta} \quad (4-31)$$

Normalizando la ecuación:

$$\tan \alpha = \frac{\left(\frac{c'_\infty}{c_\infty}\right) \sin \theta}{\left(\frac{\Omega r}{c_\infty}\right) + \left(\frac{c'_\infty}{c_\infty}\right) \cos \theta} \quad (4-32)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left[\frac{(1 - a') \sin \theta}{\lambda + (1 - a') \cos \theta} \right] \quad (4-33)$$

y la fuerza de empuje puede escribirse como:

$$F_{emp} = -F_N \sin \theta + F_T \cos \theta \quad (4-34)$$

donde F_N y F_T son las componentes normal y tangencial respectivamente, expresadas en forma de coeficientes como:

$$C_N = \frac{F_N}{\frac{1}{2} \rho w^2 A_P} \quad (4-35)$$

$$C_T = \frac{F_T}{\frac{1}{2} \rho w^2 A_P} \quad (4-36)$$

A_P corresponde al área de la paleta y w es la velocidad relativa. La ecuación (4-34) puede ser reescrita entonces como:

$$F_{emp_i} = \frac{1}{2} \rho w^2 (bl) (-C_N \sin \theta + C_T \cos \theta) \quad (4-37)$$

Donde b es la altura de la paleta y l la cuerda del perfil.

Se asume que las paletas están fijas y que la cuerda del perfil es tangente a la trayectoria de rotación. Los coeficientes C_N y C_T están relacionados con los coeficientes de sustentación y de arrastre de acuerdo con:

$$C_N = C_L \cos \alpha + C_D \sin \alpha \quad (4-38)$$

$$C_T = C_L \sin \alpha - C_D \cos \alpha \quad (4-39)$$

C_L y C_D pueden ser determinados de acuerdo con los datos del perfil en condición estática interpolando para valores de α y $Re_b = \frac{wl}{\nu}$

4.3. Modelo del Doble Disco Múltiples Tubos de Corriente

El flujo es dividido en un número n_{tc} como se muestra en la Figura 4-4:

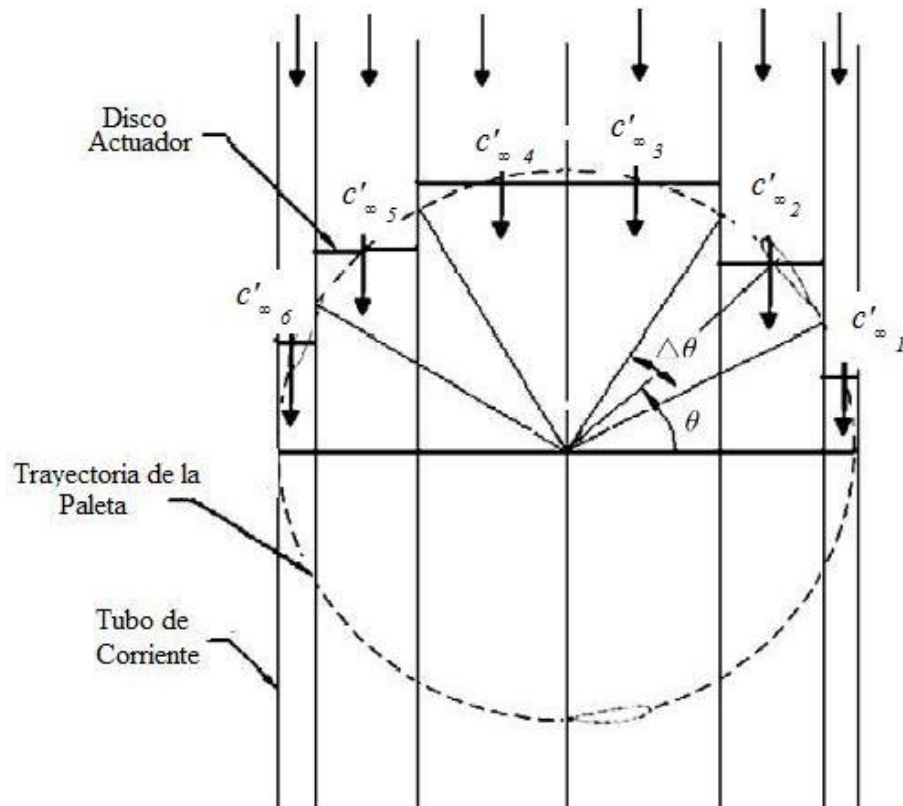


Figura 4-4: Esquema para el modelo de simple disco y múltiple tubos de corriente

La principal desventaja del modelo anterior es que no permite diferenciar la mitad corriente arriba con la mitad corriente abajo del rotor. Es decir, no se toma en cuenta la doble interacción de las paletas con el flujo. Para hacerlo posible, dos discos actuadores son colocados en forma tándem conectados en el centro de la turbina o llamada también zona de equilibrio. Si se aplica la Teoría del Momentum Axial en cada una de los discos, las velocidades de cada uno de ellos quedan expresadas por su correspondiente factor de inducción:

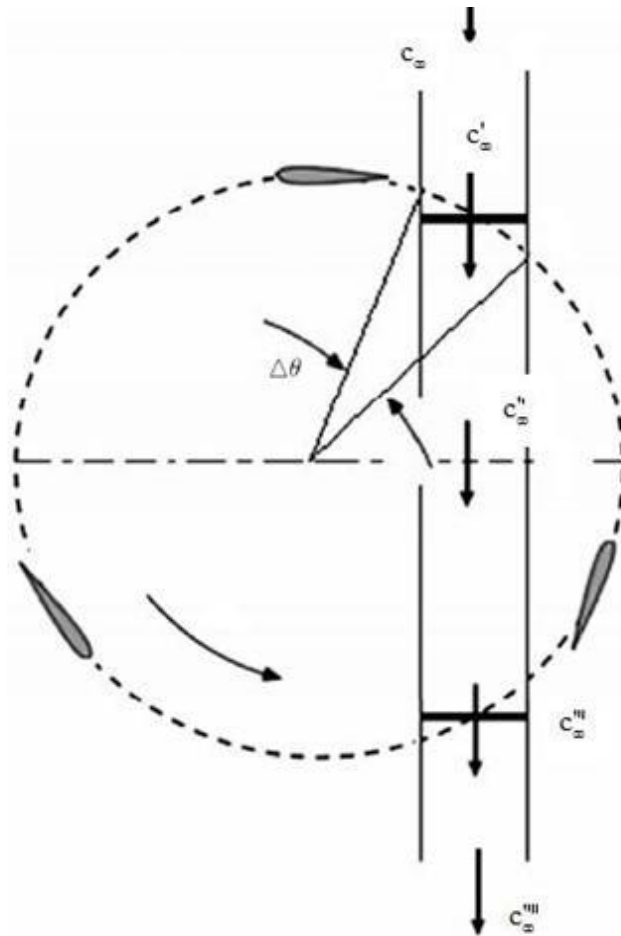


Figura 4-5: Esquema para el modelo de simple disco y múltiple tubos de corriente

$$c'_{\infty} = (1 - a')c_{\infty} \quad (4-40)$$

$$c''_{\infty} = (2a' - 1)c_{\infty} \quad (4-41)$$

$$c'''_{\infty} = (a'')(a')c_{\infty} \quad (4-42)$$

El modelo de Doble Disco y Múltiples Tubos de Corriente es una combinación de las teorías planteadas anteriormente. El flujo es dividido en una serie de tubo de corrientes fluido-dinámicamente independientes entre sí. Para establecerlos, la trayectoria de la paletas es dividida en una serie de N_o incrementos o “nodos discretos”. Se debe tener en cuenta que por cada nodo que se establezca en la parte corriente arriba debe existir uno correspondiente en la parte corriente abajo. Cada incremento tiene una longitud angular igual a:

$$\Delta\theta = \frac{2\pi}{n_{tc}} \quad (4-43)$$

La posición angular de la paleta durante la rotación viene dada por:

$$\theta = \theta_o + i\Delta\theta \quad (4-44)$$

Donde i es el número de iteraciones y θ_o se toma arbitrariamente como:

$$\theta_o = \frac{\Delta\theta}{2} \quad (4-45)$$

Para cada tubo de corriente la fuerza de empuje será:

$$\overline{F_{emp_t}} = N * \text{Fuerza Empuje instantáneo} * \frac{\Delta\theta}{\pi}$$

Para cada tubo de corriente la fuerza sobre la paleta depende de la velocidad relativa, que es resultante de la velocidad local del flujo c'_{∞} y del movimiento rotacional. c'_{∞} depende de la interacción del flujo con la turbina que a su vez es función de la fuerza sobre la paleta. Para romper este ciclo de dependencia, se usa una combinación de la teoría de conservación de la cantidad de movimiento con la teoría de diferencial de paletas.

Mitad Corriente Arriba

El estudio de esta mitad corresponde a la región comprendida entre las posiciones azimutales $0 \leq \theta \leq 180$ Como primer paso se hallan las fuerzas a las que están sujetas las paletas por medio de un proceso iterativo. Normalizando ambas ecuaciones de la fuerza de empuje:

$$C_{Fempuje} = \frac{\text{Fuerza empuje}}{\frac{1}{2} c_{\infty}^2 (br \Delta \theta \sin \theta)}$$

donde $br \Delta \theta \sin \theta$ es el área de cada tubo de corriente. Obtenemos entonces para la ecuación derivada de la teoría de momento:

$$C_{Femp} = 4a'(1 - a') \quad (4-46)$$

y para la derivada de la teoría de paleta:

$$C_{Femp} = \frac{Nl}{2r} \left(\frac{w}{c_{\infty}^2} \right) \frac{1}{2\pi} (-C_N + C_T \cos \theta) \quad (4-47)$$

Una vez dada la geometría del rotor, el valor de rapidez rotacional, y la velocidad de corriente libre c_{∞} se supone un valor inicial para el factor de inducción. En una primera aproximación son evaluados el ángulo de ataque, la velocidad relativa y el Re_b por medio de las ecuaciones (4-32), (4-28) y (3-4). Luego con las ecuaciones (4-35) y (4-36) son estimados los coeficientes normal y tangencial, interpolando la data disponible para determinar los valores correspondientes de C_L y C_D a Re_b y α . Se hallan los valores del coeficiente de empuje a través de las ecuaciones y (4-47). Se repite el proceso de iteración hasta que se alcance la convergencia. Como a' varía con θ corresponde para cada tubo de corriente un valor diferente de a' .

Una vez que las fuerzas de empuje, normal y tangencial son evaluadas para cada tubo de corriente, el torque y la potencia se determinan promediando las contribuciones de cada uno de los tubos para esa mitad del rotor.

El torque instantáneo para una paleta en una posición θ es:

$$T'(\theta) = \frac{1}{2} \rho w^2 l b C_T \times r \quad (4-48)$$

El torque promedio en la mitad del rotor producido por N número de paletas es:

$$\bar{T}' = \frac{N \sum_{i=1}^{n_{tc}/2} \frac{1}{2} \rho w_i^2 l b C_{Ti} \times r}{n_{tc}/2} \quad (4-49)$$

El coeficiente de torque promedio para la mitad corriente arriba del rotor es:

$$C_M = \frac{\text{torque promedio}}{\frac{1}{2} \rho c_\infty^2 r b \times r} \quad (4-50)$$

$$C_M = \frac{N l \sum_{i=1}^{N/2} \left(\frac{w_i}{C_\infty} \right)^2 C_T}{r \frac{n_{tc}}{2}} \quad (4-51)$$

Por lo tanto, el coeficiente de potencia para la mitad corriente arriba del rotor es:

$$C_{P1} = \frac{\Omega r}{c_\infty} \overline{C_M'} = \lambda \overline{C_{M1}} \quad (4-52)$$

Mitad Corriente Abajo

Para la mitad corriente abajo del rotor, la velocidad de inducción es función tanto del factor de inducción corriente arriba como el de corriente abajo. Siguiendo la misma lógica de la sección anterior, consideramos que la velocidad de equilibrio $C''_\infty = (2a' - 1)c_\infty$ es la condición de entrada para el ciclo corriente abajo. Por lo tanto el proceso iterativo inicia con $a'' = a'$, donde a' es el valor obtenido en cada tubo de corriente correspondiente a la primera parte del rotor.

El coeficiente de torque promedio es

$$\overline{C_{M''}} = \frac{N l \sum_{i=1}^{n_{tc}/2} \left(\frac{w_i}{C_\infty} \right)^2 C_T}{r \frac{n_{tc}}{2}} \quad (4-53)$$

El coeficiente de potencia es:

$$C_{P2} = \frac{\Omega r}{c_{\infty}} \overline{C_{M''}} = \lambda \overline{C_{M''}} \quad (4-54)$$

El coeficiente de potencia para una rotación completa es entonces la suma de los coeficientes correspondientes a cada mitad.

$$C_P = C_{P1} + C_{P2} \quad (4-55)$$

Limitación de la teoría de conservación de movimiento

Cuando la ralentización es grande, el flujo a través y alrededor del rotor se convierte en turbulento resultando en una pérdida significativa de energía. La teoría de conservación de momento sostiene que a medida que el factor de inducción aumenta por encima del valor 0,5 la fuerza de empuje (proporcional a la caída de presión a través del rotor) decrecerá tendiendo a alcanzar el valor 0. Trabajos experimentales realizados por Glauert indican que de hecho sucede lo contrario, es decir, el empuje aumenta en esta región. Para corregir la falla de la teoría de momento, se realiza una modificación planteada por Sharpe (1990) quien ajustó una línea recta a datos experimentales y obtuvo una expresión empírica del coeficiente de la fuerza de empuje en términos del factor de inducción.

En lugar de la expresión estándar:

$$C_{Femp} = 4a'(1 - a') \quad (4-56)$$

En la región $a_t < a < 1$, se trabaja con:

$$C_{Femp} = C_{T1} - 4(C_{T1}^{0,5} - 1)(1 - a') \quad (4-57)$$

donde $a_t = 1 - 0,5C_{T1}$ y $C_{T1} = 1,816$

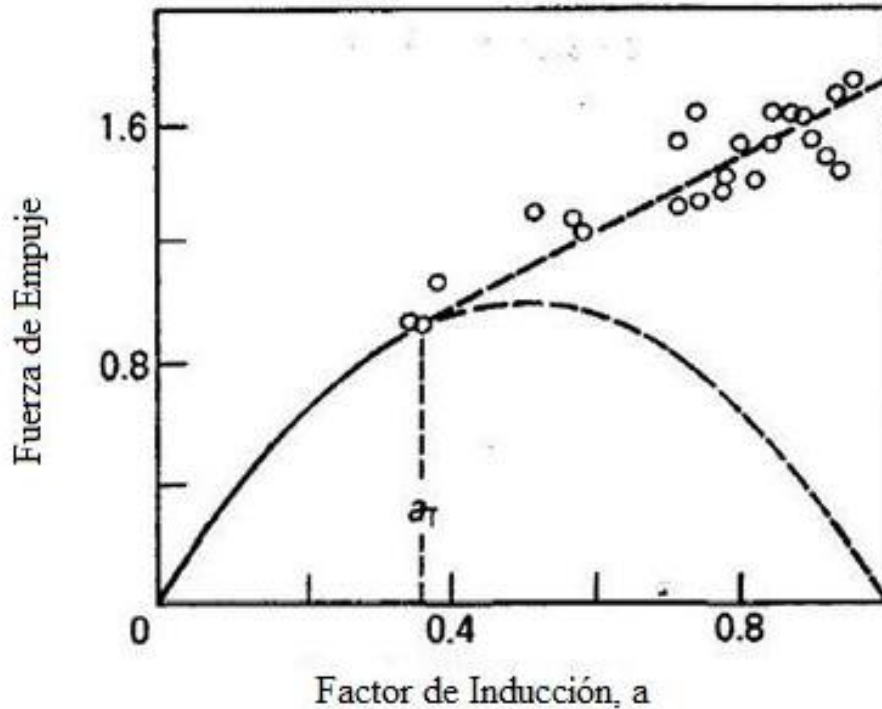


Figura 4-6: Limitación de la Teoría de Momentum (Pawsey, 2002)

Esta modificación permite que el proceso de iteración con la teoría del elemento de paletas para valores de factor de inducción mayores a 0,5 sea correcto, en caso contrario, la pendiente negativa de la curva de la fuerza de empuje no permite la convergencia.

4.4. Código Computacional

Características

- El código computacional está basado en la teoría del Doble Discoy Múltiples Tubos de Corrientes.
- Ha sido programado en lenguaje Fortran 77 utilizando como herramienta de compilación OpenWatcom FORTRAN 2010.

- El problema es no lineal por lo que se requiere el uso de métodos numéricos para hallar la solución. Se utilizó un método iterativo conocido (*regula falsi*) para obtener los resultados.
- El principal requisito al momento de diseñar el código fue que su estructura principal fuera lo más clara, modular y compacta posible, teniendo presente que puede ser modificado y complementado en futuros trabajos e investigaciones. Para lograr esto, se hizo uso de las herramientas de funciones o subrutinas.
- Permite evaluar cambios en la configuración del rotor (número de paletas, dimensiones, tipo de perfil)
- Permite evaluar cambios en los valores de velocidad de corriente libre y rapidez rotacional.

Entrada de datos

- Configuración del rotor: diámetro de la turbina, número de paletas, envergadura de las paletas y tipo de perfil (valores C_L y C_D)
- Características de operación: velocidad de corriente libre, rapidez rotacional y características del fluido.

Salida

- Fuerzas principales: fuerza normal y tangencial expresada en términos de sus respectivos coeficientes C_N, C_T
- Coeficiente de Potencia: para cualquier valor de λ dentro del rango en el cual la máquina trabaja en forma estable. En el caso del presente trabajo, como el objetivo es la elaboración y comprobación de su correcto funcionamiento, se limitará únicamente al estudio para $\lambda = 4$

El esquema básico de solución del programa, es el que se muestra en la Figura 4-7

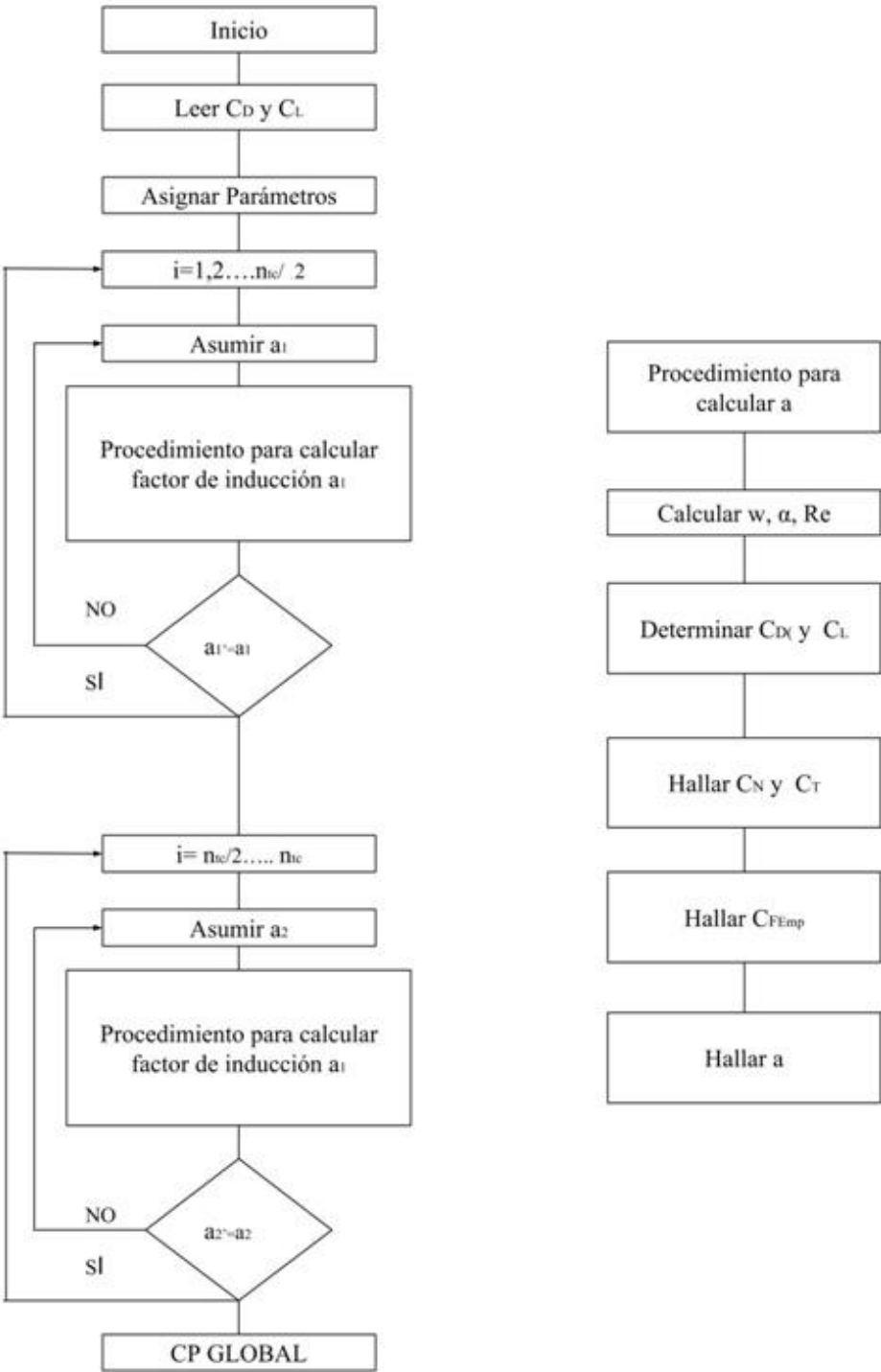


Figura 4-7: Diagrama de flujo para hallar Cp

CAPÍTULO V

RESULTADOS Y ANÁLISIS

5.1. Validación del código basado en el Modelo de Doble Discos Múltiples Tubos de Corrientes

Con el objetivo de comprobar que el código elaborado realiza los cálculos de manera correcta y que los resultados obtenidos son buenos en comparación al comportamiento que se espera del rotor Darrieus en la práctica, se realizó una validación del código. Se tomaron los coeficientes de C_D y C_L experimentales para un perfil NACA 0015 a distintos números de Re (Shedahl y Klimas, 1981) y luego fueron utilizados por el código como archivo de entrada para poder hacer el estudio en el curso de una revolución de la máquina. Las curvas obtenidas fueron comparadas con resultados disponibles arrojados por distintos métodos. Todos estos estudios fueron hechos para un rotor con las mismas características geométricas, que utiliza un mismo perfil y que trabaja bajo las mismas condiciones de operación (c_∞, λ, ν)

La Figura 5-1 y la Figura 5-2 corresponden a las curvas de C_T y C_N de resultados obtenidos por el código basado en el modelo de Doble Disco Múltiples Tubos de Corriente y de resultados disponibles por distintos métodos numéricos así como datos medidos de manera experimental. Los métodos numéricos utilizados se basan en la solución de las ecuaciones de Navier Stokes y continuidad, y distintos modelos de turbulencia ($K-\omega$, *Johnson-King* y *Cebeci-Smith*). Los procedimientos experimentales también fueron realizados de formas distintas (balanza dinamométrica y toma de presión estática sobre el perfil).

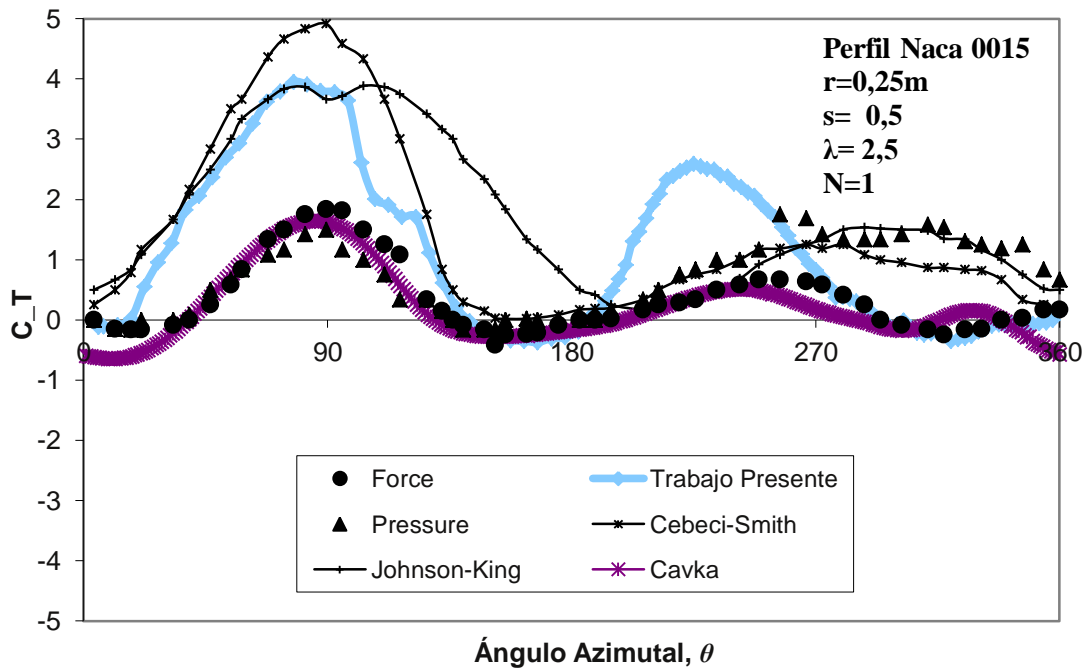


Figura 5-1: Distribución de la fuerza tangencial para una paleta con perfil NACA 0015 (Sansone, 2007)

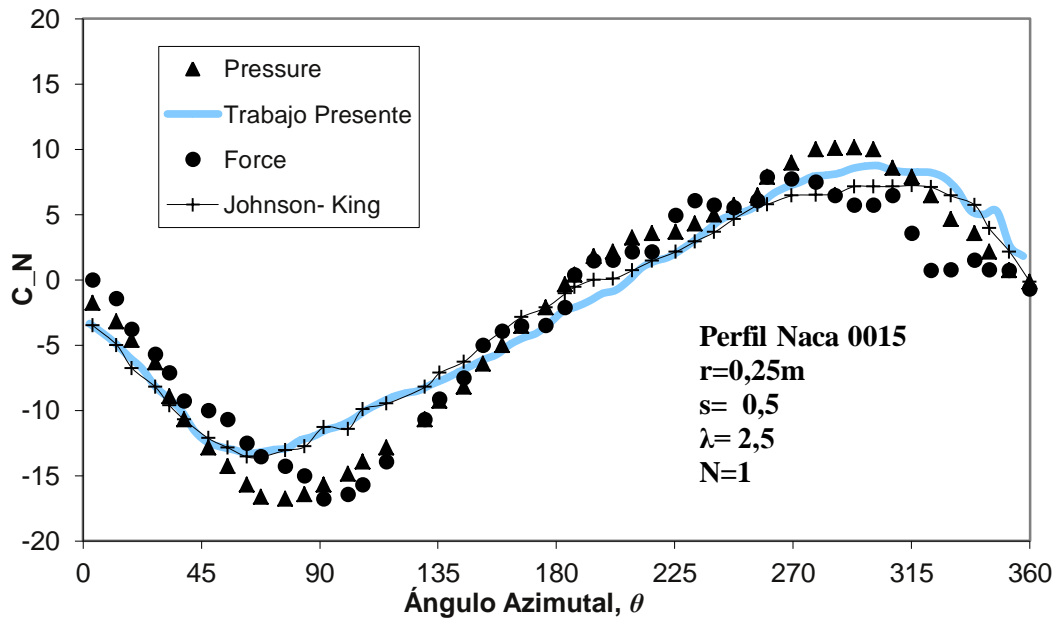


Figura 5-2: Distribución de la fuerza normal para una parleta con perfil NACA 0015(Sansone, 2007)

En la Figura 5-1 para el coeficiente de fuerza tangencial se observan con claridad dos picos ($\theta \approx 90^\circ$; $\theta \approx 200^\circ$) los cuales se posicionan correctamente si se comparan con los otros trabajos. Esto refleja que sin tomar en cuenta los efectos viscosos y sin utilizar códigos tipo Navier Stokes, los resultados son comparables con los obtenidos con códigos mucho más complejos. También se observa la existencia de algunos torques resistentes durante la rotación. Siendo C_T predominantemente positivo, esto determina la posibilidad de giro de la máquina.

Hay coincidencia no sólo en el posicionamiento de los picos ($\theta \approx 90^\circ$; $\theta \approx 300^\circ$), sino también en los valores de C_N . Para este coeficiente los resultados son comparables con los obtenidos a través de códigos mucho más complejos.

Es de notar que en este tipo de máquinas los picos obtenidos para C_N en valor absoluto, son mucho mayores que los coeficientes de C_T . Esta tendencia fue bien capturada por el método aplicado.

5.2. Obtención de curvas características de perfiles asimétricos por el Método de Extensión de Curvas de Arrastre y Sustentación

Para que el código basado en la teoría del Doble Disco y Múltiple Tubos de Corriente funcione correctamente, es necesario disponer como datos de entrada los valores de C_L y C_D en un amplio rango de α ($Re < 1 \times 10^6$) del perfil a estudiar en condición dinámica. Para ello, se aplicó el método de Extensión de Curvas de Sustentación y Arrastre al conjunto de perfiles asimétricos descritos en el Capítulo 2. A continuación se presentan los resultados para las distintos números de Reynolds tomados cada 300.000 y empezando desde el valor 8×10^4 .

C_L Y C_D obtenidas por el Método de Extensión de Curvas

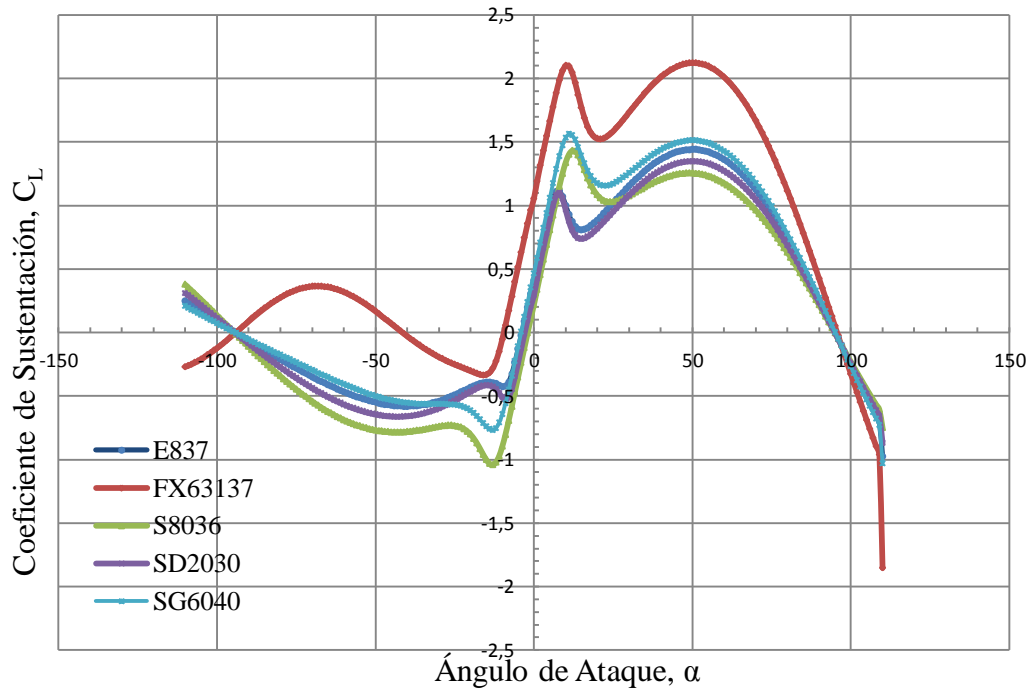


Figura 5-3: Coeficiente de Sustentación C_L para distintos perfiles $Re=80.000$

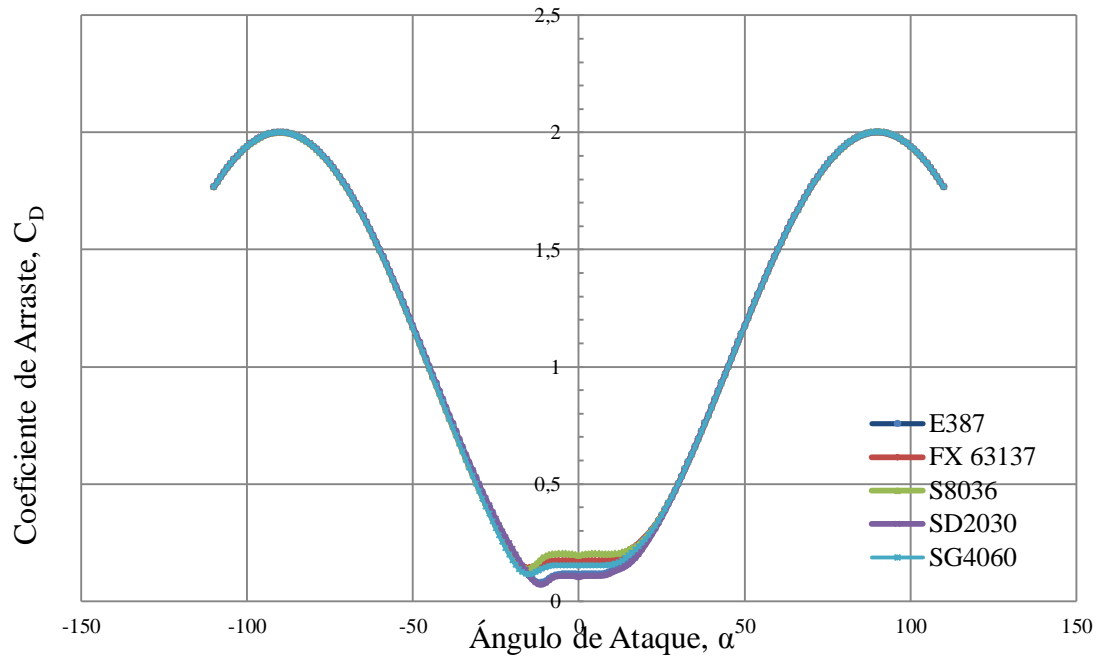


Figura 5-4: Coeficiente de Arrastre C_D para distintos perfiles $Re=80.000$

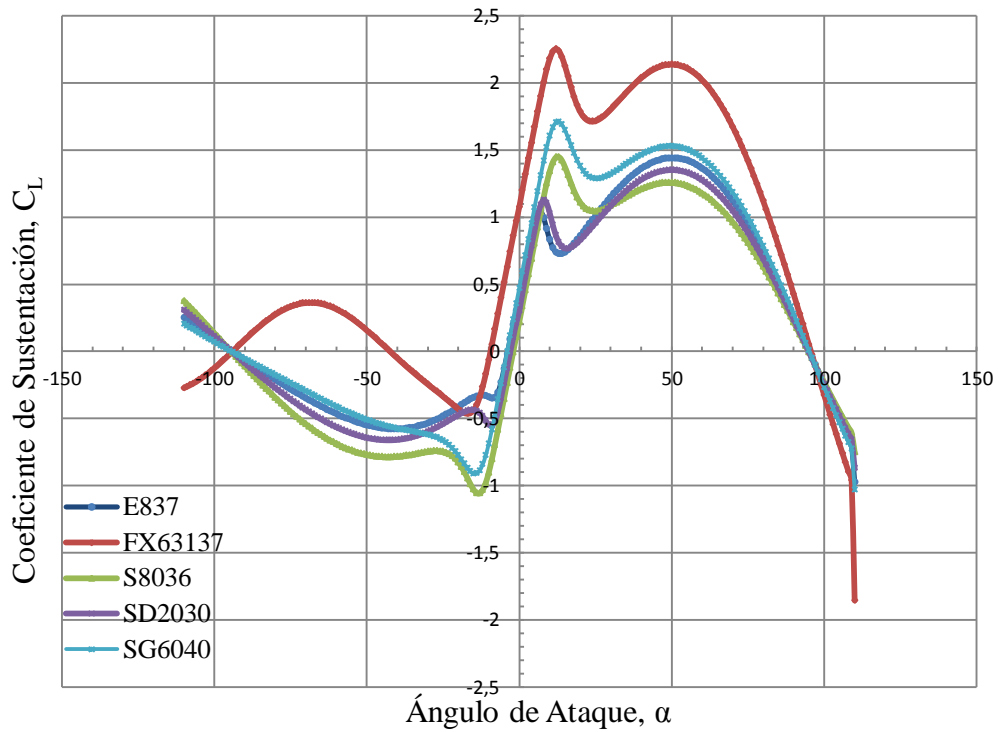


Figura 5-5: Coeficiente de Sustentación C_L para distintos perfiles $Re=380.000$

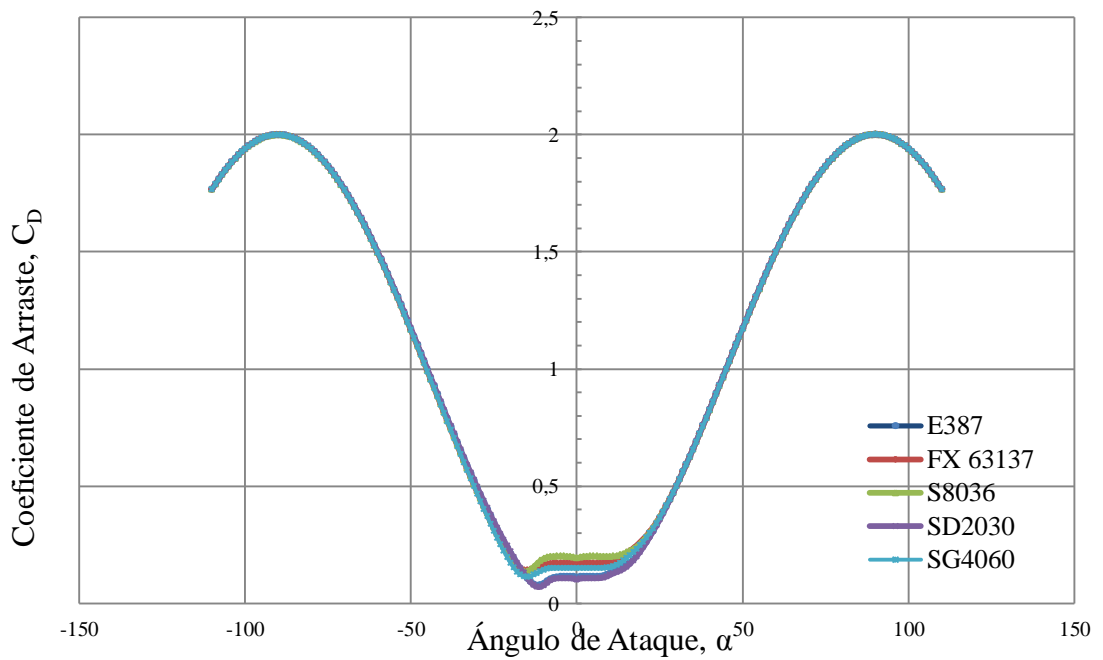


Figura 5-6: Coeficiente de Arrastre C_D para distintos perfiles $Re=380.000$

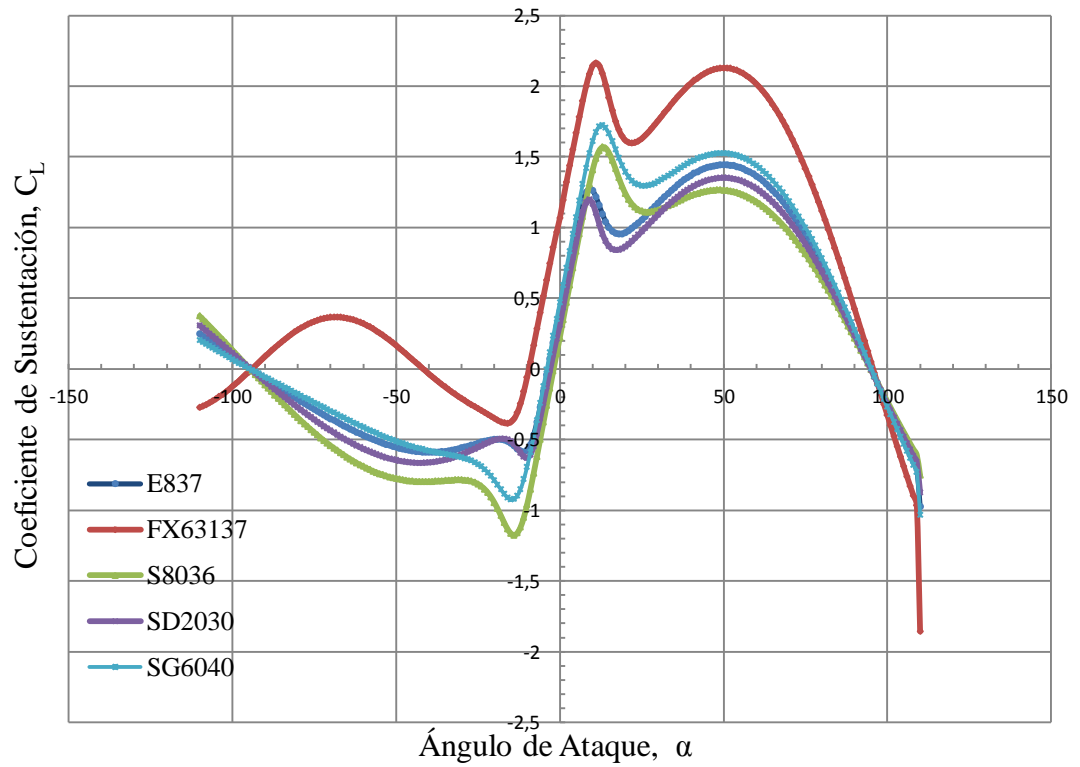


Figura 5-7: Coeficiente de Sustentación C_L para distintos perfiles $Re=680.000$

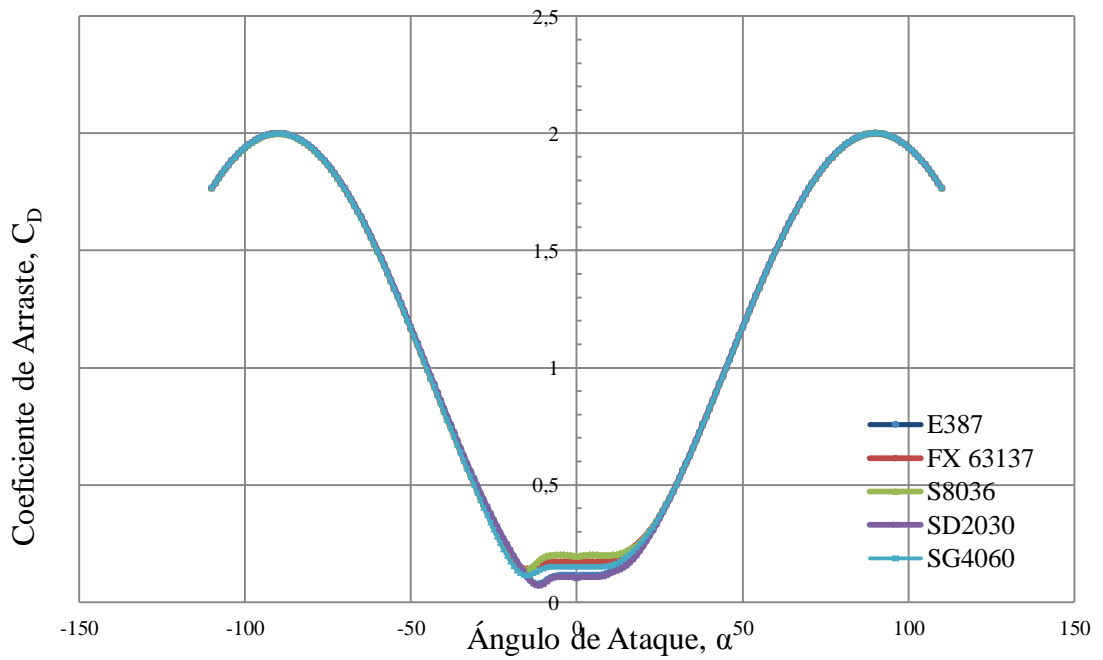


Figura 5-8: Coeficiente de Arrastre C_D para distintos perfiles $Re=680.000$

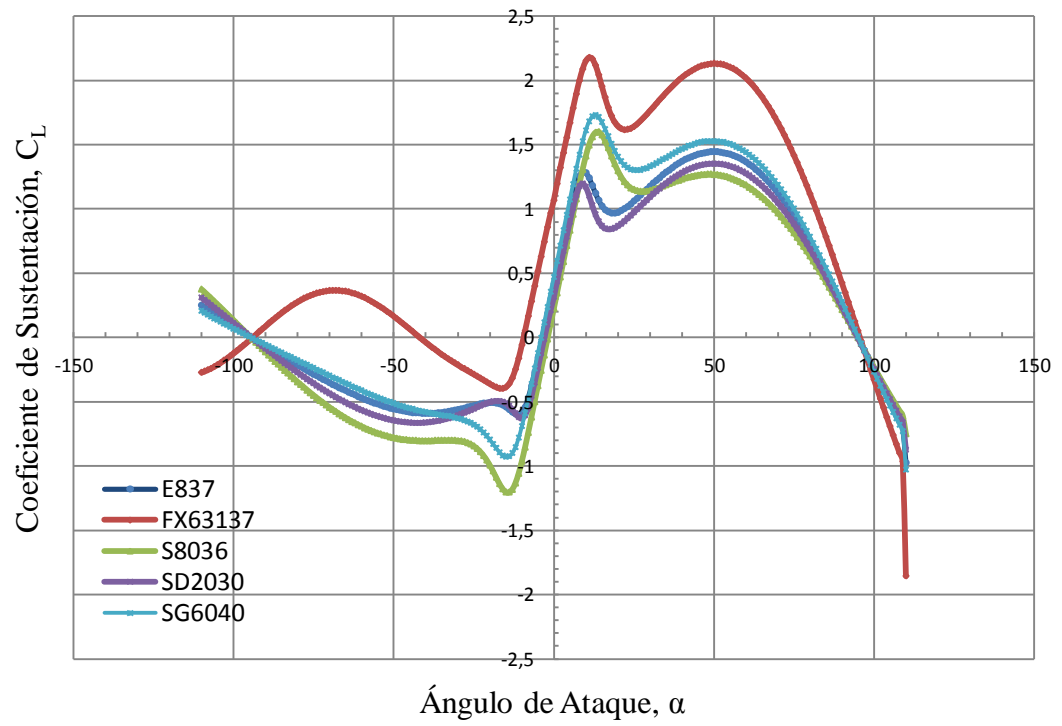


Figura 5-9: Coeficiente de Sustentación C_L para distintos perfiles $Re=980.000$

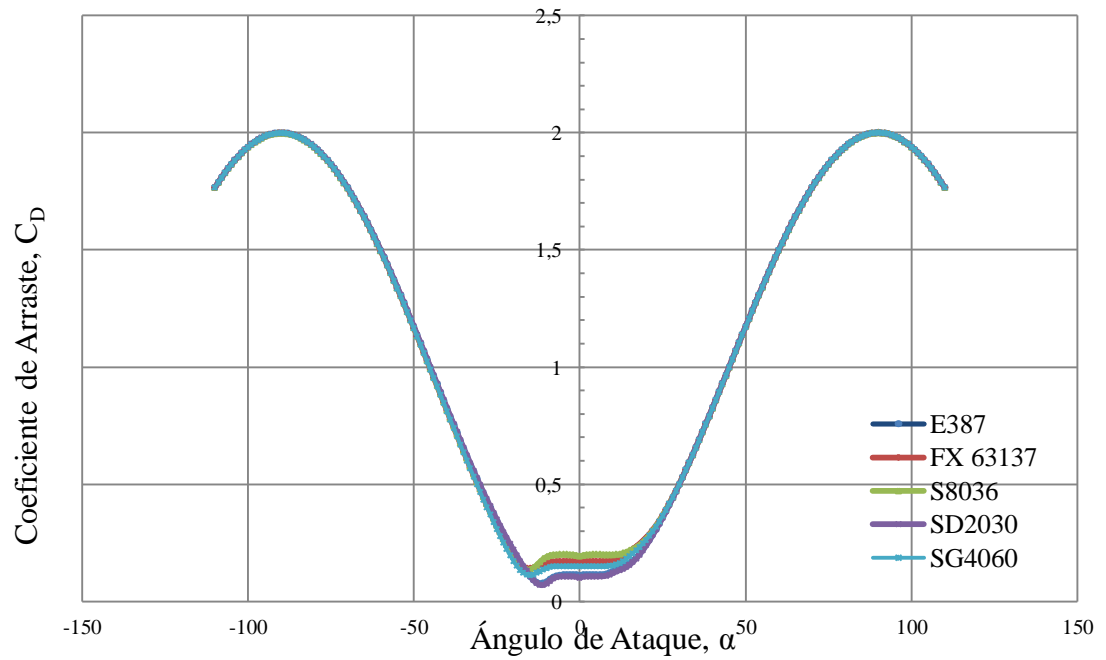


Figura 5-10: Coeficiente de Arraste C_D para distintos perfiles $Re=980.000$

En todas las gráficas se aprecia en términos globales un comportamiento similar para los cinco perfiles escogidos. Las diferencias remarcables ocurren en el rango de ángulo de ataques comprendidos entre $-10^\circ < \alpha < 0^\circ$. Aunque estas discrepancias pudieran parecer pequeñas estas pudieran afectar de manera importante el cálculo del desempeño global a través del código desarrollado.

Se aprecia que de los cinco perfiles considerados, el que mostró mejor comportamiento en condición estática fue el perfil FX 63-137

5.3. Resultados obtenidos utilizando el perfil asimétrico FX 63-137

Habiendo seleccionado el mejor perfil con mejor características de sustentación estática, se procedió a realizar un cálculo de un máquina Darrieus con 3 paletas rectas y considerando los parámetros de entrada seleccionados para este cálculo. Estos valores corresponden a una solidez de $s=0,44$

Tabla 5-1: Valores de Parámetros utilizados en la simulación

Parámetro	Valor
Diámetro (m)	5
Cuerda (m)	0,370
No de paletas	3
Altura de la paletas (m)	4
Perfil usado	FX 63-137
Velocidad Corriente Libre m/s	2.2
Relación de Velocidades λ	4

A continuación se muestran de forma gráfica los resultados obtenidos en el código desarrollado.

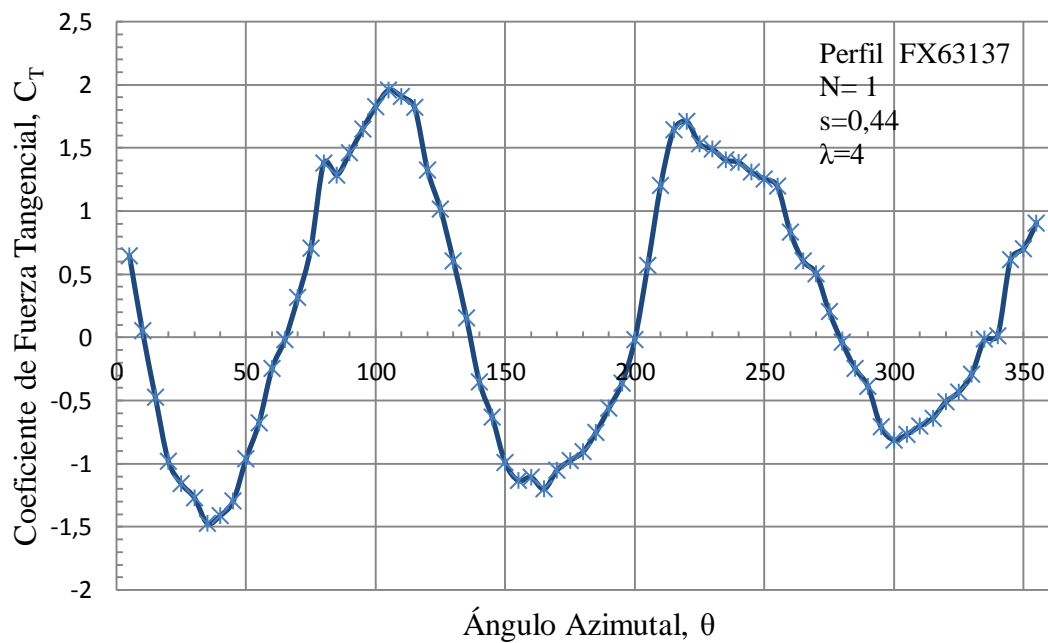


Figura 5-11: Variación C_T con el Ángulo Azimutal, θ

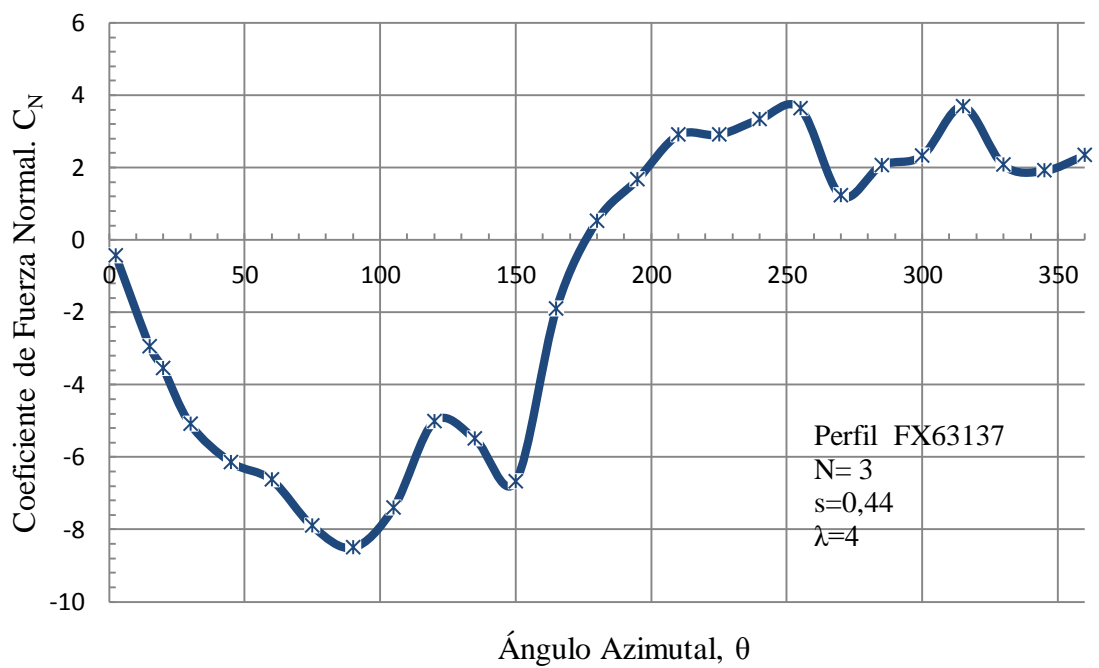


Figura 5-12: Variación C_N con el Ángulo Azimutal, θ

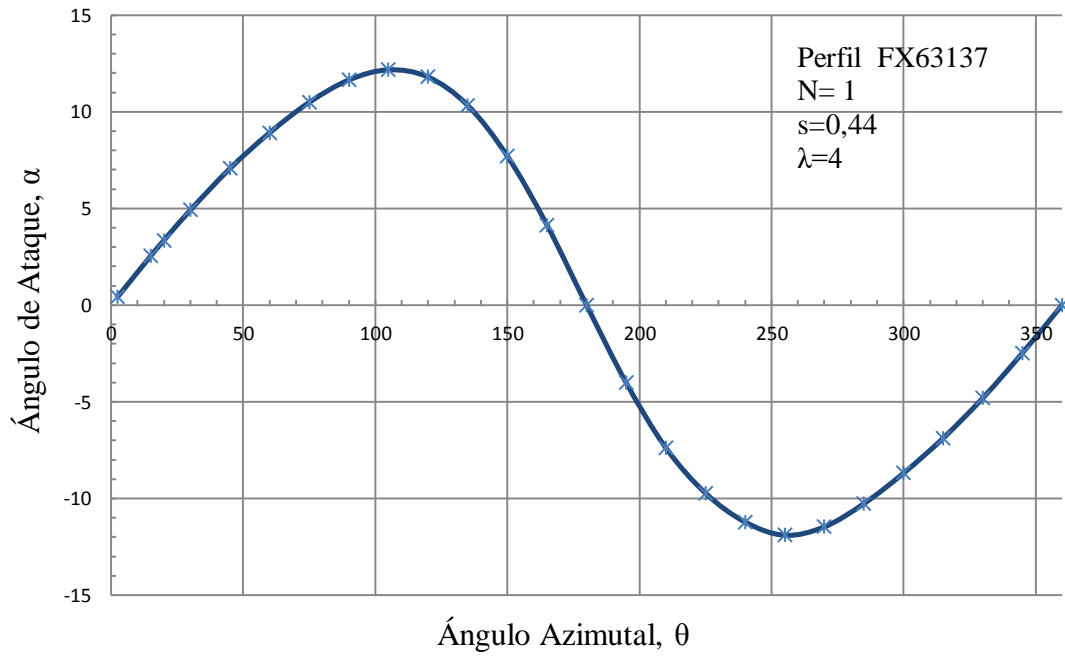


Figura 5-13: Variación α con el Ángulo Azimutal, θ

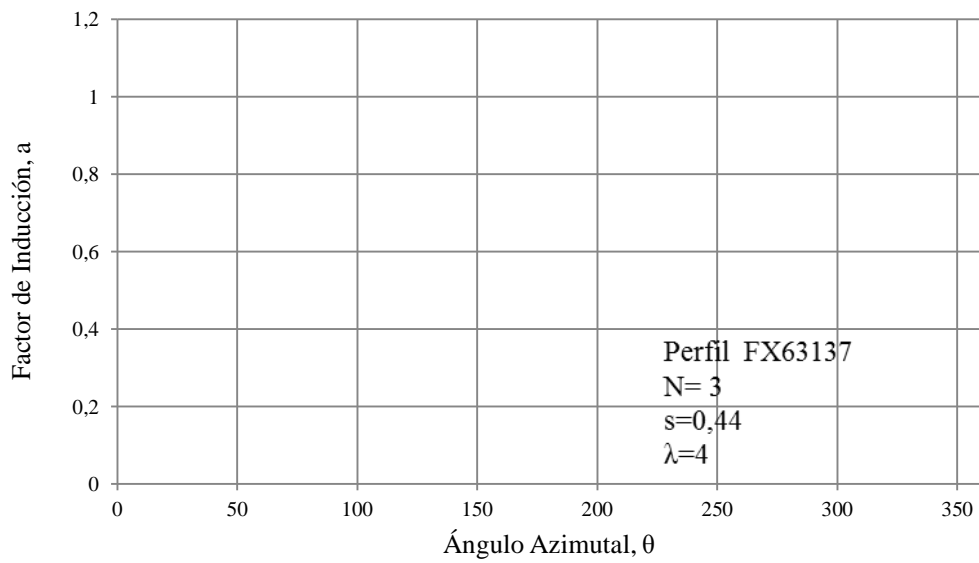


Figura 5-14: Variación del factor de inducción, a , con el Ángulo Azimutal, θ

El coeficiente de potencia global obtenido para este caso fue $C_p = 0,28$.

No hay datos con otros métodos de simulación u obtenidos de manera experimental con los que comparar los arrojados por el código. Sin embargo, se puede realizar un análisis del comportamiento de las curvas de C_T y C_N . Para ello, resulta conveniente compararlas con otros trabajos en los cuales se hayan utilizado rotores Darrieus con tres paletas rectas. Si bien, las características geométricas y la naturaleza de los perfiles utilizados son distintas, el comportamiento de estos coeficientes en estas gráficas es un parámetro de comparación del código desarrollado.

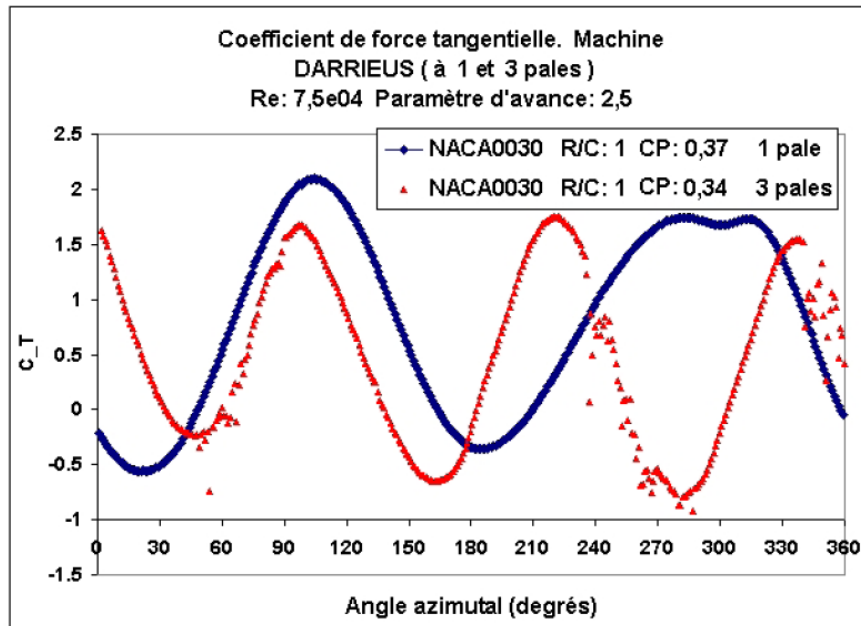


Figura 5-15: Variación de C_T con el Ángulo Azimutal para una turbina Darrieus con 3 paletas y perfil NACA 0030 (Sansone, 2007)

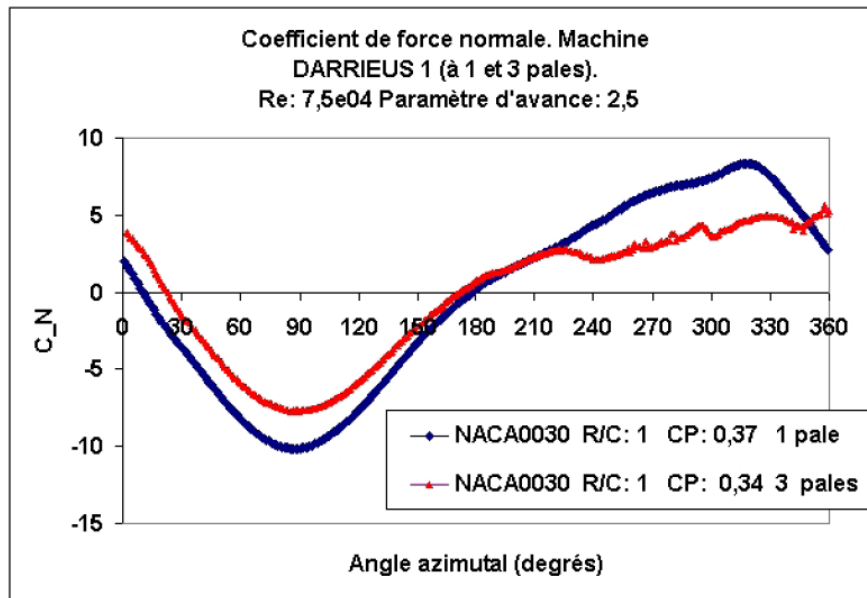


Figura 5-16: Variación de C_M con el Ángulo Azimutal para una turbina Darrieus con 3 paletas y perfil NACA 0030 (Sansone, 2007)

En un análisis cualitativo de las curvas de la Figura 5-11 y la Figura 5-15 correspondientes a la variación de C_T en relación a α , se observan comportamientos similares en cuanto los a picos y sus posicionamientos durante la rotación, encontrándose valores positivos para ángulos azimutales cercanos a 90° , 210° y 350° , y valores negativos en posiciones azimutales cercanas a 40° , 160° , 280° . Estos valores máximos corresponden al paso de cada paleta en posiciones donde se genera una fuerza tangencial que favorece el torque. En el caso de las curvas de la Figura 5-12 y Figura 5-16 se observa comportamientos similares en relación a los máximos y mínimos de C_N durante la rotación.

La Figura 5-13 muestra la variación de los ángulos de ataque del perfil para cada posición azimutal. El comportamiento de la curva obtenida es el esperado de acuerdo a lo que se explicó en el Capítulo 3 y a la Figura 3-5. En la parte corriente arriba los ángulos de ataque son positivos y en la mitad corriente abajo, estos ángulos son negativos y ligeramente menores con respecto a los de la mitad corriente arriba.

La pequeña asimetría en la Figura 5-13 obedece al hecho que los factores de inducción son distintos en cada mitad del plano de rotación y para cada tubo de corriente.

Respecto al factor de potencia C_p , si se observa la Figura 3-9, para una turbina con una solidez, $s=0,44$ trabajando para un valor de relación de velocidades $\lambda=4$; el valor del rango óptimo de desempeño su desempeño está comprendido entre $0,25 < s < 0,30$. El valor obtenido C_p por medio del código es de 0,28 estando dentro del rango esperado.

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1.1. Conclusiones

Se desarrolló un código computacional basado en modelo de Doble Disco Múltiples Tubos de Corriente, en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela. De los resultados obtenidos se puede inferir las siguientes conclusiones:

- a) La metodología utilizada para la obtención de curvas tienen un comportamiento aceptable en relación al campo viscoso.
- b) Dentro del grupo de los perfiles estudiados, aquel con mejor desempeño en condición estática fue el perfil asimétrico FX 63-137
- c) La validación del código propio elaborado y la comparación con el trabajo de Sansone demuestra que la predicción hecha por el código en cuanto al desempeño de la turbina es correcto.
- d) Para una turbina con tres paletas rectas, perfiles FX 63-137, solidez igual a $s=0,44$, trabajando para un valor de $\lambda=4$, el coeficiente de potencia obtenido es igual a $C_p = 0,28$, estando dentro del rango de valores esperados.

6.2. Recomendaciones

- a) Habiendo sido la metodología y el código desarrollado un primer cálculo que da pie a futuros trabajos para estudiar el desempeño y comportamiento hidrodinámico, se recomienda el estudio de la turbina Darrieus bajo diferentes condiciones y probando distintos parámetros geométricos.
- b) Hacer modificaciones con modelos correspondientes a las curvas de C_L y C_D de manera que tomen en cuenta la relación de aspecto de los perfiles estudiados, y su efecto sobre el desempeño de la máquina.
- c) Diseñar y construir un banco de pruebas de este tipo de turbinas, de manera que los resultados obtenidos por el código elaborado en el presente trabajo puedan ser comparados con datos experimentales.
- d) Incorporar teorías complementarias en el modelo que pudieran mejorar y refinar los resultados obtenidos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Anderson, J. (2001). *Fundamentals of Aerodynamics* (Third Edition ed.). McGraw Gill.

Breeze, P. (2005). *Power Generation Technologies*. Oxford: Elsevier.

Carantoña, A. (2009). *Análisis del comportamiento aerodinámico de perfiles empleados en generadores de baja potencia*.

Claessens, M. (2006). *The Design and Testing of Airfoils for Applications in Small Vertical Axis Wind Turbines*. TU Delft, Faculty of Aerospace Engineering .

Cognetti, G. (2001). *Biología Marina*. Barcelona: Ariel.

Cuenca, N. (s.f.). *Mini Centrales Hidroeléctricas Flotantes de Aprovechamiento Cinético*.

González, J. (2009). *Energías Renovables*. Reverte.

Jacobs, E., & Sherman, A. (1937). *Airfoil section characteristics as affected by variations of the Reynolds number*. *NACA Report 586*.

Johnson, G. (2001). *Wind Energy Systems*. Manhattan: Prentice Hall.

Khan , M., Bhuyan , G., Iqbal, M., & Quaicoe, J. (2009). . Hydrokinetic energy conversion systems and assement of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal aplications. *Science Direct* .

Khan, M., Bhuyan, G., Iqbal, M., & Quaiocoe, J. (2008). River current energy conversion systems: progress prospects and challenges. *Renew Sustain Energy Review. Science Direct.*

Kirke, B. (1998). *Evaluation of Self Starting Vertical Axis Wind Turbines for Stand Alone Applications.* Griffith University, School of engineering.

Marchán, M., & Torres, R. (2011). *Proyecto de tubina Darrieus con tres paletas rectas y perfiles simétricos.* Universidad Central de Venezuela, Caracas.

Mejía De Alba, M., García Fernández, L. E., & Gutiérrez Almonacid, M. (2011). *Metodología de obtención de los coeficientes de sustentación.* Bogotá: Universidad de América.

Meseguer, J., Álvarez, J., & Pérez, A. (2004). *Forma de retrasar la entrada en pérdida en las alas de las aves.* Universidad Politécnica de Madrid , E.T.S.I. Aeronáuticos, Madrid.

Miguélez, F. (2010). *Los otros usos del mar.*

Montgomerie, B. (2004). *Methods for root effects, tip effects and extending the angle of -180 +180 with applications to aerodynamics for blades on wind turbines and propellers, swedish defence research agency.* swedish defence research agency.

O Rourke, F., Fergal , F., & Reynolds , A. (2010). *Tidal energy update 2009 Applied Energy.*

Paraschivoiu, I. (2002). *Wind Turbine Design: With Emphasis on Darrieus Concept.* Quebec, Canada: Presses internationales Polytechnique.

Pawsey, N. (2002). *Development and Evaluation of Passive Variable Pitch-Vertical Axis Wind Turbines*. The University of New South Wales, School of Mechanical and Manufacturing Engineering,.

Riegels, F. (1961). *Airfoil Section*. Londres: Butterworths.

Sansone, E. (2007). *Simulation numerique de l'ecoulement cavitant dans les turbines Darrieus*.

Sharpe, J. (1990). *Wind Turbine Aerodynamics*. In L. Freris (Ed.), *Wind*. Prentice Hall.

Shedahl, R. E., & Klimas, P. C. (1981). *Aerodynamic Characteristics of Seven Symmetrical Airfoil Sections through 180-Degree Angle of Attack for Use in Aerodynamic Analysis of Vertical Axis Wind Turbines*. Albuquerque, New Mexico: Technical Report No. SAND80-2114, Sandia National Laboratories.

Song, Q. (2012). *Design, Fabrication, and Testing of a New Small Wind Turbine Blade*. Thesis in partial fulfilment of requirements for the degree of Master of Applied Science in Engineering, The University of Guelph , Ontario, Canada.

REFERENCIAS ELECTRONICAS

Anderson, S. (September de 2009). *Global Coral Reef Aliance*. Recuperado el 25 de Enero de 2011, de <http://www.globalcoral.org/Capturing%20Energy%20from%20River,%20Tide,%20and%20Ocean%20Currents.htm>

Andrizt Hydro Hammerfest. (s.f.). Recuperado el 28 de Enero de 2011, de <http://www.hammerfeststrom.com/environment/kvalsund-eia/>

Aquatera. (s.f.). *aquatera*. Obtenido de http://www.aquatera.co.uk/search/report_project.asp?ID1=224

AVN. (12 de Julio de 2012). *Aporrea*. Recuperado el 2012 de Septiembre de 30 , de <http://www.aporrea.org/energia/n209674.html>

Correo del Orinoco. (3 de Mayo de 2012). Obtenido de <http://www.correodelorinoco.gob.ve/nacionales/sistema-electrico-contara-una-capacidad-instalada-30-000-mw-2015/>

EERE. (25 de Julio de 2013). *Water Power Program*. Recuperado el 1 de Noviembre de 2013, de http://www1.eere.energy.gov/water/marine_hydrokinetic.html

El Nacional. (19 de Junio de 2013). *El Nacional Web*. Obtenido de http://www.el-nacional.com/economia/Parque-Eolico-Paraguana-megavatios-electrica_0_211779081.html

Erenovables. (27 de Diciembre de 2008). *Erenovable*. Recuperado el 4 de Enero de 2011, de <http://erenovable.com/se-instala-la-primer-turbina-hidrocinetica-comercial-de-los-estados-unidos/>

Fraenkel, P. (19 de Octubre de 2010). *The University of Edinburgh*. Recuperado el 30 de Enero de 2011, de www.see.ed.ac.uk/~shs/Tidal%20Stream/I%20Mech%20E%20Fluid%20Machinery%20Group%20-%20Fraenkel%20-%202019%20Oct%202010.pdf

FUNDELEC. (s.f.). *FUNDELEC*. Recuperado el 20 de Septiembre de 2011, de <http://www.fundelec.gob.ve/?q=node/345>

FUNDELEC. (s.f.). *FUNDELEC*. Recuperado el 12 de Agosto de 2013, de <http://www.fundelec.gob.ve/?q=node/695>

heiner-doerner-windenergie. (s.f.). *Darrieus Rotor*. Recuperado el 2 de Febrero de 2011, de <http://www.heiner-doerner-windenergie.de/eDarrieus.html>

Hydrovolts. (s.f.). *Htdrovolts*. Recuperado el 11 de Marzo de 2011, de <http://hydrovolts.com/technology/in-stream-turbines/>

JAVAFOIL. (s.f.). Recuperado el 2011 de Septiembre de 1, de <http://www.mh-aerotoools.de/airfoils/javafoil.htm>

Marine Current Turbines. (s.f.). Recuperado el 3 de Febrero de 2011, de <http://www.marineturbines.com/>

Maloka. (23 de Enero de 2012). *Ideas Colombia*. Recuperado el 30 de Enero de 2013, de

http://maloka.org/ideasscolombia/index.php?option=com_content&view=article&id=228&Itemid=227

MPPEE. (14 de Julio de 2012). *Ministerio del Poder Popular para la Energía Eléctrica*. Recuperado el 1 de Octubre de 2013, de <http://www.mppee.gob.ve/inicio/noticias-internacionales/internacionales/cepal-venezuela-se-ubica-en-el-segundo-lugar-de-los-pases-de-amrica-latina-con-mayor-capacidad-instalada-para-generar-kwh-por-habitante>

Massabié, G. (2008). *Petróleo Y&V*. Obtenido de http://www.petroleoyv.com/website/uploads/Massabie_2.pdf

Outlook, W. E. (2011). *World Energy Outlook*. Obtenido de <http://www.worldenergyoutlook.org/resources/energydevelopment/globalstatusofmodernenergyaccess/>

Primera Edición. (s.f.). *Primera Edición*. Recuperado el 2 de Septiembre de 2011, <http://www.primeraedicionweb.com.ar/nota/impreso/86060/69349/%22gracias-comandante-por-devolvernos-la-patria%22.html>

Ramirez, R. (s.f.). *Departamento de Física Aplicada de la Universidad de Córdoba*. Recuperado el 1 de Septiembre de 2011, de <http://rabfis15.uco.es/lvct/tutorial/41/tema10/tema10-5.htm>

SFFE. *Center for Renewable Energy*. (s.f.). Recuperado el 09 de Marzo de 2011, de http://www.sffe.no/?page_id=461&lang=en

Sørnes, K. (2010). <http://www.zero.no/>. Obtenido <http://www.zero.no/publikasjoner/small-scale-water-current-turbines-for-river-applications.pdf>

TETHYS. (s.f.). Recuperado el 22 de Febreo de 2011, de http://mhk.pnnl.gov/wiki/index.php/Hammerfest_Strom_AS_Kvalsundet

Tiago F, G. (2003). *CERPCH*. Obtenido de <http://www.cerpch.unifei.edu.br/arquivos/artigos/2be0ac156c5077c9f70e1674e9e80f94.pdf>

UIUC. (2013). *UIUC Airfoil Data Site*. Recuperado el 2011 de Septiembre de 2, de <http://aerospace.illinois.edu/m-selig/ads.html>

Van Els, R. H., De Oliveira, C., Dias, A., & Balduino, L. (2003). *Soluciones Prácticas*. Obtenido de <http://www.solucionespracticas.org.pe/td/pdf/turbrio.pdf>

Vendart Power. (s.f.). Recuperado el 2011 de Febrero de 10, de <http://verdantpower.com/what-initiative/>

Vitalis. (2006). Obtenido de <http://www.vitalis.net/gestion-integrada-de-los-recursos-hidricos/>

Wikipedia. (s.f.). *Wikipedia*. Recuperado el 21 de mayo de 2011, de http://es.wikipedia.org/wiki/Energ%C3%ADa_renovable

Wikipedia. (s.f.). *Wikipedia*. Recuperado el 2 de Septiembre de 2011, de http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Perfil_alar_1.svg