



Universidad de Valladolid

**ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA Y
FLUIDOMECÁNICA**

**TESIS DOCTORAL:
ESTUDIO DEL FLUJO EN UN GRUPO TURBINADO DE
DOS TURBINAS AXIALES UNIDIRECCIONALES PARA
CENTRALES OWC**

Presentada por PABLO PATRICIO VALDEZ LOIACONO
para optar al grado de doctor por la
Universidad de Valladolid, España

Dirigida por:

Dr. FRANCISCO CASTRO RUIZ
Dr. BRUNO PEREIRAS GARCÍA

Julio, Año 2013

RESUMEN

Considerando que el éxito de las economías industrializadas pasa por garantizar la generación y distribución de energía, y que la matriz energética tiene una dependencia importante de combustibles fósiles; las energías renovables asoman como alternativas para modificar la situación.

Muchas son las alternativas que se estudian para el aprovechamiento de la energía oceánica. Esta memoria se ocupa del método denominado de columna de agua oscilante (OWC), en el cual convierte la energía de las olas en energía neumática para ser convertida en mecánica a través de una turbina reversible. Aún, la eficiencia de una única turbina en centrales OWC no alcanza a ser competitiva con otros sistemas de energías alternativas y es por eso que esta memoria estudia un sistema de dos turbinas axiales unidireccionales que brinda para el grupo turbinado mayores rendimientos.

La aplicación de la teoría unidimensional en la geometría de la turbina ha permitido identificar el comportamiento ideal del coeficiente de par de una turbina axial y conocer los ángulos del álabe óptimos para obtener las mayores prestaciones; conjuntamente se presenta una metodología de cálculo del rendimiento medio total del grupo turbinado de dos turbinas axiales unidireccionales.

Además se plantea una metodología que ha permitido el dimensionamiento de la turbina para que esta proporcione el acoplamiento óptimo cámara-turbina de forma que la transformación de energía undimotriz en energía neumática sea máxima.

Asimismo se analizó el comportamiento del grupo turbinado para el ciclo sinusoidal que describen las olas, desarrollando el modelo físico y numérico de la turbina; el cual ha sido modelizado mediante condiciones de contorno estacionarias y posteriormente validado experimentalmente con la bibliografía.

Finalmente, se modelaron y simularon otros siete diseños de geometrías de turbina basados en la utilizada como patrón (Takao, 2011) que han permitido establecer criterios de diseño.

Esta tesis es parte del proyecto de EADIC LOT 16, programa de movilidad de la Unión Europea 2009-1655/001 ECW, Universidad de Bologna-Italia.

AGRADECIMIENTOS

Al Departamento de Ingeniería Energética y Fluidodinámica de la Universidad de Valladolid, a Paco (Dr. Francisco Castro Ruiz), quien semanalmente transmitía serenidad, tareas y conocimientos, y a Bruno (Dr. Pereiras García), quien ha sido muy generoso en compartir su experiencia. También a los profesores que se brindaron a mis consultas e hicieron mi estancia agradable con conversaciones o cafés compartidos: Miguel Angel, Eloy, Julio, Teresa y Blanca.

A mis compañeros del laboratorio y de la escuela: Pablo, Julio, Rubén, Diego, Fernando, Arturo, Augusto, etc.; quienes se excedieron en compañerismo para ayudarme siempre que lo necesite; con quienes también compartí deporte y divertidas cenas. A Sara y Néstor, mis excelentes compañeros de Master que tanto colaboraron en mis estudios y con hacerme reír.

A mis amigos de Valladolid, con quienes disfrute años esplendidos en la ciudad: Rubén, José, Marga, Esme, Juan, Vanesa, Eli, Javi, Quique, Irene, Toño, Teo, Rubén C., Richard, Carolina, Paco, Roberta, Benja y mi gran amiga que tanto extraño, Daniela. A CS Madrid y a Kiwi que me han hecho pasar un gran cumpleaños y que con vosotros la montaña se disfruta a lo grande.

A mi familia; a mamá quien se involucro en el mundo de internet para comunicarnos semanalmente, mi mis hermanos Valeria y Andrés quienes con sus opiniones ayudaron en mis decisiones. A mis primos Gaby, Lore y Nacho, y mis tíos tiana y Laly quienes también estuvieron presentes durante estos tres años.

A los amigos/familiares de Argentina y del mundo con quienes conté en los momentos difíciles y me hacen sentirlos cerca a pesar de los miles de kilómetros, El chiva, Juan, Paul, Javi y Vany, Diego's DyG, Edgard, Pablo P, Agustín, Henry, Cintia, Albert, Nancy, Hernán, Cristian, Fernando, etc.

A Fede y a los integrantes del GUM (Grupo Universitario de Montaña) con quienes recorrí parte de España de la forma que más me gusta.

A mis profesores del ENET 26 "Confederación Suiza" y de la UTN-FRBA quienes me educaron académicamente e inculcaron con valores y honestidad.

Finalmete a Paloma, quien ha sido el punto de inflexión para convertir mi último año de doctorado en el mejor y con quien deseo seguir disfrutando de risas, gastronomía, viajes y proyectos. Gracias a sus amigos, especialmente Jorge y Elena, y a su familia por integrarme en actividades cotidianas que a veces echo de menos.

A todos vosotros les doy las gracias y deseo seguir estando juntos.

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN.....	3
1.1	Presentación.....	3
1.2	Energía oceánica	4
1.2.1	Energía undimotriz	5
1.3	Dispositivos para la extracción de energía undimotriz	6
1.4	Antecedentes	8
1.5	Justificación	9
1.6	Objetivos y metodología	9
1.7	Estructura de la memoria.....	10
2	TECNOLOGÍA OWC	15
2.1	Sistema de Columna Oscilante de Agua (OWC)	15
2.2	Cámara	16
2.3	Turbina	17
2.3.1	Turbinas Wells	18
2.3.2	Turbinas de impulso	19
2.3.3	Comparativa entre turbinas Wells y turbinas de impulso.....	21
2.3.4	Sistema de grupo turbinado con dos turbinas axiales unidireccionales	22
2.4	Generador	25
2.5	Plantas experimentales OWC.....	26
2.6	Conclusiones.....	27
3	METODOLOGÍA PARA EL CÁLCULO DEL RENDIMIENTO	31
3.1	Introducción	31
3.2	Coefficientes característicos de turbinas axiales estacionarias	31
3.3	Teoría unidimensional.....	32
3.4	Análisis no estacionario.....	38

3.5	Metodología para el cálculo del rendimiento medio	39
3.6	Resultados	42
3.7	Conclusiones.....	44
4	SELECCIÓN DE UNA TURBINA OWC PARA UNA GEOMETRÍA DE CÁMARA ..	49
4.1	Objetivo	49
4.2	Análisis de la cámara y turbina.....	49
4.3	Resultados	56
4.4	Conclusiones.....	58
5	MODELO NUMÉRICO	63
5.1	Introducción	63
5.2	Descripción geométrica.....	63
5.3	Modelo físico	66
5.3.1	Ecuaciones del flujo	66
5.3.2	Condiciones de contorno	68
5.3.3	Parámetros de operación.....	71
5.4	Modelo numérico.....	72
5.4.1	Generación de la malla.....	73
5.4.2	Proceso de mallado	75
5.4.3	Calidad del mallado	77
5.4.4	Acoplamiento presión-velocidad	79
5.4.5	Modelo de pared.....	80
5.4.6	Modelo de turbulencia	82
5.4.7	Análisis de sensibilidad de la malla	83
5.4.8	Sensibilidad de la técnica para simulación de mallas móviles	84
5.5	Simulación computacional	85
5.5.1	Justificación de condiciones de contorno estacionarias	85
5.5.2	Resolución por discretización.....	86

5.5.3	Factores de sub-relajación	87
5.6	Proceso de cálculo y convergencia.....	88
5.7	Resumen de las características del modelo numérico	89
5.8	Conclusiones.....	89
6.	VALIDACIÓN DEL MODELO NUMERICO.....	93
6.1.	Introducción	93
6.2.	Ensayos experimentales.....	93
6.3.	Instalación experimental.....	95
6.4.	Validación del modelo numérico	97
6.5.	Conclusiones.....	103
7	ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DEL FLUJO	107
7.1	Introducción	107
7.2	Metodología y secciones de análisis	107
7.3	Parámetros característicos de operación.....	109
7.4	Análisis del guiado del flujo.....	113
7.4.1	Análisis del flujo circulando en sentido directo	116
7.4.2	Análisis del flujo circulando en sentido inverso	117
7.5	Análisis de pérdidas.....	118
7.5.1	Pérdidas en sentido directo	120
7.5.2	Pérdidas en sentido inverso	121
7.6	Análisis de contornos de velocidades	123
7.7	Conclusiones.....	125
8	OPTIMIZACIÓN GEOMÉTRICA.....	129
8.1	Propósito de los modelos.....	129
8.2	Propuestas geométricas	130
8.3	Efectos que produce alterar la geometría de las aletas.....	132

8.3.1	Parámetros característicos de operación.....	132
8.3.2	Análisis del guiado del flujo.....	134
8.3.3	Análisis de pérdidas.....	136
8.3.4	Análisis de contornos de velocidades	139
8.4	Efectos que produce la solidez del estator	141
8.4.1	Parámetros característicos de operación.....	141
8.4.2	Análisis del guiado del flujo.....	143
8.4.3	Análisis de pérdidas.....	145
8.4.4	Análisis de contornos de velocidades	146
8.5	Efectos que produce la solidez del rotor.....	149
8.5.1	Parámetros característicos de operación.....	149
8.5.2	Análisis del guiado del flujo.....	151
8.5.3	Análisis de pérdidas.....	153
8.5.4	Análisis de contornos de velocidades	154
8.6	Comparativa de prestaciones.....	158
8.7	Conclusiones.....	159
9	CONCLUSIONES	165
10	BIBLIOGRAFÍA	171
11	PUBLICACIONES	179

NOMENCLATURA

Letras

A	Área de paso[m ²]
b	Altura del álabe[m]
C_A	Coefficiente de energía consumida
C_T	Coefficiente de par
D	Diámetro[m]
f	Frecuencia del oleaje [Hz]
g	Aceleración de la gravedad [m/s ²]
h	Profundidad del mar [m]
H	Altura de la ola [m]
H_u	Altura útil [m]
L	Longitud de la cámara[m]
l	Cuerda del álabe [m]
k	Constante parabólica
ΔP	Diferencial de presión [Pa]
P	Presión [Pa]
Q	Caudal volumétrico[m ³ /s]
R	Radio[m]
t	Tiempo [s]
T	Periodo del oleaje [s]
T_0	Par [Nm]
u	Velocidad de arrastre [m/s]
u^*	velocidad de fricción
v	Velocidad absoluta [m/s]
v_a	Velocidad axial [m/s]
W	Velocidad relativa [m/s]
W	Potencia de la ola [w]
y_+	Distancia adimensional a la pared
y	Distancia perpendicular del centro de la celda a la pared [m]
Z	Número de álabes

Letras griegas

α	Ángulo absoluto del flujo[°]
β	Ángulo relativo del flujo[°]
η	Rendimiento
$\bar{\eta}$	Rendimiento medio
ν	Viscosidad [kg/ms]
π	Número pi
ρ	Densidad [kg/m ³]
φ	Coefficiente de caudal
ω	Velocidad angular [rd/s]
θ	Angulo entre aristas
Δ_{yp}	Distancia del centro de la celda adyacente a la pared
τ_w	esfuerzo cortante sobre la pared

Subíndices

<i>1, 2</i>	<i>Inhalación, exhalación</i>
<i>*</i>	<i>Variables adimensionales. Ángulos geométricos</i>
<i>γ</i>	<i>Ángulo de calado en turbina Wells. Ángulo de entrada/salida de un álabe en una turbina de impulso [°].</i>
<i>A</i>	<i>Axial</i>
<i>GT</i>	<i>Grupo turbinado</i>
<i>D, I</i>	<i>Directo, inverso</i>
<i>H, T</i>	<i>Hub (cubo), Tip (punta)</i>
<i>m</i>	<i>Máximo</i>
<i>R</i>	<i>Radio medio</i>
<i>V</i>	<i>Volumétrico</i>

Acrónimos

<i>CFD</i>	<i>Computational Fluids Dynamics</i>
<i>DBCS</i>	<i>Density-Based Coupled Solver</i>
<i>EWT</i>	<i>Enhanced Wall Treatment</i>
<i>MRF</i>	<i>Moving Reference Frame</i>
<i>OWC</i>	<i>Oscillating Water Column</i>
<i>PBS</i>	<i>Pressure-Based Solver</i>
<i>SMM</i>	<i>Sliding Moving Mesh</i>
<i>SWF</i>	<i>Standard Wall Functions</i>

CAPÍTULO 1

Introducción

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN.....	3
1.1	Presentación	3
1.2	Energía oceánica	4
1.2.1	Energía undimotriz.....	5
1.3	Dispositivos para la extracción de energía undimotriz.....	6
1.4	Antecedentes	8
1.5	Justificación	9
1.6	Objetivos y metodología	9
1.7	Estructura de la memoria.....	10

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Presentación

La energía es un factor muy importante para el desarrollo económico y social, tanto a escala local como mundial. El éxito de las economías industrializadas pasa por garantizar la generación y distribución de energía. Actualmente, esta dependencia energética es uno de los problemas más recurrentes, que incluso son capaces de iniciar conflictos bélicos entre países por la disputa de este recurso. Hoy en día los combustibles fósiles, el petróleo y sus fraccionamientos, monopolizan el consumo de energía primaria; pero estos yacimientos sólo se concentran en algunas áreas del mundo. Además, numerosos estudios son contundentes en que se agotarán a medio plazo, aunque dicho plazo nunca ha sido definido con claridad. Entonces, antes que esto ocurra, el precio de los combustibles fósiles se habrá disparado de tal manera que la economía de los países en desarrollo donde la matriz energética tiene gran dependencia de éstos quedará seriamente afectada; también los países desarrollados se verán afectados en menor medida.

Debido a compromisos internacionales se trabaja en que el modelo energético de cada país reduzca el consumo de energía procedente de combustibles fósiles, y así disminuir el daño medioambiental que producimos.

En el campo de las energías renovables, desde hace años, se desarrollan estrategias para modificar la distribución de porciones en la matriz energética, Figura 1.1. Estas se dividen en grupos predominantes: hidráulica, eólica, nuclear y ciclo combinado.



Figura 1.1 Energía producida en España, año 2010 [Administración de Información sobre Energía, 2012]

La presente tesis, que se inició en el año 2010 con el trabajo de Iniciación a la Investigación “Interacción entre turbina y cámara en sistemas OWC”, se desarrolló sobre un campo apenas contemplado actualmente: la extracción de la energía oceánica, en particular la generación de energía a través de sistemas OWC

(acrónimo “oscillating water column”); referido a sistemas denominados en castellano: columna de agua oscilante.

Esta tesis se engloba dentro de una línea de investigación del Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Valladolid y se ha terminado a través del proyecto de EADIC LOT 16, programa de movilidad de la Unión Europea 2009-1655/001 ECW, Universidad de Bologna-Italia. La línea de investigación sobre turbinas OWC ha recibido financiación de diferentes proyectos cooperativos de la Junta de Castilla y León, y de la Agencia Española de Cooperación Internacional.

1.2 Energía oceánica

Los océanos son una fuente de energía renovable que se manifiesta a través de diferentes fenómenos: mareas (mareomotriz), corrientes marinas, gradiente térmico (mareotérmica), gradiente salino y olas (undimotriz).

La energía mareomotriz transforma la diferencia de alturas entre la pleamar y la bajamar en un salto hidráulico aprovechable mediante turbinas hidráulicas convencionales, Figura 1.2. Los saltos son de escasa altura y elevado caudal, por lo que se necesitan turbinas de alta velocidad específica (bulbo, kaplan, hélice y straflo). Una central de gran tamaño de este tipo se encuentra en el lago Sihwa (Corea del Sur), con una potencia instalada de 254 MW.

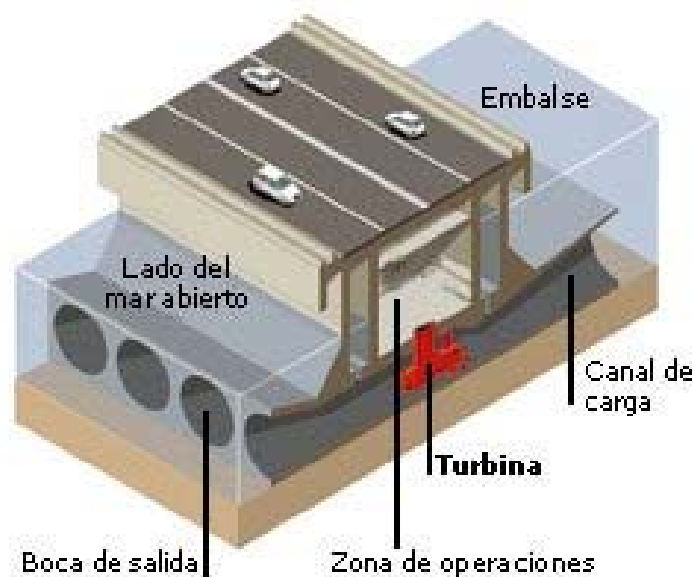


Figura 1.2 Descriptivo de una central mareomotriz

Las corrientes marinas son producto de las mareas o de la diferencia de densidades. La tecnología para su aprovechamiento consiste en turbinas sumergidas, haciendo uso de tecnologías parecidas a las empleadas en la energía eólica, Figura 1.3. Al igual que en éstas, la potencia máxima está limitada por la Ley de Betz.



Figura 1.3 Turbina para corrientes marinas

A medida que aumenta la profundidad del mar, la temperatura disminuye. Este gradiente de temperaturas se puede utilizar en un motor térmico que realice un ciclo termodinámico con la superficie como foco caliente y el agua a una profundidad determinada como foco frío. La mayor desventaja radica en que las temperaturas de los dos focos están demasiado próximas, así que el rendimiento térmico es muy bajo.

1.2.1 Energía undimotriz

Las olas son oscilaciones periódicas en la superficie del mar. Se forman por la acción del viento y descargan la energía acumulada (combinación de energía cinética con energía potencial) en los obstáculos que encuentran por el camino. El crecimiento de la ola se detiene cuando alcanza la altura de equilibrio, que depende de las condiciones del viento (velocidad, tiempo y alcance). Como toda oscilación periódica, las olas se caracterizan por la amplitud, la longitud de onda y el periodo. Su potencia puede reducirse hasta la mitad por efectos de fricción al disminuir la profundidad cerca de la costa.

El potencial energético de las olas es muy grande, las zonas de mayor potencial son las áreas costeras de las costas atlánticas europeas, Australia, el sur de África, Japón, el sur de América del Sur y el oeste de América del Norte, Figura 1.4.

1.3 Dispositivos para la extracción de energía undimotriz

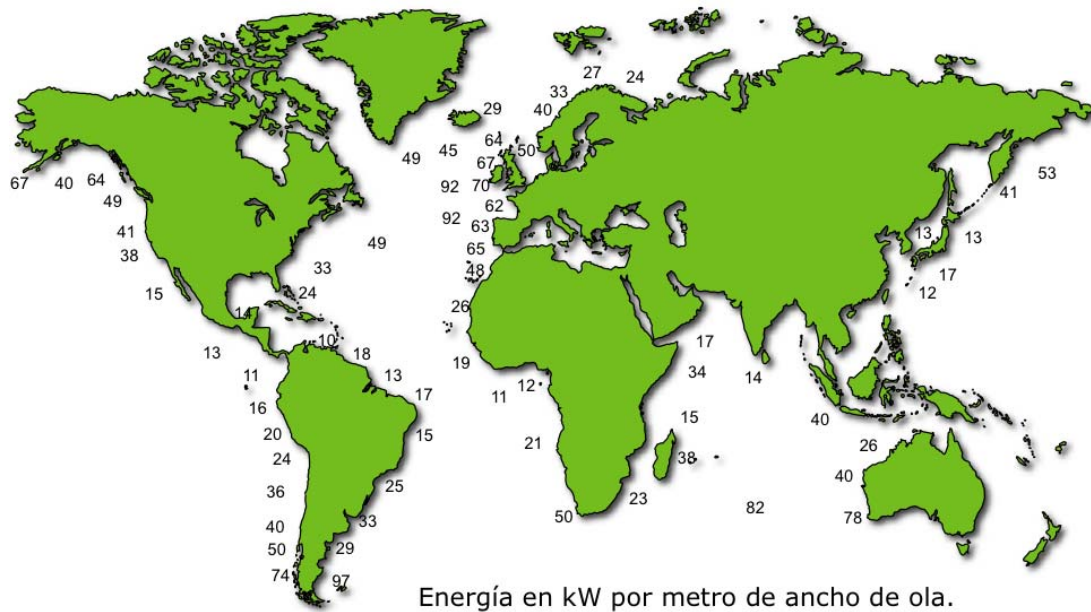


Figura 1.4 Potencial undimotriz a nivel mundial (comunidad.eduambiental.org)

Los dispositivos para extraer la energía de las olas se los puede clasificar, de acuerdo a diferentes criterios:

- Por la posición relativa de los dispositivos respecto de la costa: en la costa (*On shore*), cerca de la costa (*Near shore*) o en alta mar (*Off shore*).
- Por su capacidad de extraer energía: pequeño, mediano y gran capacidad.
- Por su movimiento relativo respecto de las olas: equipos de estructura fija (a la costa o al fondo del mar) y equipos flotantes o semisumergidos.

Todos los sistemas transformadores de energía undimotriz deben hacer frente a tres problemas fundamentales: maximizar el rendimiento para un oleaje irregular, aguantar las cargas estructurales en condiciones climáticas extremas y acoplar la lenta frecuencia de las olas (en torno a 0.1 Hz) con la de la red eléctrica (dependiendo de la zona 50 ó 60 Hz).

Algunas metodologías se basan en cuerpos flotantes que se desplazan ascendiendo y descendiendo de acuerdo al paso de las olas. Ejemplo de este sistema es el *Pelamis*, Figura 1.5, que consiste en una estructura articulada de gran longitud que actúa como atenuador. El movimiento relativo de los varios segmentos que componen la estructura se utiliza para bombear aceite para el accionamiento de un motor hidráulico.



Figura 1.5 Pelamis (www.pelamiswave.com)

Existen también instalaciones que almacenan la energía de las olas en un depósito elevado, este ascenso se logra con la misma energía que contienen las olas a través de canales convergentes que la direcciones al depósito. El flujo de agua que sale del depósito se utiliza para generar electricidad mediante turbinas hidráulicas (Kaplan o Bulbo). El ejemplo típico de este tipo de instalaciones es el *Wave Dragon*, Figura 1.6.



Figura 1.6 Wave Dragon (www.wavedragon.net)

La tecnología que se trata en la presente tesis son dispositivos de columna oscilante de agua (OWC), Figura 1.7, que transforman el movimiento vertical de la superficie libre del mar en energía neumática para accionar una o más turbinas. El caso de estudio que será abordado es el de un grupo turbinado compuesto por dos turbinas unidireccionales axiales idénticas, cuya configuración específica será presentada en el Capítulo 2, Apartado 2.3.4.

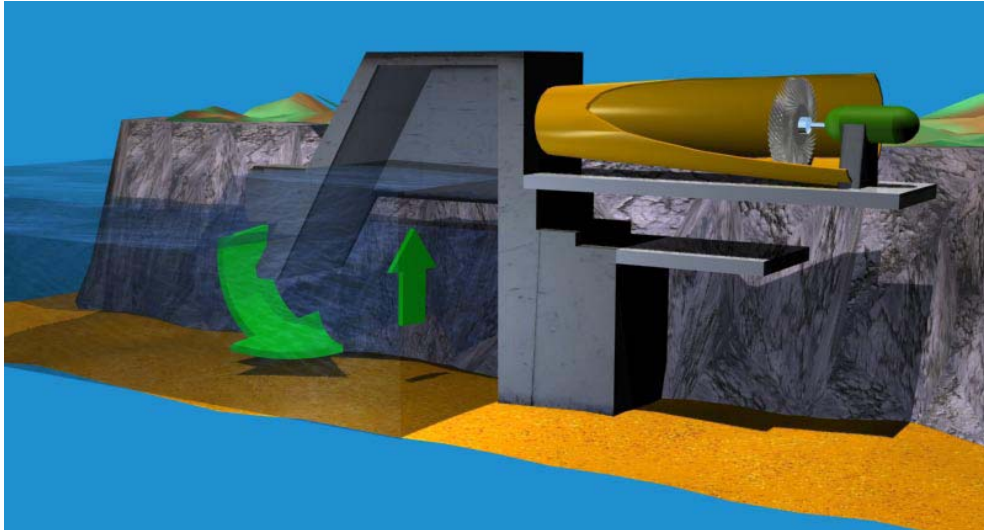


Figura 1.7 Instalaciones de columna oscilante de agua (OWC)

1.4 Antecedentes

En 1976, el profesor Alan Wells (Queen's University, Belfast) desarrolló la primera turbina autorrectificante: la turbina Wells.

Una alternativa, la turbina de impulso axial fue propuesta en 1988 por Kim (Thakker 2005d) para resolver los inconvenientes de la turbina Wells; trabajos posteriores sobre este diseño han llegado a la conclusión de que es superior a la turbina Wells (Kaneko 1992; Kim 2001a). Sobre el concepto para la extracción de energía de la turbina de impulso axial existe una vasta gama de publicaciones; referidos a modelos numéricos (Thakker, 2003b) y (Thakker, 2004a), y también experimentales por (Maeda, 1999), (Setoguchi, 2000) y (Takao, 2002).

Posterior a la aparición de la turbina de impulso axial, McCormick presentó su turbina de impulso radial (McCormick, 1989). Estudios posteriores concluyen que la potencia máxima es mayor para la turbina axial (Raghunathan, 1994; Setoguchi, 1996 y 1999 y Takao, 2002) aunque indican que en la zona de operación donde las presiones son máximas, la turbina radial era la que más energía extraía pero la de menor rendimiento medio analizando un rango completo de operación.

El paso siguiente en el desarrollo de las turbinas de impulso axial fue implementar configuraciones que poseen dos turbinas de este tipo, a los que se llamara en ésta tesis "grupo turbinado" para diferenciarlas de la turbina individual. Estas configuraciones se crearon con el objetivo de aprovechar en mayor medida que los sistemas precedentes el trabajo generado por los dos semi ciclos que describen una ola. Se obtiene que estos grupos turbinados brindan en el rango completo de operación (no sólo considerando aisladamente el valor máximo) rendimientos mayores (Maeda, 2001), (Takao, 2011), (Jayashankar, 2009), (Mala, 2011) y (Takao, 2012). Takao en sus artículos y refiriéndose a las curvas de rendimiento presenta resultados donde se alcanzan valores superiores al 70%.

Finalmente en el congreso de investigación ICOE 2010 de Bilbao España se conoció el trabajo realizado por Jayashankar, 2010 que fue la idea original que despertó el interés en desarrollar la presente tesis, que pertenece a una de las líneas de interés del Grupo de Investigación de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Valladolid. Éstas comenzaron estudiando la cámara del sistema OWC (Marjani, 2006), y posteriormente se han centrado en la turbina (Castro, 2007; Marjani, 2008; Pereiras, 2008; Pereiras, 2009; Pereiras, 2012; Castro, 2012).

1.5 Justificación

Dentro de un sistema OWC, la turbina es un elemento principal encargado de transformar el recurso neumático en potencia mecánica y posteriormente en eléctrica a través de un generador, esta definición es cierta pero no suficiente para un grupo de turbinado compuesto por dos turbinas de impulso axiales, sobre el cual se desarrolla esta tesis.

Aquí es importante que el grupo en su conjunto brinde un rendimiento medio superior respecto a otros sistemas OWC existentes, de esta manera se hará hincapié en estudiar en detalle el rendimiento volumétrico que el sistema posee y también en optimizar la geometría para que el funcionamiento complementario entre ambas turbinas otorgue un rendimiento mayor.

Así también se desarrollara una metodología de cálculo que permita conseguir el punto de funcionamiento óptimo entre la cámara y la turbina; esto se logra identificando el punto de operación conveniente que permite trabajar a los dos elementos en la zona de rendimiento máximo para unas características de oleaje y geometría de la cámara predeterminadas.

1.6 Objetivos y metodología

Esta tesis consiste en estudiar diferentes características de diseño y funcionamiento de la turbina que permitan optimizar las condiciones de operación del grupo turbinado formado por dos turbinas axiales unidireccionales. Es presentada una metodología para establecer el punto de funcionamiento óptimo entre la cámara de un sistema OWC y la turbina que permita maximizar el funcionamiento del conjunto.

También se describe una metodología de cálculo de rendimiento de un grupo turbinado de dos turbinas axiales, indicando las consideraciones contempladas y el sustento teórico de la elección, que permite obtener resultados del grupo en su conjunto y no sólo de la turbina en forma individual; esto permitirá extraer conclusiones más próximas a la realidad de funcionamiento de este tipo de sistemas.

Se desarrollará un estudio del funcionamiento entre cámara y turbina para la selección de turbina en aplicaciones OWC. Mediante la simulación numérica y su

validación con mediciones experimentales (López, 2012) se ha analizado el comportamiento de la cámara bajo diferentes condiciones de funcionamiento de las olas, cuyo desenlace es identificar el punto de funcionamiento óptimo de la cámara que maximice el aprovechamiento de la energía del oleaje y su transformación a energía neumática.

Finalmente, la parte central de esta tesis es el proceso para la validación del modelo numérico de funcionamiento de la turbina, que será realizado a través de resultados experimentales existentes en la bibliografía. Este modelo permitirá realizar un análisis de flujo para esbozar propuestas de optimización geométrica de la turbina para aumentar las prestaciones de rendimiento a partir del diseño original (Takao, 2011).

1.7 Estructura de la memoria

Esta memoria se estructura en los siguientes capítulos:

- Introducción: este capítulo presenta el contexto de este trabajo y explica los objetivos que se van a llevar a cabo.
- Tecnología OWC: capítulo descriptivo que explica el funcionamiento de una central OWC y sus elementos.
- Metodología de cálculo de rendimiento: se describe la teoría unidimensional, los coeficientes característicos de turbinas y la metodologías para estimar el rendimiento medio de un grupo turbinado de dos turbinas axiales.
- Selección de turbina OWC: se utilizan como datos de partida características del oleaje y la geometría de una cámara para obtener los parámetros característicos de una turbina que optimice su acoplamiento con la cámara.
- Modelo numérico: se describe la geometría de la turbina de impulso axial y sus parámetros de caracterización adimensionales de funcionamiento. También se incluye el desarrollo del modelo numérico empleado para realizar las simulaciones en dinámica de fluidos computacional (CFD).
- Validación experimental: en este apartado se recurre a resultados experimentales disponibles en la bibliografía para evaluar si el modelo computacional generado es adecuado para predecir el funcionamiento de una turbina.
- Análisis del comportamiento del flujo: se estudian los resultados obtenidos de las simulaciones y se identifica el patrón de flujo en el interior de la turbina. En especial la interacción entre el flujo con las aletas directrices y los álabes que componen la turbina; así es posible bosquejar propuestas de mejora de diseño que luego son verificadas.
- Optimización geométrica: en este capítulo se comparan y analizan los resultados de las 7 geometrías propuestas, basados en criterios de diseño, respecto a la geometría original.

- Conclusiones: resumen de los puntos relevantes obtenidos en esta tesis y también se indican propuestas de actuaciones futuras para continuar la línea de investigación.
- Bibliografía: documentación utilizada en la realización de esta tesis

CAPÍTULO 2

Tecnología OWC

ÍNDICE

2	TECNOLOGÍA OWC	15
2.1	Sistema de Columna Oscilante de Agua (OWC)	15
2.2	Cámara	16
2.3	Turbina	17
2.3.1	Turbinas Wells	18
2.3.2	Turbinas de impulso	19
2.3.3	Comparativa entre turbinas Wells y turbinas de impulso.....	22
2.3.4	Sistema de grupo turbinado con dos turbinas axiales unidireccionales	23
2.4	Generador	27
2.5	Plantas experimentales OWC.....	27
2.6	Conclusiones.....	28

2 TECNOLOGÍA OWC

2.1 Sistema de Columna Oscilante de Agua (OWC)

La radiación solar que incide sobre la superficie de la Tierra provoca un calentamiento desigual y produce en la atmósfera zonas con distinta presión, esto se traduce en desplazamientos de aire de uno a otro lugar, es decir generando vientos. Estos al desplazarse sobre la superficie del mar transfieren a ésta parte de su energía y generan las olas.

A su vez, las olas acumulan esa energía y la transportan de un lugar a otro hasta acabar en las costas. Uno de los desarrollos tecnológicos para aprovechar esta fuente de energía se basan en el principio de la columna de agua oscilante (OWC). Los dispositivos basados en este tipo de tecnología se aprovechan de la oscilación natural del agua, causada por las olas, para generar una corriente de aire. Dicha corriente de aire se hace circular por una turbina conectada a un generador eléctrico, Figura 2.1.

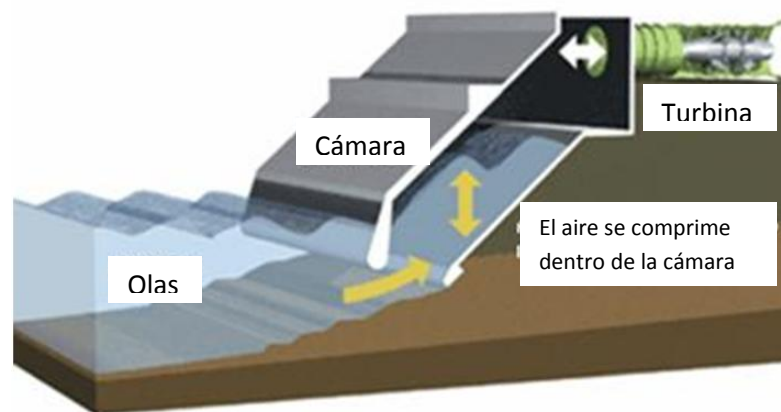


Figura 2.1 Partes de una central OWC (www.comunidad.eduambiental.org)

La naturaleza de las olas divide el funcionamiento de los sistemas OWC en dos semi ciclos. El primero es cuando la ola avanza en dirección a la cámara e introduce agua, comprimiendo el aire disponible y elevando su presión; éste atraviesa la turbina y es expulsado a la atmósfera (se le denomina exhalación). Cuando la ola retrocede el agua abandona la cámara generando una depresión que aspira aire de la atmósfera y nuevamente éste circula a través de la turbina (se le denomina inhalación), Figura 2.1.

En los sistema OWC las plantas que se encuentran en la costa (*onshore*) son las que brindan mayores ventajas por su economía, facilidad de acceso para el mantenimiento y los posibles daños por condiciones meteorológicas anómalas son menores en la infraestructura que la compone; en contrapartida la energía disponible de las olas es inferior a las que se encuentran en aguas abiertas (*offshore*).

Los tres componentes principales que forman una planta OWC son:

Cámara: es un depósito abierto por la parte inferior y parcialmente sumergido en el mar, por la parte superior está conectado a la atmósfera, esto permite intercambiar el aire en ambos sentidos. Se encarga de transformar la energía potencial de la ola en energía neumática, generando una corriente de aire bidireccional que atravesará la turbina.

Turbina: el empleo de turbinas para el aprovechamiento de la energía neumática que genera la cámara plantea un problema en cuanto a su diseño. La corriente de aire es bidireccional, por tanto si se emplea una turbina unidireccional “clásica” ha de instalarse un sistema de válvulas que rectifique el flujo. Sin embargo, existen antecedentes de estudios (Raghunathan, 1995a, Takao 2002b y Thakker, 2005e) que abogan por las llamadas turbinas auto-rectificantes. Que permiten girar en el mismo sentido independientemente del sentido del flujo.

Generador: convierte la potencia mecánica de la turbina en electricidad.

2.2 Cámara

La cámara es el elemento que recibe las olas y transforma su energía en un diferencial de presión aprovechable por la turbina. El flujo de aire generado por el desplazamiento de la superficie libre de la cámara no produce las mismas características en los dos sentidos, Figura 2.2: posee oscilaciones y describe un amplio rango de velocidades, desde régimen laminar a completamente turbulento. El funcionamiento de la cámara condiciona el de la turbina y por tanto la energía obtenida en el generador (Heath, 2000).

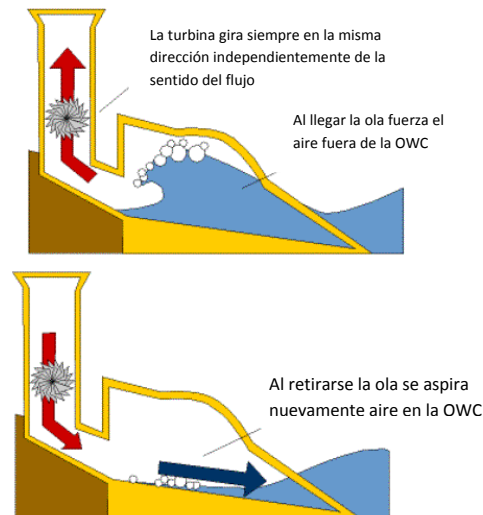


Figura 2.2 Funcionamiento de la cámara (www.textoscientificos.com)

La geometría de la cámara establece, conjuntamente con la turbina, la frecuencia natural de resonancia. Cuando la frecuencia de oscilación debida a las olas coincide con ésta, se obtiene la amplitud máxima de oscilación de la columna de agua, y entonces la energía neumática también es máxima, (Castro, 2012). La frecuencia de las olas varía cada día y también describe ciclos estacionarios en el transcurso de un año; por este motivo es necesario estudiar conjuntamente el comportamiento cámara y turbina en los sistemas OWC, esto se traslada en la práctica a adaptar las especificaciones de la turbina según la geometría de cámara y las condiciones de oleaje que se trate (Lopez, 2012).

2.3 Turbina

La turbina es el elemento central de la central OWC y el más complejo de diseñar debido a que trabaja en condiciones muy desfavorables: flujo bidireccional, régimen no estacionario y un amplio rango de situaciones de funcionamiento ya que la naturaleza del oleaje es muy irregular. Esta turbina debe estar optimizada para aprovechar tanto el semi ciclo de inhalación como el de exhalación, situación que lleva a adoptar una solución de compromiso que maximice el rendimiento medio durante el ciclo completo de oleaje (Anand, 2007a y 2007b).

Los primeros dispositivos OWC utilizaban turbinas convencionales (unidireccionales) combinadas con un sistema de válvulas anti-retorno para rectificar el flujo (McCormick, 1992). A pesar de que este sistema eliminaba el problema de la bidireccionalidad del flujo, contaba con numerosos problemas,

sobre todo de mantenimiento. Para resolver el problema del flujo oscilante sin recurrir a circuitos de rectificación se idearon las turbinas auto-rectificantes (Raghunathan, 1995).

Existen varias familias de turbinas auto-rectificantes, sobre las consideradas más relevantes serán brevemente desarrolladas sus principales características.

2.3.1 Turbinas Wells

La turbina Wells convencional es una turbina axial de reacción formada por álabes simétricos cuyo plano de simetría es perpendicular al eje de rotación de la máquina, esta fue diseñada por el Dr. Alan Wells (1924-2005) en 1976 (Raghunaban, 1995), Figura 2.3. El fluido induce fuerzas de arrastre y sustentación cuya resultante es perpendicular a la velocidad relativa del flujo respecto a los álabes. La composición de estas fuerzas en dirección tangencial provoca una par de giro que siempre tiene el mismo sentido, independientemente de que el flujo sea de inhalación o de exhalación.

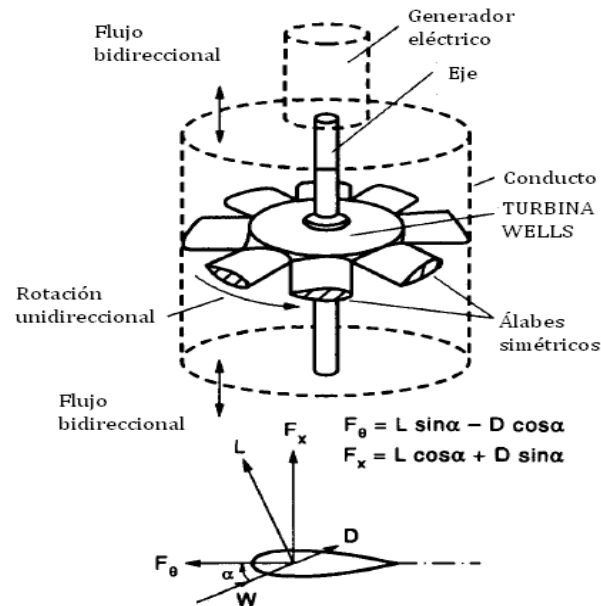


Figura 2.3 Esquema de la turbina Wells (Raghunathan, 1995)

Su principal inconveniente es que el rango de caudales con rendimiento aceptable es muy estrecho, ya que los álabes entran en pérdida con facilidad a caudales aún bajos, una vez superado el pico de rendimiento máximo, el efecto descrito lo evidencia la Figura 2.10 al final de éste apartado. También sus típicas

elevadas velocidades de rotación (> 1500 rpm) se traducen en vibraciones y ruidos no deseados, (Takao, 2002a y Tease, 2007).

Intentando minimizar los inconvenientes de la turbina Wells convencional (Setoguchi, 1996) propone la turbina Wells con aletas directrices (Maeda, 1999). Posteriormente aparece la turbina Wells con álabes orientables que permite modificar durante el funcionamiento el ángulo de incidencia del flujo relativo para optimizar el funcionamiento (Kim, 2001). En esta última los álabes pivotan sobre sí mismos y se mejora el rendimiento pero el sistema mecánico necesario aumenta los costes (Takao, 2005).

2.3.2 Turbinas de impulso

Las turbinas de impulso pueden ser clasificadas de variadas formas, una de ellas según el sentido en que el aire la atraviesa: turbinas axiales y turbinas radiales. A su vez en cada una de estas pueden aparecer subgrupos, cuyos aspectos más relevantes de esas turbinas serán descritos a continuación.

La turbina de impulso radial con aletas directrices fijas (McCormick, 1993) se compone de dos coronas de aletas directrices fijas y un rotor con álabes semejantes a los de las turbinas de impulso axial. Durante el semi ciclo denominado de inhalación el flujo es centrípeto y durante el semi ciclo complementario de exhalación el flujo es centrífugo, con lo cual el patrón de flujo es completamente diferente. Al contrario que las turbinas Wells y las turbinas de impulso axial, este tipo de turbina no sufre empuje axial alternativo. Las turbinas de aire auto-rectificadas, especialmente las de geometría constante, son los tipos más simples y más fiables de conversión de energía de las olas en potencia. Al ser el diseño de los álabes y las aletas rectos, en el sentido radial, son muy fáciles de construir y también económicos, Figura 2.4.

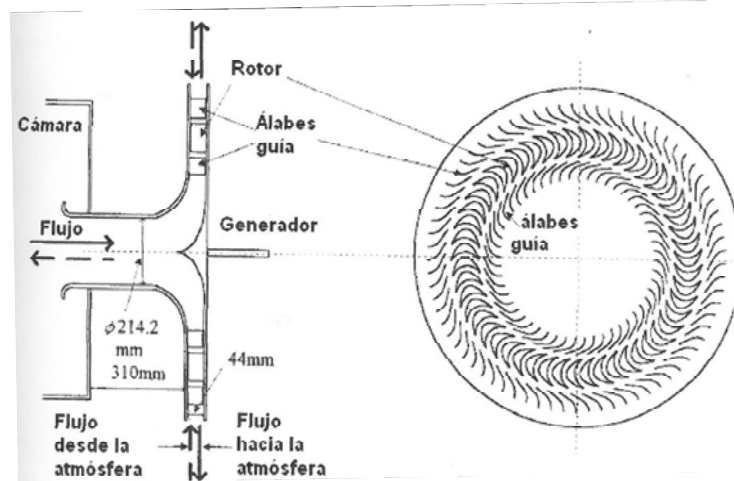


Figura 2.4 Turbina de impulso radial (Setoguchi, 2002)

Posteriormente fue propuesta una turbina de impulso axial (McCormick, 1979 y 1981) compuesta por un doble rotor de álabes auto-rectificantes y con rotación de sentido opuesto (Figura 2.5), así se buscaba que pérdida relacionada con la energía cinética a la salida de los álabes aguas abajo pueda reducirse con el uso de una segunda fila de aletas directrices (Richard, 1986).

Diseño abandonado por su creador debido el bajo rendimiento (36%) y por los costes de fabricación elevados (McCormick, 1989).

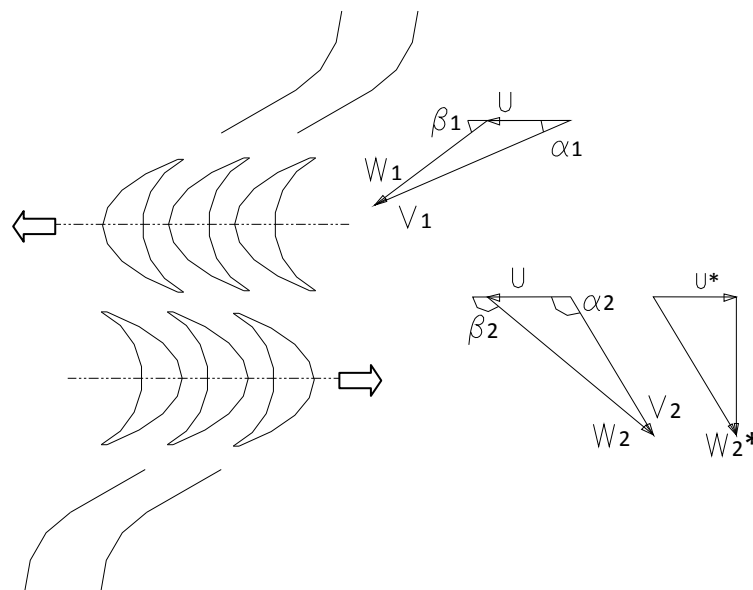


Figura 2.5 Cascada bidimensional de doble rotor y sentido opuesto, McCormick (1979 y 1981)

La turbina de impulso axial con aletas directrices fijas consta de un rotor simétrico y dos coronas de aletas directrices fijas, es simétrica y gira en el mismo sentido independientemente del sentido propio del flujo que varía en cada semi ciclo de las olas, Figura 2.6. Posee la ventaja, respecto a la turbina Wells que la curva de rendimiento, en función del coeficiente de caudal, es mucho más plana (Figura 2.10 al final de éste apartado) y también la zona de rendimientos máximos se extiende hacia la zona de caudales mayores. Otra ventaja característica de este tipo de turbinas es que trabajan a velocidades de giro más bajas que la turbina Wells, favoreciendo el arranque de la máquina y generando menos ruido.

La turbina de impulso auto-rectificada es la alternativa más frecuentemente propuesta a la turbina Wells, también en este tipo de turbinas las coronas de aletas (estatores) y la corona de álabes (rotor) forman canales que son atravesados por el fluido. La necesidad de simetría para flujo bidireccional impone que los ángulos de entrada y salida de los álabes sean iguales. En la Figura 2.7 se muestra la cascada bidireccional de aletas (estator) y álabes (rotor).

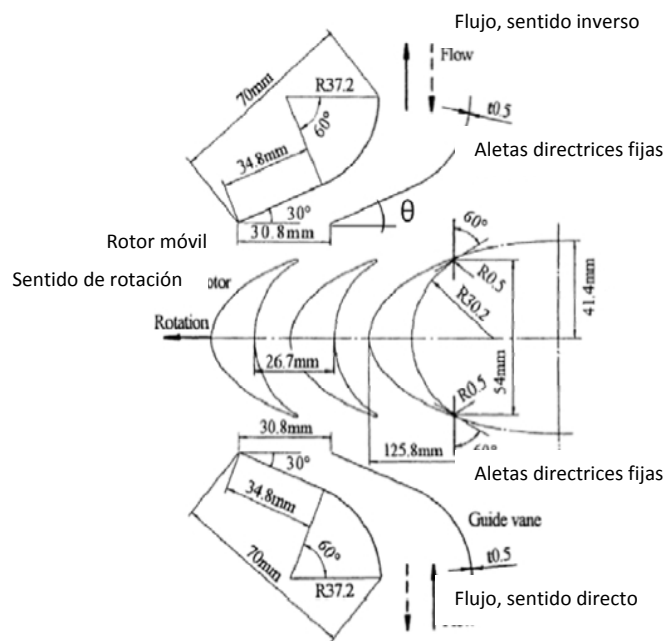


Figura 2.6 Turbina de impulso axial con aletas directrices fijas (Maeda, 1999)

Si se compara el rendimiento medio de las turbinas convencionales que trabajan con flujo unidireccional constante con las turbinas de aire auto-rectificadas de flujo bidireccional, el de estas últimas raramente supera un 50-

60%, y también algunos prototipos OWC han arrojado porcentajes aún inferiores (Falcao, 2012).

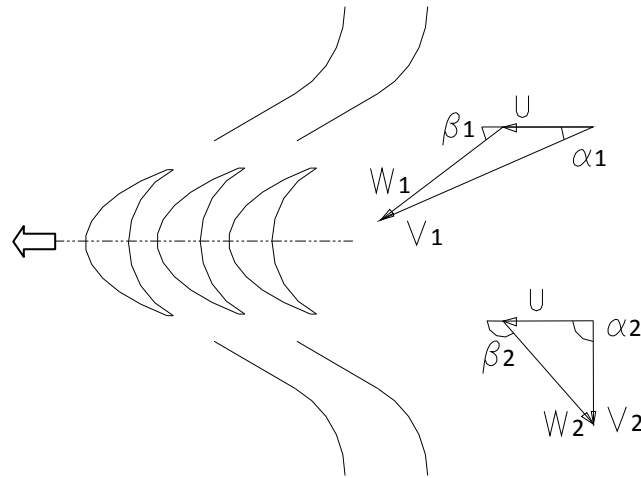


Figura 2.7 Cascada bidimensional de una turbina de impulso axial auto-rectificada (Falcao, 2012)

2.3.3 Comparativa entre turbinas Wells y turbinas de impulso

La Tabla 2.1 (Falcao, 2012) muestra que, considerando igualdad de potencia, en las turbinas Wells la velocidad de rotación del rotor (ω) es mayor y también la relación de diámetros (D) respecto a una turbina de impulso axial. Esto indica que los problemas de ruido aerodinámico y vibraciones que se espera serán mucho más graves en las turbinas Wells.

En contrapartida presenta como ventaja que la capacidad de almacenamiento de energía por efecto de volante es también mucho mayor; esta característica permite suavizar las oscilaciones del flujo de energía absorbido a través de las olas durante el funcionamiento, aunque presenta una dificultad mayor en el momento del arranque debido a una inercia adicional para iniciar el movimiento. La pérdida de una gran parte de la energía cinética por unidad de masa asociada con la velocidad de flujo axial ($V_a^2/2$); esta pérdida es casi cuatro veces mayor en las turbinas de impulso que en las turbinas Wells.

Tabla 2.1 Relaciones de parámetros entre turbinas Wells y turbinas de impulso axial (Falcao, 2012).

$\frac{\omega_{rotor (Wells)}}{\omega_{rotor (Impulso)}}$	$\frac{V_a^2(Wells)}{V_a^2(Impulso)}$	$\frac{D(Wells)}{D(Impulso)}$
1.65	0.273	1.38

Con lo visto sobre los dispositivos y turbinas que se han empleado tradicionalmente en centrales OWC se puede establecer que la turbina ideal sería aquella que pueda operar con alta eficiencia en un amplio rango de caudales como es el caso de las turbinas convencionales o unidireccionales (Raghunathan, 1994); o bien que sean capaces de maximizar el recurso oscilante de las olas haciendo uso de la energía disponible en ambos sentidos, si se trata de turbinas bidireccionales. Es indeseable el uso de válvulas rectificadoras, que intentaron infructuosamente ser una alternativa para los sistemas de flujo bidireccional (Setoguchi, 2006 y 2009); dando oportunidad a iniciativas de sistemas de grupo turbinado con dos turbinas (Takao, 2002b).

La descripción de variados sistemas a través de turbinas de aire para la conversión de energía de las olas y un vasto camino de simulaciones numéricas para conocer en profundidad sus rendimientos permite indicar que en condiciones de flujo irregulares las turbinas de impulso tienen un potencial mayor respecto a las turbinas Wells (Takao, 2012).

2.3.4 Sistema de grupo turbinado con dos turbinas axiales unidireccionales

La configuración que se describirá dispone de dos turbinas unidireccionales idénticas (Jayashankar, 2010) y por su configuración se la identifica como un sistema de turbinas gemelas axiales unidireccionales, el esquema de la Figura 2.8 permite describir las dos etapas de conversión de energía neumática que se desarrollan por ciclo completo de oleaje incidente.

La cámara en su parte superior se acopla con una tubería que a su vez se divide en dos ramas en forma de “T” (zona sombreada de amarillo, Figura 2.8) y en éstas se montan cada una de las dos turbinas unidireccionales idénticas que están dispuestas para funcionar alternativamente. Cada una de ellas extrae energía durante medio ciclo sinusoidal del oleaje cuando son sometidas al flujo bidireccional. La idea de combinar dos turbinas de aire convencionales idénticas en paralelo para convertir la energía neumática procedente de una instalación OWC es considerada una idea innovadora para la conversión de energía de las olas (Takao, 2012).

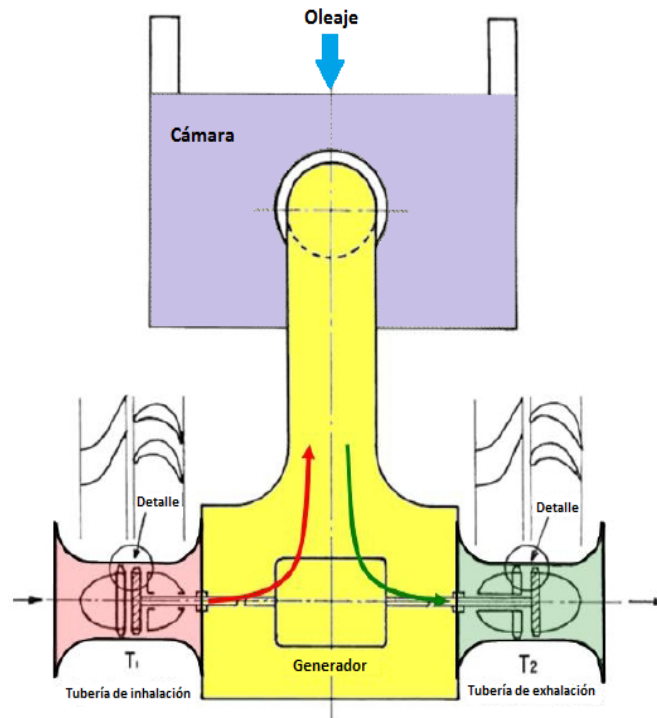


Figura 2.8 Sistema de turbinas gemelas axiales unidireccionales (Jayashankar, 2010)

Este análisis ha permitido la idea de combinar dos turbinas de aire convencionales idénticas en paralelo para convertir la energía neumática procedente de una instalación OWC. ara una situación dada con diferencial de presión la secuencia del flujo es primero las aletas guías del estator y luego por los álabes del rotor la turbina T2, este sentido del flujo se denomina sentido directo. En el segundo semi ciclo se invierte el sentido de flujo y esa misma turbina funciona en sentido inverso, atravesando el flujo primero por el rotor y seguidamente por el estator; El funcionamiento de las dos turbinas T1 y T2 es alterno, de forma que mientras una funciona en sentido directo la otra lo hace en inverso (Jayashankar, 2009 y 2010). Se muestran esquemáticamente la configuración (Figura 2.8) y los sentidos de flujo, Figura 2.9.

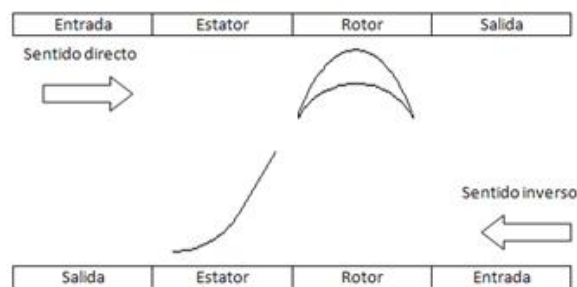


Figura 2.9 Esquema de funcionamiento de una turbina de impulso axial con flujo bidireccional.

Indicada la configuración ahora queda establecida la nomenclatura para indicar el sentido de operación:

- Se dirá que la turbina funciona en sentido directo, cuando el fluido primero atraviesa la corona directriz y a continuación el rotor. Esto es, la turbina T1 funciona en sentido directo durante la inhalación mientras que la turbina T2 lo hace durante la exhalación.
- En cambio, se dirá que la turbina funciona en sentido inverso, cuando el fluido primero atraviese el rotor y posteriormente la corona directriz. Por ello, es la turbina T1 la que funciona en sentido inverso durante la exhalación y la turbina T2 durante la inhalación.

Esto quiere decir que durante la inhalación se pretende que la mayor parte del aire que se introduce en la cámara entre por la tubería de inhalación (flecha roja de la Figura 2.8), orientándose la turbina T1 en el sentido adecuado para aprovechar dicho flujo de la manera más eficiente posible; por su parte la turbina T2 trabaja en sentido inverso, oponiendo la máxima resistencia al paso del fluido.

Seguidamente en el periodo de exhalación lo que se persigue es que el aire que debe salir desde la cámara hacia el exterior lo haga a través de la tubería de exhalación que opone baja resistencia al paso del flujo (flecha verde de la Figura 2.8), disponiéndose correctamente en este caso la turbina T2. Indicando que las turbinas T1 y T2 son idénticas y sólo varían su disposición respecto a la cámara.

En las turbinas convencionales con una única corona de aletas directrices y un rotor de álabes se sabe que para conseguir eficiencias altas se requiere flujo unidireccional, es por eso que en la configuración que se presentó cuando el signo del salto de presión cambia también lo hace el del caudal, pero conservando siempre el mismo sentido de rotación del rotor activo. Consecuencia de este funcionamiento es que el rendimiento tienda a nulo en una de las turbinas (sentido inverso), mientras la otra genera trabajo útil (sentido directo).

El uso de dos turbinas con esta configuración tiene como objetivo un flujo unidireccional por cada una de las turbinas, es decir, se pretende que el caudal que circula por la turbina funcionando en sentido directo sea semejante al caudal total disponible y por el contrario tienda a cero el caudal que atraviese la turbina que

funciona en sentido inverso, por tanto que cada turbina trabaje eficientemente durante la mitad de un ciclo de la onda incidente.

Con esta disposición de dos turbinas para un salto de presión dado (independientemente de su signo) el aire es forzado hacia los conductos donde se encuentran las turbinas, es aquí donde la mayor parte del caudal disponible atraviesa una de las turbinas, pues la otra que trabaja en sentido inverso ofrece una resistencia mucho mayor al flujo, de esta forma se busca evitar fuga de caudal que no genera trabajo.

En el transcurso de esta tesis se indicarán las proporciones de caudal que circula por cada una de las turbinas según sea su sentido de operación; y cómo afecta este hecho al rendimiento volumétrico, que está directamente relacionado con el rendimiento total del grupo turbinado. Este valor es omitido en algunas publicaciones donde sólo son presentadas las prestaciones en sentido directo; o bien se hace referencia a este caudal indicando que se trata de una pequeña fracción (Falcao, 2012).

Las dos turbinas pueden estar acopladas a un mismo generador eléctrico o también existe la opción que cada turbina se acople a su propio generador, pero en ese caso los costes se incrementan.

Este sistema promete altas eficiencias en un amplio rango de caudales, como se requiere en las centrales OWC, Figura 2.9.

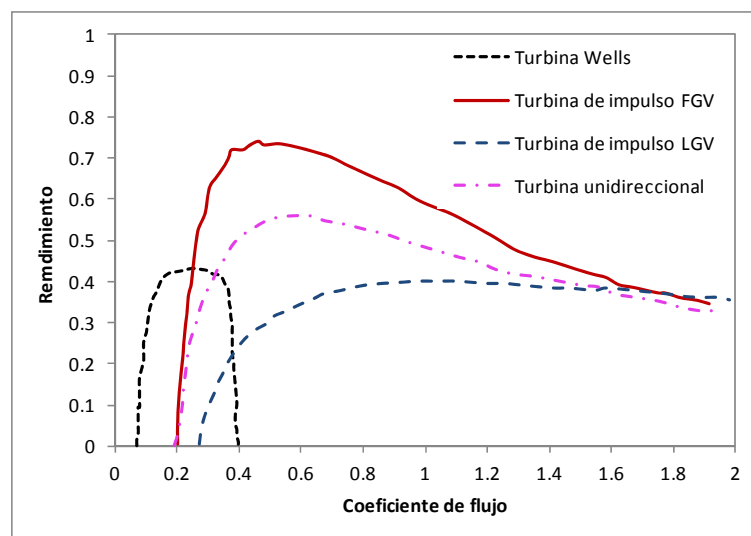


Figura 2.10 Eficiencia de diferentes tipos de turbinas usadas en centrales OWC Jayashankar, 2009

2.4 Generador

Es el elemento encargado de convertir la energía mecánica generada en la turbina por el aire en energía eléctrica, para poder acumularla y transportarla a los sitios de consumo. En algunos casos el régimen de giro del generador es muy diferente al de la turbina, y es necesario incluir una caja de cambios. Los generadores pueden ser síncronos o asíncronos.

Los síncronos funcionan a velocidad constante, y también pueden hacerlo a velocidad variable si se les añade un rectificador y un inversor, su ventaja es que no introducen perturbaciones en la red pero en contrapartida es riguroso su acoplamiento (requiere control de tensión, frecuencia y fase). En cambio en los generadores asíncronos el acoplamiento es más simple, y estos no necesitan sistemas de control de tensión y frecuencia porque la red es quien las impone.

En el caso de las turbinas Wells debido a que poseen un rotor de gran diámetro y la elevada velocidad de rotación pueden disponer de una gran cantidad de energía cinética por el efecto volante, entonces pueden reducir los picos de potencia a los que se expone al generador y proporcionar un efecto de suavización importante a la energía eléctrica suministrada a la red.

2.5 Plantas experimentales OWC

Las instalaciones que funcionan con sistemas OWC son plantas pilotos que nutren de resultados reales al desarrollo de las investigaciones, aquí se citan las que han aportado datos experimentales a este proyecto doctoral, y se completa el listado con otras conocidas a través de los medios de publicación.

- Sakata: es una planta OWC situada en Japón e integrada al propio rompeolas del puerto de ese país. Construida en el año 1989 para uso de investigación y desarrollo. Está equipada con turbina Wells de 60 kW.
- Mighty Whale: ubicada en la bahía de Gokasho, Japón. Se trata de una instalación flotante montada por el Centro de Ciencia y Tecnología Marina de ese país en el año 1998. Consta de tres turbinas Wells con generadores independientes de potencias nominales 50 kW, 30 kW y 10 kW, dispone de grandes bancos de baterías que permiten almacenar la energía generada.

- Vizhinjam: es una central construida en India para proyectos de investigación. Funciona con dos turbinas Wells con una potencia total de 100 kW.
- LIMPET: construida en el año 2000 en Islay, Escocia, está equipada con una turbina Wells contrarrotante con aletas directrices y la potencia instalada es de 500 kW (Setoguchi, 2006).
- PICO: se ubica en las islas Azores, Portugal y finalizó su construcción en el año 1999 bajo la coordinación del Instituto Superior Técnico y la primera prueba se hizo efectiva recién en el año 2005. Problemas de vibraciones en la dupla turbina-generator entorpecieron el funcionamiento de la planta desde su creación. Equipada con una turbina Wells y un generador asíncrono (Setoguchi, 2006).
- Mutriku: La planta está integrada al puerto de Mutriku, España y fue un proyecto del Ente Vasco de la Energía de ese país. Se construyó para 16 cámaras-turbina (18.5kW c/u) y diseñada para inyectar a la red la electricidad producida, cuya potencia instalada total son 296 kW. Fue puesta en marcha en el año 2011.
- Zhelang Town (China): instalación piloto emplazada en China. Equipada con turbinas Wells, capaces de proporcionar una potencia de 100 kW.

2.6 Conclusiones

En este capítulo se ha realizado un análisis del funcionamiento de las centrales OWC y se ha descrito en forma sintética los tres elementos del sistema para luego citar algunos ejemplos reales de estas instalaciones.

Los tres elementos que componen una central OWC son: cámara, turbina y generador. La cámara se encarga de transformar la energía de las olas en energía neumática que originará un flujo de aire capaz de mover la turbina, y el generador se encarga de convertir la potencia mecánica del eje de la turbina en electricidad.

La turbina Wells es la turbina más conocida en centrales OWC y la más difundida en las instalaciones experimentales. Se trata de una turbina de reacción auto-rectificante que presenta numerosos problemas y sólo trabaja con un rendimiento aceptable con caudales pequeños, presenta empuje axial alternativo, trabaja a altas velocidades, y tiene problemas de ruido y de vibraciones .

Las turbinas de impulso tienen un rendimiento máximo menor que la turbina Wells, pero sus curvas de rendimiento son más planas y esto favorece para

un aprovechamiento más uniforme para las condiciones variables del mar. Trabajan con caudales más grandes, arrancan con menores problemas y giran a velocidades menores que la turbina Wells. Es posible diferenciarlas en dos tipos, axiales o radiales.

Los generadores eléctricos utilizados en instalaciones OWC son similares a los utilizados en otras aplicaciones: síncronos y asíncronos. Los generadores síncronos cuentan con su propio sistema de excitación y alimentan la red con potencia activa y reactiva. Sin embargo la secuencia de acoplamiento a la red es complicada. Son la opción más económica para grandes potencias. Los generadores asíncronos aportan sólo potencia activa a la red y consumen potencia reactiva. Son rentables para bajas potencias en redes muy grandes que puedan absorber las perturbaciones que introducen cuando se conectan.

Descriptos los diferentes sistemas de obtención de energía a través del mar el paso siguiente es un análisis en profundidad del sistema de turbinas gemelas axiales unidireccionales y su influencia en el rendimiento global de la planta será el propósito de esta tesis doctoral.

CAPÍTULO 3

Metodología para el cálculo del rendimiento

ÍNDICE

3	Metodología para el cálculo del rendimiento	31
3.1	Introducción	31
3.2	Coefficientes característicos de turbinas axiales estacionarias	31
3.3	Teoría unidimensional.....	32
3.4	Análisis no estacionario	39
3.5	Metodología para el cálculo del rendimiento medio.....	39
3.6	Resultados	43
3.7	Conclusiones	46

3 Metodología para el cálculo del rendimiento

3.1 Introducción

En este capítulo se introducirán la nomenclatura y los coeficientes adimensionales que serán utilizados para comparar la geometría (Takao, 2011) con las otras configuraciones que completan ésta tesis.

Se presentará también un estudio unidimensional a la geometría básica de la turbina a partir del cual se calculan las curvas del coeficiente de par, C_T , para así conocer el comportamiento ideal de una turbina axial. Asimismo se realiza un estudio teórico para conocer los ángulos del álabe con los que se obtienen las mayores prestaciones.

Por último se presentará la metodología empleada para el cálculo del rendimiento medio de un grupo turbinado de dos turbinas axiales y las consideraciones asumidas en las expresiones.

3.2 Coeficientes característicos de turbinas axiales estacionarias

En este apartado se introduce la nomenclatura y los coeficientes adimensionales empleados para analizar el comportamiento de las turbinas. Estos coeficientes son los habituales empleados en la bibliografía (Maeda, 2001; Mala, 2011 y Takao, 2011).

Estos coeficientes serán utilizados para evaluar resultados individuales de turbinas y también para comparar el patrón de flujo de los resultados obtenidos por ensayos numéricos con los resultados experimentales existentes en la bibliografía.

Los coeficientes empleados son los siguientes:

- Coeficiente de caudal, ϕ
- Coeficiente de par, C_T
- Coeficiente de potencia consumida, C_A
- Rendimiento, η

Coeficiente de caudal: se trata de una variable para caracterizar cinemáticamente el punto de trabajo de la turbina. Representa la relación de velocidades entre el flujo y el álabe.

$$\phi = \frac{Q}{u_R A_R} = \frac{v_a}{u_R}$$

Ecuación 3.1

Coeficiente de par: representa la potencia útil de la turbina, su valor se expresa en función del coeficiente de caudal.

$$C_T(\phi) = \frac{T_0 \omega}{\frac{1}{2} \rho (v_a^2 + u_R^2) b l z \omega r_R} = \frac{T_0}{\frac{1}{2} \rho u_R^2 (1 + \phi^2) b l z r_R}$$

Ecuación 3.2

Coeficiente de potencia consumida: indica la energía que el fluido entrega al atravesar la turbina, también se suele expresar en función del coeficiente de caudal. Incluye tanto la potencia útil, como la de pérdida.

$$C_A(\phi) = \frac{\Delta P_0 Q}{\frac{1}{2} \rho (v_a^2 + u_R^2) Q} = \frac{\Delta P_0}{\frac{1}{2} \rho u_R^2 (1 + \phi^2)}$$

Ecuación 3.3

Rendimiento estacionario: representa el rendimiento instantáneo para unas condiciones de funcionamiento estacionarias de la turbina; se suele expresar en función del coeficiente de caudal ϕ .

$$\eta = \frac{T_0 \omega}{\Delta P_0 Q} = \frac{C_T}{C_A \phi}$$

Ecuación 3.4

3.3 Teoría unidimensional

Se inicia el análisis con la obtención del coeficiente de par C_T a partir del Teorema de Euler de la altura útil H_u , Ecuación 3.5.

$$H_u = \frac{u}{g} (v_{1u} - v_{2u})$$

Ecuación 3.5

Examinando los triángulos de velocidades, Figura 3.1, que describen el comportamiento del fluido, las componentes de la velocidad son:

$$v_{1u} = v_x \cot \alpha_1$$

Ecuación 3.6

$$v_{2u} = u - v_x \cot \beta_2$$

Ecuación 3.7

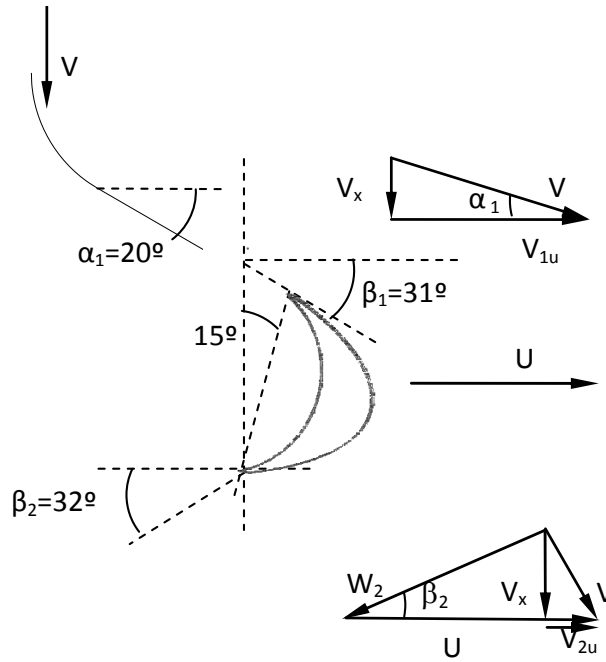


Figura 3.1 Triángulos de velocidades

Reemplazando la Ecuación 3.6 y Ecuación 3.7 en la Ecuación 3.5, se identifica la proporcionalidad lineal que existe entre la altura útil, H_u respecto al coeficiente de caudal φ , Ecuación 3.8.

$$H_u = \frac{u}{g}(v_x(\cot \alpha_1 + \cot \beta_2) - u) = \frac{u^2}{g} \left(\frac{v_x}{u}(\cot \alpha_1 + \cot \beta_2) - 1 \right) = \frac{u^2}{g} (\varphi(\cot \alpha_1 + \cot \beta_2) - 1)$$

Ecuación 3.8

$$W = \rho g H_u Q \quad W = T \omega \quad T = \frac{\rho g Q H_u}{\omega}$$

Ecuación 3.9

A partir del primer factor de la Ecuación 3.2 del coeficiente de par, C_T , se reemplaza el valor del par (Ecuación 3.9) y la H_u (Ecuación 3.8); y se desarrolla la misma según se muestra en la Ecuación 3.10 para obtener la Ecuación 3.11 que representa el valor de C_T para incrementos del coeficiente de flujo, φ . Reemplazando los valores geométricos de la turbina en estudio (Takao, 2012) $\alpha_1=20^\circ$ y $\beta_2=32^\circ$, se obtiene la curva que se hace asintótica para valores muy grandes de φ , Figura 3.2.

$$C_T = \frac{\frac{\rho g Q H_u}{\omega}}{\frac{1}{2} \rho (v_x^2 + u^2) b L Z r_m} = \frac{2 \rho g (V_x \pi (r_0^2 - r_H^2)) H_u}{\omega \rho (v_x^2 + u^2) b L Z r_m} = \frac{2 g (\phi u) \pi (r_0^2 - r_H^2) H_u}{\omega (\phi^2 + 1) + u^2 b L Z r_m}$$

Ecuación 3.10

$$C_T = \frac{2 \pi (r_0^2 - r_H^2) \phi (\phi (\cot \alpha_1 + \cot \beta_2) - 1)}{(\phi^2 + 1) b L Z}$$

Ecuación 3.11

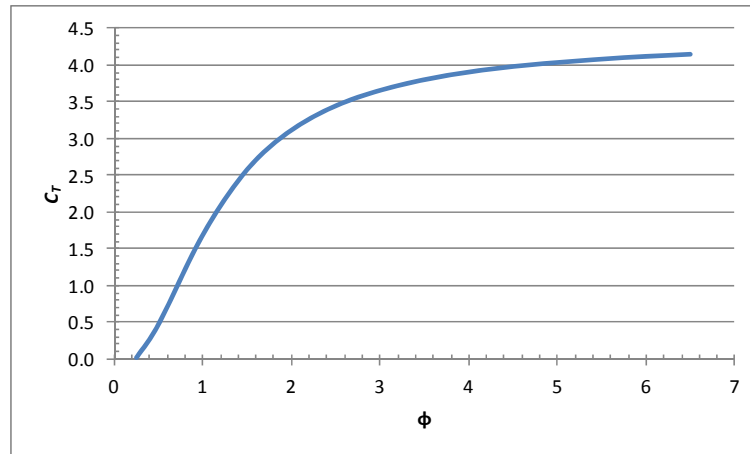


Figura 3.2 Coeficiente de par, C_T

Este desarrollo indica que para la geometría en estudio (Takao, 2011) el valor máximo teórico del coeficiente de par es del orden de $C_T = 4.15$, cuando $\phi = 6.5$; en el capítulo 6 “Validación experimental” se puede comparar este valor con los resultados experimentales y también con las simulaciones numéricas objeto de esta tesis.

Asimismo este análisis teórico permite identificar fallos en el proceso de cálculo de resultados experimentales existentes en la bibliografía donde se presentan resultados con $C_T > 8$ para $\alpha_1^* = 20^\circ$ y $C_T > 10$ para $\alpha_1^* = 14^\circ$ (Takao, 2011).

Desarrollo completo de la Ecuación 3.10 para obtener la Ecuación 3.11

Ecuación 3.11:

$$\begin{aligned} \phi &= \frac{V_x}{u} \quad ; \quad Q = V_x \pi (r_0^2 - r_H^2) \\ C_T &= \frac{2 u^2 \phi (\cot \alpha_1 + \cot \beta_2) - 1 \cdot (V_x \pi (r_0^2 - r_H^2)) \rho}{\omega \rho (\phi^2 + 1) u^2 b L Z r_m} = \frac{2 \pi (r_0^2 - r_H^2) \phi (\phi (\cot \alpha_1 + \cot \beta_2) - 1) u}{(\phi^2 + 1) b L Z u} \\ &= \frac{2 u^2 \phi (\cot \alpha_1 + \cot \beta_2) - 1 \cdot (\phi u \pi (r_0^2 - r_H^2)) \rho}{\omega \rho (\phi^2 + 1) u^2 b L Z r_m} \end{aligned}$$

A partir de aquí analizaremos la variación de diferentes ángulos que describen la geometría del conjunto, estator y rotor, para encontrar oportunidades de mejora en las prestaciones. Se comienza con el ángulo de la velocidad relativa de entrada a los álabes del rotor, β_1 , (Figura 3.1) Ecuación 3.12.

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{v_x}{u - v_x \cot \alpha_1}\right) = \arctg\left(\frac{\varphi}{1 - \varphi \cot \alpha_1}\right)$$

Ecuación 3.12

Si reemplazamos en la Ecuación 3.11 la relación que existe entre ángulos de entrada del estator y rotor, Ecuación 3.13, obtenemos otra forma de expresar la ecuación del coeficiente de par, C_T , Ecuación 3.14.

$$\cot \alpha_1 = \frac{1}{\varphi} - \cot \beta_1$$

Ecuación 3.13

$$C_T = \frac{2\pi(r_0^2 - r_H^2)}{bLZ} \frac{\varphi^2}{\varphi^2 + 1} (\cot \beta_2 - \cot \beta_1)$$

Ecuación 3.14

De esta forma es posible obtener a partir del ángulo de entrada geométrico del estator ($\alpha_1^*=20^\circ$) los valores teóricos de los ángulos de entrada del rotor, β_1 , para variaciones del coeficiente de caudal, φ , Figura 3.3.

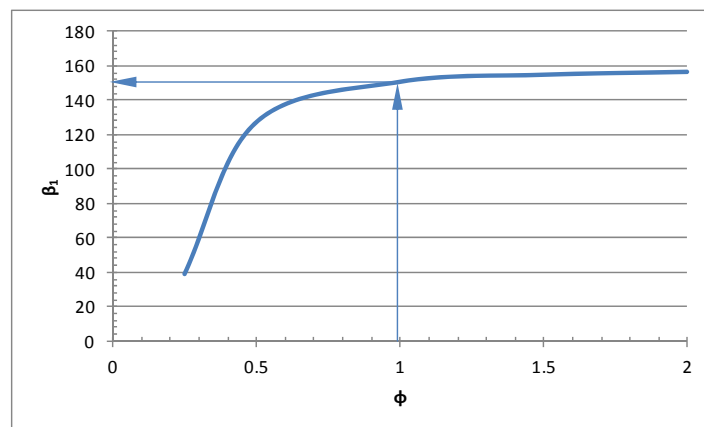


Figura 3.3 Ángulos de entrada teóricos del rotor, β_1

Se observa que para $\varphi=1$ se obtiene un ángulo $\beta_1=150^\circ$, y para valores mayores del coeficiente de caudal la curva de β_1 muestra una tendencia asintótica desde los 156° en $\varphi=2$ hasta los 159° si fuese $\varphi=7$; esto permite demostrar que el ángulo geométrico

$\beta_1^*=149^\circ$ es adecuado cuando la turbina opera en $\varphi>0.6$, donde el ángulo resultante es próximo al teórico.

Ahora analizamos el ángulo α_2 que corresponde a la salida del rotor e indica la dirección de la velocidad absoluta, Ecuación 3.15

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg}\left(\frac{v_x}{u - v_x \cot \beta_2}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{\varphi}{1 - \varphi \cot \beta_2}\right)$$

Ecuación 3.15

Al reemplazar β_2 en la Ecuación 3.15 por el valor geométrico del ángulo de salida del rotor, $\beta_2^*=32^\circ$, nos permite graficar la variación del ángulo α_2 respecto al coeficiente de caudal, φ , Figura 3.4. Aquí la curva tiende a una asíntota $\alpha_2 \approx 145^\circ$, y el punto óptimo es próximo a $\varphi=0.7$ (flecha azul).

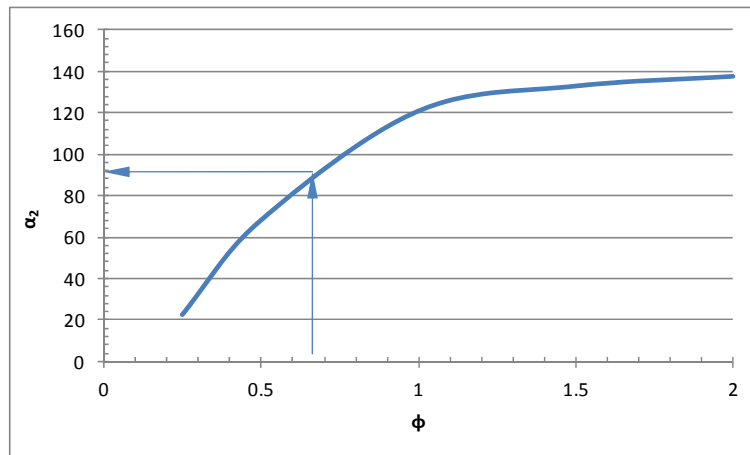


Figura 3.4 Angulos de salida, α_2 para el rotor de $\beta_2^*=32^\circ$.

Ahora que se han relacionado los ángulos que intervienen en la dupla aleta directriz y álabe continuaremos con modificaciones de éstos que permitirían obtener rendimientos más elevados.

Comenzaremos estudiando el comportamiento en la situación ideal, en que el fluido abandone la turbina sin rotación. Como no existen aletas directrices a la salida este ángulo es ideal y no geométrico, su valor es $\alpha_2=90^\circ$ (para $\varphi=1$). En esta situación el ángulo de salida del álabe del rotor debiera ser $\beta_2^*=45^\circ$, Figura 3.5, pues sucede que coincide en valor de la velocidad de arrastre del álabe en la sección media, u_R , con la velocidad axial, v_a .

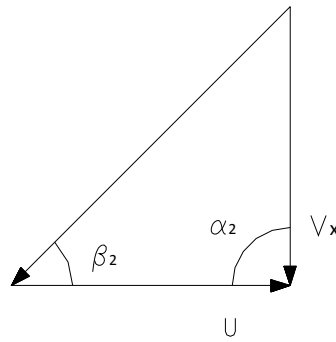


Figura 3.5 Triángulo de velocidad para salida sin rotación, $\alpha_2=90^\circ$

La Ecuación 3.14, a través de su último término ($\cot \beta_2 - \cot \beta_1$), nos permite deducir que fijando $\beta_2^*=45^\circ$ el ángulo de entrada al rotor, β_1 , debe ser lo más grande posible para que el coeficiente de par C_T , aumente. El límite es $\beta_1=180^\circ$, pero en esa situación el flujo carecería de velocidad axial y esa no es una condición viable; entonces se presentarán las curvas del coeficiente de par, C_T , para el ángulo geométrico $\beta_1^*=149^\circ$ y otros dos ángulos mayores, Figura 3.6.

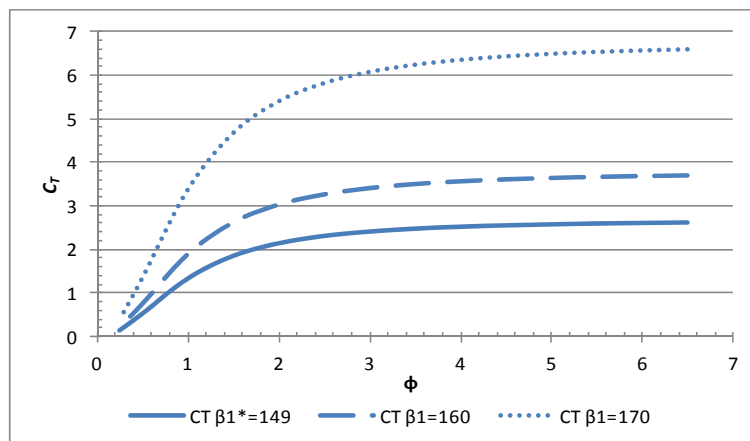


Figura 3.6 Variación del coeficiente de par, C_T

Continuando el análisis, y considerando la relación del triángulo de velocidades de la Ecuación 3.13, se observa cómo se modifica el ángulo α_1 para el ángulo geométrico $\beta_1^*=149^\circ$ y para los mismos dos ángulos mayores antes adoptados ($\beta_1=160^\circ$ y $\beta_1=170^\circ$ respectivamente), Figura 3.7. Aquí se verifican los ángulos geométricos $\alpha_1^*=20^\circ$ y $\beta_1^*=149^\circ$ para $\phi=1$. Se observa que para velocidades mayores del fluido, las curvas del ángulo de entrada al rotor (α_1) para diferentes valores de β_1^* presentan tendencias análogas entre un rango estrecho de valores de entrada al estator, α_1 , entre 4° y 7° .

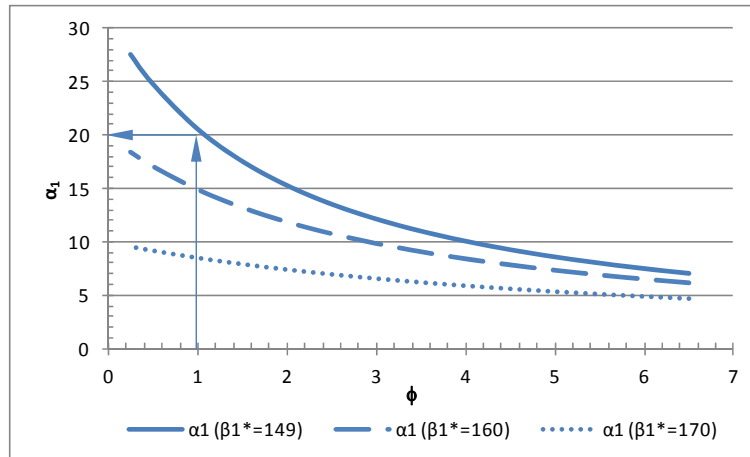


Figura 3.7 Variación del ángulo de entrada del estator

Finalmente el ángulo de salida del rotor, α_2 , a través de la relación de ángulos expresada anteriormente en la Ecuación 3.15; donde se observa que para valores mayores del ángulo de salida del rotor, β_2 , la curva se aproxima a la ideal de 90° , equivalente a un flujo sin rotación.

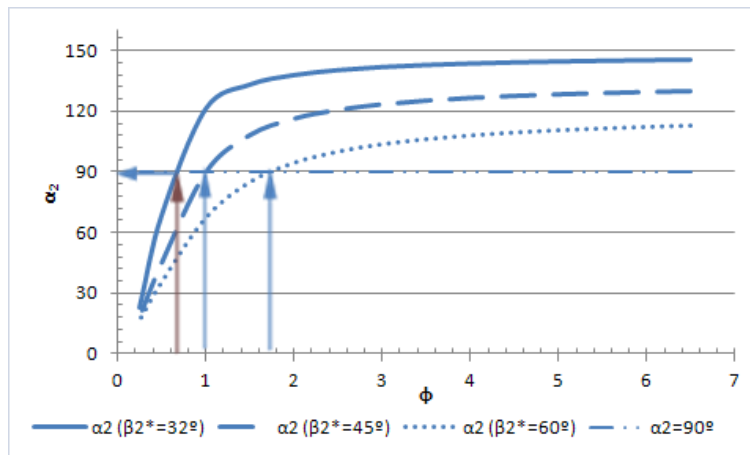


Figura 3.8 Variación del ángulo de salida

La Figura 3.8 indica que el ángulo geométrico del rotor, $\beta_2^*=32^\circ$, se aleja mucho del ángulo teórico para obtener un fluido sin rotación a la salida de los álabes; para ésta geometría el punto óptimo es próximo a $\varphi=0.7$ (flecha roja), coincidente con la zona de máximo rendimiento de la turbina. Para los otros 2 ángulos comparativos ($\beta_2^*=45^\circ$ y $\beta_2^*=60^\circ$) el punto ideal es en $\varphi=1$ y en $\varphi=1.7$; si bien se observa que a medida que crece el β_2^* la curva presenta su asíntota más próxima a la ideal de 90° , esto sucede para valores de φ extremadamente grandes alejados de la zona donde la turbina podría trabajar. Se concluye entonces que para todos los ángulos analizados existe una zona muy estrecha donde se cumplirá la condición de fluido sin rotación.

Se hace necesario aclarar para la Figura 3.2, Figura 3.6, Figura 3.7 y Figura 3.8 que en la realidad los coeficientes de flujo máximo, φ , no superan el valor de 3; en estas figuras se recurrió a valores mayores para identificar la tendencia de las curvas en cada uno de los estudios individuales.

3.4 Análisis no estacionario

Al estudiar las características no estacionarias que existe en el funcionamiento de las turbinas axiales es preciso analizar inicialmente el flujo al que va a estar sometida la misma durante su operatividad. Si consideramos que el movimiento de las olas consiste en la superposición de trenes de ondas sinusoidales, entonces para realizar un análisis no estacionario de la turbina se debe simular en la turbina el flujo real no estacionario, generado por un espectro de oleaje.

Para analizar el sistema bajo condiciones reales se debería emplear como señal de entrada un espectro de oleaje de múltiples frecuencias y amplitudes hace que los efectos que se desean estudiar se enmascaren y dificulten el estudio, desconociendo con precisión cuales son los parámetros de mayor influencia en el resultado obtenido. Debido a su complejidad y para facilitar el análisis bajo condiciones no estacionarias se estudiará qué efectos produce una entrada sinusoidal de caudal (Ecuación 3.16).

$$Q = Q_{\text{Max}} \cdot \text{sen}\left(\frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot t\right)$$

Ecuación 3.16

Donde: (t) es el tiempo, (T) el periodo y la amplitud es expresada a través del caudal máximo ($Q_{\text{máx}}$).

Las simulaciones que reproducen el comportamiento de la realidad pueden ser representadas por diferentes variables de interés; para este caso de estudio se escogió el caudal sinusoidal luego de verificar que la simulación mediante evolución temporal de la presión sinusoidal en la entrada de la turbina requiere mayor tiempo de cómputo.

3.5 Metodología para el cálculo del rendimiento medio

Para el grupo turbinado propuesto, que consta de dos turbinas idénticas, el rendimiento estacionario de una turbina en forma individual se considera insuficiente para poder describir el rendimiento global del grupo en su conjunto; entonces se hace

necesario representar el rendimiento para todo el ciclo de la sinusoide de un análisis no estacionario. Este análisis es el habitual utilizado en publicaciones (Mala, 2011, Maeda, 2001 y Takao, 2011) y así pueden realizarse comparaciones con otras turbinas.

En este tipo de configuración de dos turbinas axiales el caudal que entrega la cámara se divide en partes desiguales y estos están asociados a la pérdida de carga que opone cada una las turbinas.

Se presentan a continuación las relaciones que existen en las variables que intervendrán en el cálculo; identificando con el subíndice “D” a la turbina que trabaja en sentido directo y genera el trabajo mayoritario, y con el subíndice “I” a la que lo hace en sentido inverso y aporta un trabajo casi nulo; explicando que ambas turbinas (Nº 1 y Nº 2) alternan continuamente su operación en sentido directo e indirecto acompañando el ciclo sinusoidal de las olas. La Ecuación 3.17 representa el par total, compuesto por el generado en ambas turbina, la Ecuación 3.18 es la velocidad angular, que es coincidente en ambos sentidos; al igual que el diferencial de presión, Ecuación 3.19, y la Ecuación 3.20 es el caudal total, que se lo expresa como la suma de los caudales que circulan en cada turbina.

$$T_{\text{Total}} = T_D + T_I$$

Ecuación 3.17

$$\omega = \omega_D = \omega_I$$

Ecuación 3.18

$$\Delta P = \Delta P_1 = \Delta P_2$$

Ecuación 3.19

$$Q_{\text{Total}} = Q_D + Q_I = Q_1 + Q_2$$

Ecuación 3.20

La Ecuación 3.20 indica que el caudal total, Q_{Total} , proporcionado por la cámara es la suma de Q_D “directo o útil” y Q_2 “inverso o no útil”. Al respecto se hace notar que en el Capítulo 6 “Validación experimental” en esta tesis será demostrado que el caudal Q_I no es despreciable aunque su producción de trabajo sea extremadamente pequeña; y esta situación conlleva a una pérdida del rendimiento general del grupo turbinado consecuencia del detrimento del rendimiento volumétrico ($\bar{\eta}_V$).

Expresando el rendimiento medio del grupo turbinado en forma general, Ecuación 3.21:

$$\bar{\eta}_{GT_D+I} = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T T_{Total} \omega \cdot dt}{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta P Q_{Total} \cdot dt}$$

Ecuación 3.21

Reemplazando la Ecuación 3.20 y Ecuación 3.17 el rendimiento medio del grupo turbinado lo expresamos con la Ecuación 3.22.

$$\bar{\eta}_{GT_D+I} = \frac{\frac{1}{T} \left(\int_0^T T_D \omega + \int_0^T T_I \omega \right) \cdot dt}{\frac{1}{T} \left(\int_0^T (\Delta P Q_D + \int_0^T \Delta P Q_I) \right) \cdot dt}$$

Ecuación 3.22

Donde las unidades de medida utilizadas en las variables serán: T: período (s), T_D, T_I: par (Nm), Q_D, Q_I: caudales (m³/s) y ΔP: diferencia de presión, en valor absoluto, entre cámara y salida de turbina (Pa).

Si la Ecuación 3.22 se multiplica y divide por el caudal que circula en sentido directo (Q_D) se obtienen dos factores; y la descomposición permite identificar en el primer factor el rendimiento medio volumétrico ($\bar{\eta}_V$) y en el segundo factor el rendimiento medio de las turbinas, expresado según la opción adoptada en la presente tesis que considera el par generado en ambos sentidos (T_D y T_I), Ecuación 3.23.

$$\bar{\eta}_{GT_D+I} = \frac{\frac{1}{T} \left(\int_0^T \Delta P Q_D \right) \cdot dt}{\frac{1}{T} \left(\int_0^T (\Delta P Q_{Total}) \right) \cdot dt} \cdot \frac{\frac{1}{T} \left(\int_0^T \omega \cdot (T_D + T_I) \right) \cdot dt}{\frac{1}{T} \left(\int_0^T (\Delta P Q_D) \right) \cdot dt}$$

Ecuación 3.23

Discretizando las integrales de la Ecuación 3.23, se expresa como muestra la Ecuación 3.24:

$$\bar{\eta}_{GT_D+I} = \frac{\sum_{i=1}^N \Delta P_i \cdot Q_{Di}}{\sum_{i=1}^N \Delta P_i \cdot Q_{Total\ i}} \cdot \frac{\sum_{i=1}^N T_{Di} \omega + \sum_{i=1}^N T_{Ii} \omega}{\sum_{i=1}^N \Delta P_i \cdot Q_{Di}}$$

Ecuación 3.24

Debido al comportamiento del funcionamiento que describen las turbinas de impulso la consideración que se asume es asemejar la relación entre las variables ΔP y Q

a curvas parabólicas en ambos sentidos (directo e inverso), Ecuación 3.25 y Ecuación 3.26; y seguidamente se sustituyen al primer factor de la Ecuación 3.23 para definir el rendimiento volumétrico, Ecuación 3.27.

$$Q_D \approx k_D \sqrt{\Delta P}$$

Ecuación 3.25

$$Q_I \approx k_I \sqrt{\Delta P}$$

Ecuación 3.26

$$\bar{\eta}_V = \frac{\frac{1}{T} \left(\int_0^T \Delta P_{Total} \cdot Q_D \right) \cdot dt}{\frac{1}{T} \left(\int_0^T (\Delta P_{Total} Q_{Total}) \cdot dt \right)} \approx \frac{k_D}{k_D + k_I}$$

Ecuación 3.27

A partir de esta última, la Ecuación 3.24 puede expresarse según la Ecuación 3.29. Donde se indica con $\bar{\eta}_{T_{D+I}}$ el rendimiento medio de las turbinas considerando el par generado en ambos sentidos de funcionamiento (T_D y T_I), Ecuación 3.28.

$$\bar{\eta}_{T_{D+I}} = \frac{\sum_{i=1}^N T_{Di} \omega + \sum_{i=1}^N T_{Ii} \omega}{\sum_{i=1}^N \Delta P_i Q_{Di}}$$

Ecuación 3.28

$$\bar{\eta}_{GT_{D+I}} = \frac{k_D}{k_D + k_I} \cdot \frac{\sum_{i=1}^N T_{Di} \omega + \sum_{i=1}^N T_{Ii} \omega}{\sum_{i=1}^N \Delta P_i Q_{Di}} = \bar{\eta}_V \cdot \bar{\eta}_{T_{D+I}}$$

Ecuación 3.29

A partir de aquí se iniciará un análisis que consiste en expresar el $\bar{\eta}_{GT_D}$ como el producto del rendimiento de la turbina, funcionando en sentido directo y aislada del grupo turbinado y el rendimiento volumétrico, $\bar{\eta}_{T_D}$ y $\bar{\eta}_V$ respectivamente. Las características indicadas en esta opción de cálculo, coincidente con bibliografía existente (Takao, 2011), asume nulo el par generado por la turbina funcionando en sentido inverso, T_I , Ecuación 3.30.

$$\bar{\eta}_{GT_D} = \frac{k_D}{k_D + k_I} \cdot \frac{\sum_{i=1}^N T_{Di} \omega}{\sum_{i=1}^N \Delta P_i Q_{Di}} = \bar{\eta}_V \cdot \bar{\eta}_{T_D}$$

Ecuación 3.30

Al despreciar el término T_I , se expresa el rendimiento medio del grupo turbinado como el producto de dos rendimientos; el rendimiento volumétrico (Ecuación 3.27) y el

correspondiente rendimiento de la turbina funcionando en sentido directo y aislada del grupo turbinado, Ecuación 3.31.

$$\bar{\eta}_{T,D} = \frac{\sum_{i=1}^N T_{Di} \omega}{\sum_{i=1}^N \Delta P_i Q_{Di}}$$

Ecuación 3.31

Donde se indica con $\bar{\eta}_{T,D}$ el rendimiento medio de la turbina considerando sólo el par generado en sentido directo (T_D), que será levemente inferior al $\bar{\eta}_{T,D+I}$ (Figura 3.10) indicado precedentemente en la Ecuación 3.29; a excepción de caudales muy bajos que hace que el par, T_i , sea negativo.

3.6 Resultados

A modo ilustrativo y para concluir este apartado se presentan resultados obtenidos para el grupo turbinado en estudio (Takao, 2011). En la Tabla 3.1 se indican los parámetros geométricos, cuyo origen se detallará en capítulos posteriores, que permiten la realización de los cálculos presentados en este capítulo.

Tabla 3.1 Parámetros geométricos. Turbina Takao, 2011.

Velocidad angular, ω (rad/s)=	39.27
Radio medio R_m (m)=	0.127
Radio punta R_T (m)=	0.150
Radio cubo R_H (m)=	0.105
Altura del álabe, b (m)=	0.044
Cuerda del álabe, L (m)=	0.054
Cantidad de aletas, $Z_{estator}$ =	20
Cantidad de álabes Z_{rotor} =	30
Velocidad de arrastre en R_m , u_R (m/s)=	5

Los datos presentados en la Tabla 3.2, obtenidos en las simulaciones numéricas (Apartado 6.4, Capítulo 6) también son necesarios para los cálculos aquí presentados. En esta tabla se presentan los datos de la turbina funcionando en ambos modos de funcionamiento: directo e inverso. La relación entre ΔP y Q para la configuración de las dos turbinas empleadas puede verse en la Figura 3.9.

Tabla 3.2 Valores característicos C_A , C_T y η_T .

ϕ	va(m/s)	ΔP (Pa)	Q(m ³ /s)	C_A	T(N.m)	C_T	$\eta_{T,D}$
2	9.97	581.0	0.36	3.9	2.22	3.2	0.42
1	4.99	174.8	0.18	2.9	0.48	1.7	0.60
0.5	2.49	56.6	0.09	1.5	0.08	0.5	0.65
0.25	1.25	18.2	0.04	0.6	0.00	0.0	0.14
ϕ	va(m/s)	ΔP (Pa)	Q(m ³ /s)	C_A	T(N.m)	C_T	$\eta_{T,I}$
-2	9.97	1444.0	0.36	9.6	0.26	0.4	0.02
-1.5	7.48	859.8	0.27	8.8	0.11	0.2	0.02
-1	4.99	444.6	0.18	7.4	0.00	0.0	0.00
-0.5	2.49	165.7	0.09	4.4	-0.03	-0.2	0.00
-0.25	1.25	66.7	0.04	2.1	-0.03	-0.2	0.00

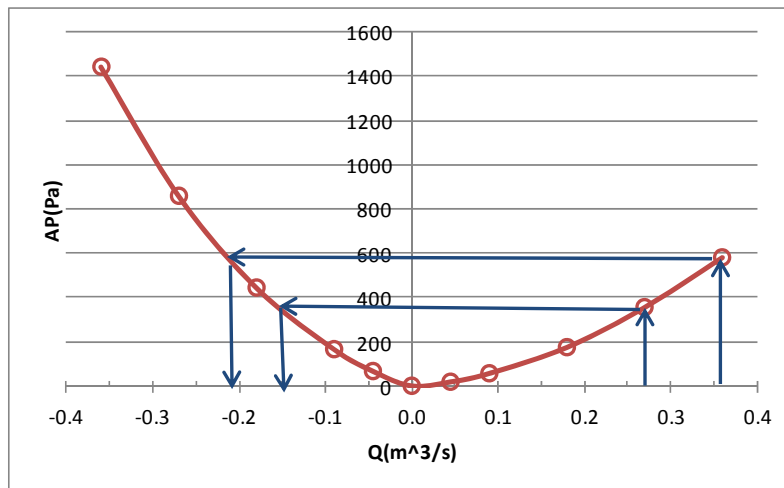


Figura 3.9 Correlación de ΔP y Q para el modelo de 20 aletas y 30 álabes. Turbina descrita en (Takao, 2011)

Se introducen la Tabla 3.2 y la Figura 3.9 con ánimo de ilustrar los cálculos de rendimientos del grupo de turbinado, y en los capítulos posteriores se continuara con el análisis luego de presentar otros datos aún no indicados.

La Figura 3.9 permite a través de la variable ΔP hacer las interpolaciones para obtener los parámetros del sentido inverso (ϕ_I y Q_I) que se corresponden a un valor de ϕ_D .

Tabla 3.3 Coeficientes característicos de la turbina en sentido inverso y totales. Modelo Takao, 2011.

ϕ_D	Q_D	ΔP	ϕ_I	Q_I	ϕ_{Total}	Q_{Total}
2.00	0.36	581.0	1.16	0.21	3.16	0.57
1.50	0.27	355.6	0.84	0.15	2.34	0.42
1.00	0.18	174.8	0.52	0.09	1.52	0.27
0.50	0.09	56.6	0.21	0.04	0.71	0.13
0.25	0.04	18.2	0.07	0.01	0.32	0.06

Los valores correspondientes al sentido de funcionamiento inverso aportan las variables complementarias para calcular el rendimiento volumétrico, $\bar{\eta}_V$, y también el rendimiento del grupo turbinado, $\bar{\eta}_{GT}$. Los valores de rendimientos obtenidos por las dos metodologías desarrolladas en el presente capítulo se muestran en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4 Comparativa de los rendimientos ($\bar{\eta}_V$, $\bar{\eta}_T$ y $\bar{\eta}_{GT}$) para ambas metodologías de cálculo.

φ_{Total}	η_V	η_{T_D}	η_{T_D+I}	η_{GT_D}	η_{GT_D+I}
3.16	0.63	0.42	0.47	0.26	0.30
2.34	0.64	0.49	0.53	0.31	0.34
1.52	0.66	0.60	0.61	0.40	0.40
0.71	0.70	0.65	0.38	0.46	0.27
0.32	0.79	0.14	0.00	0.11	0.00

Los resultados de la Tabla 3.4 indican que cuando los coeficientes de caudal totales, φ_{Total} , son elevados la diferencia entre ambos, $\bar{\eta}_{T_D+I}$ y $\bar{\eta}_{T_D}$, es de entre 9-12% para el rendimiento de la turbina que considera el par generado en sentido inverso ($\bar{\eta}_{T_D+I}$). Esto sucede porque en ese rango de caudales la turbina genera par en ambos sentidos de funcionamiento; situación que a caudales pequeños no se mantiene y el par generado por la turbina que opera en sentido inverso es negativo y se resta.

Se representa la comparativa de ambas alternativas de cálculo para el grupo turbinado en la Figura 3.10.

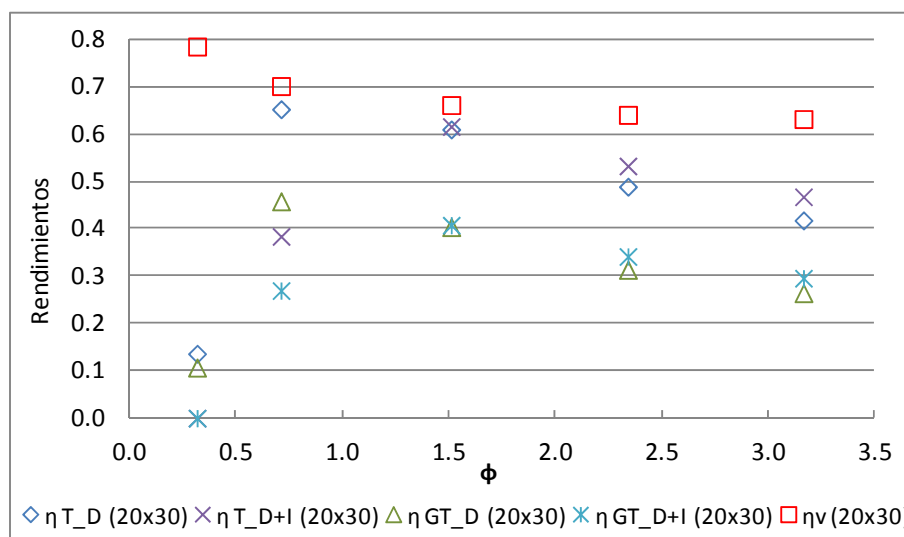


Figura 3.10 Rendimientos (turbina, volumetrico y general). Modelo (Takao, 2011).

En la Figura 3.10 se observan los rendimientos del grupo turbinado de acuerdo a la metodología aplicada, expresada a través de la Ecuación 3.29 y la Ecuación 3.30, que difieren sólo en el par involucrado en el cálculo (ambos sentidos o sólo sentido directo).

También se identifica en el rendimiento volumétrico, que del caudal disponible sólo es aprovechable para la generación de energía un 2/3 del total y su valor es máximo cuando el coeficiente de caudal φ es mínimo; y decrece a medida que φ crece, desde 79% hasta 63%. Entonces del rendimiento volumétrico resultante se verifica que el grupo turbinado desecha más un 30% del caudal disponible para generar trabajo; esto hace que el rendimiento medio del grupo turbinado se bastante menor al que considera sólo el trabajo individual de la turbina funcionando en sentido directo.

Para el rendimiento de la turbina $\bar{\eta}_{T_{D+I}}$ se observa que para valores de $\varphi \leq 0.5$ el par, T, (Tabla 3.2) de la turbina funcionando en sentido inverso es negativo y eso hace que no se respete la tendencia de rendimientos mayores para $\varphi \geq 1$ donde $\bar{\eta}_{T_{D+I}} > \bar{\eta}_{T_{D}}$.

3.7 Conclusiones

La aplicación de la teoría unidimensional ha permitido identificar los ángulos de diseño óptimos que permiten maximizar las prestaciones de funcionamiento, este estudio ha permitido conocer el valor máximo teórico del coeficiente de par, C_T .

Se han presentado los coeficientes adimensionales de las turbinas axiales que serán utilizados en esta tesis y se ha analizado la teoría no estacionaria de las olas que describen un movimiento sinusoidal y es el recurso que aportan energía neumática al sistema; eligiendo para esta tesis la modalidad de caudal sinusoidal para la realización de las simulaciones numéricas por el menor coste computacional.

Seguidamente se describió las etapas y consideraciones asumidas para desarrollar un metodología de cálculo para la obtención del rendimiento medio del grupo turbinado, con sus dos alternativas $\bar{\eta}_{GT_{D+I}}$ y $\bar{\eta}_{GT_{D}}$, indicando la elegida para esta tesis y presentando los resultados obtenidos con la geometría en estudio (Takao, 2011).

De las dos alternativas para la metodología de cálculo de rendimiento del grupo turbinado desarrollada se concluye que el $\bar{\eta}_{T_{D+I}} > \bar{\eta}_{T_{D}}$; condición que se mantiene mientras que los valores de flujo no sean tan pequeños que hagan invertir el par generado en sentido inverso.

Del rendimiento volumétrico resultante se verifica que el grupo turbinado desecha más un 30% del caudal disponible para generar trabajo; esto hace que el rendimiento medio del grupo turbinado se bastante menor al que considera sólo el trabajo individual de una única turbina funcionando en sentido directo.

CAPÍTULO 4

Selección de una turbina OWC para una geometría de cámara

ÍNDICE

4	SELECCIÓN DE UNA TURBINA OWC PARA UNA GEOMETRÍA DE CÁMARA.....	49
4.1	Objetivo	49
4.2	Análisis de la cámara y turbina.....	49
4.3	Resultados	56
4.4	Conclusiones.....	58

4 SELECCIÓN DE UNA TURBINA OWC PARA UNA GEOMETRÍA DE CÁMARA

4.1 Objetivo

El objetivo de este capítulo es desarrollar una metodología que permita encontrar el punto de funcionamiento óptimo entre la cámara y la turbina que maximice la transformación de energía undimotriz en energía neumática, y así conocer la condición de funcionamiento que la cámara debe proveer para el máximo rendimiento medio de un sistema OWC.

4.2 Análisis de la cámara y turbina

Se inicia el estudio con las variables que caracterizan el oleaje (período de la ola, T y altura de la ola, H) y las propias correspondientes a la geometría de la cámara (suponiendo una sección rectangular de longitud, L , paralela al oleaje y el ancho, b , perpendicular a las olas). Poniéndolas en conjunto suman siete variables: T , H , ΔP , Q , g , ρ_a y ρ_w , que definen el comportamiento de la interacción oleaje - cámara OWC.

Se define a la potencia instantánea neumática de la cámara a través del incremento de presión y el caudal, Ecuación 4.1.

$$W = Q \cdot \Delta P$$

Ecuación 4.1

Se asume que el flujo es incompresible y que el oleaje se define a través de una senoide. Con estas hipótesis puede asumirse que la presión dentro de la cámara OWC será (Ecuación 4.2):

$$\Delta P = \Delta P_{\max} \operatorname{seno} \left(\frac{2\pi t}{T} \right)$$

Ecuación 4.2

Entonces se calcula la potencia neumática media, Ecuación 4.3, y el diferencial de presiones medias, Ecuación 4.4.

$$\bar{W} = \frac{1}{T} \int_0^T Q \Delta P dt$$

Ecuación 4.3

$$\overline{\Delta P} = \frac{1}{T} \int_0^T |\Delta P| dt$$

Ecuación 4.4

Se define la relación de tamaño característico de la cámara como $(b.L)^{1/2}$. Aplicando análisis dimensional se obtienen los siguientes parámetros, Ecuación 4.5:

$$\frac{\bar{W}\sqrt{\rho_a}}{(\Delta P)^{3/2}L^2}; \frac{\sqrt{\rho_a} Q}{Lb\sqrt{\Delta P}}; \frac{\overline{\Delta P} T^2}{\rho_a Lb}; \frac{\rho_w}{\rho_a}; \frac{g}{\sqrt{bL} T^{-2}}; \frac{H}{\sqrt{bL}}$$

Ecuación 4.5

Estos coeficientes se denominarán de ahora en adelante como: coeficiente de potencia, coeficiente de amortiguamiento y coeficiente de presión; también se identifica aquí a la relación de densidades agua/aire, el número de Froude y la relación de la cámara.

El cociente de densidades no será tenido en cuenta a partir de este punto porque todos los resultados presentados en esta tesis son el mismo par de fluidos: agua-aire. A partir de los coeficientes de presión y potencia $\left(\frac{\overline{\Delta P} T^2}{\rho_a Lb} \text{ y } \frac{\bar{W}\sqrt{\rho_a}}{(\Delta P)^{3/2}L^2}\right)$ de la Ecuación 4.5 se redefine la potencia de la cámara, Ecuación 4.6:

$$\text{Coeficiente de potencia de la cámara} = \frac{\bar{W} T^3}{\rho_a (Lb)^{5/2}}$$

Ecuación 4.6

La relación $\frac{H}{\sqrt{Lb}}$ y el número de Froude $\left(\frac{g}{LT^{-2}}\right)$; así poseen un valor numérico determinado para éstas. El estudio se realiza para las condiciones de oleaje predominantes: H y T, y teniendo en cuenta que la cámara se considera construida previamente, entonces los valores de estos coeficientes dimensionales tienen unos valores específicos. La cámara empleada en esta tesis es geoméricamente semejante al modelo bidimensional, escala 1:25, presentado en (López, 2012). Asimismo, de ese artículo se extraen los datos necesarios para determinar el amortiguamiento óptimo que se presenta en la Figura 4.1. En esta figura se representa el coeficiente de potencia y el de presión, para unas condiciones de oleaje predeterminadas, en función del coef de amortiguamiento.

El amortiguamiento óptimo es aquel que maximiza el coeficiente de potencia captada por la cámara.

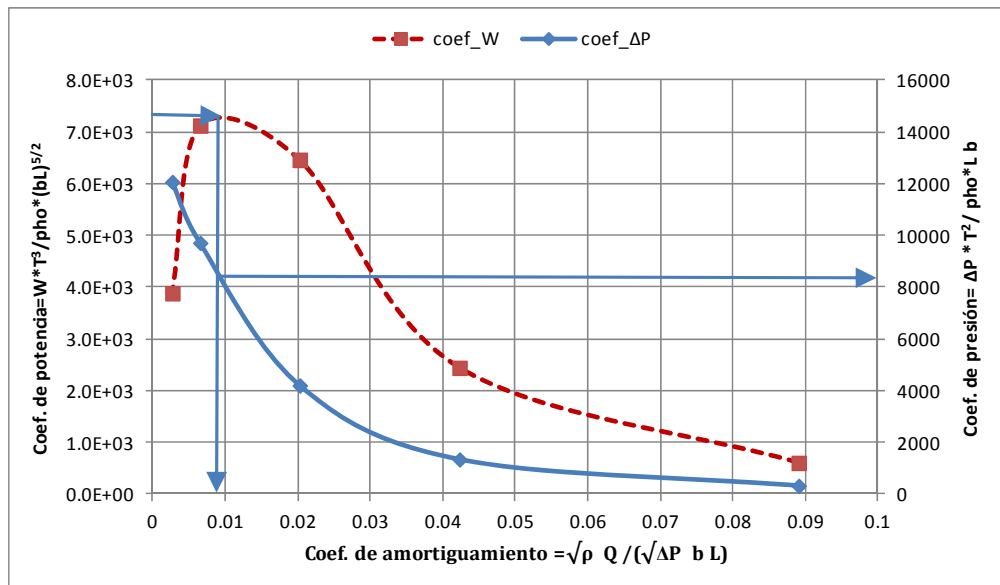


Figura 4.1 Amortiguamiento cámara

De la Figura 4.1 se deduce, que para maximizar la extracción de energía del oleaje para las condiciones predeterminadas hay que imponer el amortiguamiento óptimo. Este amortiguamiento, que viene determinado principalmente por la turbina, se identifica con la letra “A”. A partir de sustituir los valores geométricos (L, b) y ρ en el coeficiente de amortiguamiento se obtiene el amortiguamiento óptimo, Ecuación 4.7.

$$\frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} = A \frac{Lb}{\sqrt{\rho}}$$

Ecuación 4.7

Esta relación obtenida es la que maximiza el comportamiento de la cámara. Por tanto, para maximizar la extracción de energía, la turbina ha de tener una relación de Q y ΔP semejante a la que precisa la cámara.

También es posible obtener el valor del coeficiente de presión “B” a través de la Figura 4.1, que se corresponde con el valor del coeficiente de presión que corresponde al amortiguamiento óptimo.

$$\overline{\Delta P} = B \frac{\rho_a bL}{T^2}$$

Ecuación 4.8

A continuación se desarrolla el análisis de la turbina, que se adimensionaliza a través de la Ecuación 4.9 y Ecuación 4.10, donde \overline{W}_t es la potencia media en eje por ciclo y donde se desprecia la influencia del número de Reynolds.

$$\frac{\sqrt{\rho} Q}{D^2 \sqrt{\Delta P}} \text{ función de } \frac{\sqrt{\rho} \omega D}{\sqrt{\Delta P_{max}}}$$

Ecuación 4.9

$$\frac{\sqrt{\rho} \overline{W}_t}{D^2 (\Delta P_{max})^{3/2}} = f \left(\frac{\sqrt{\rho} Q}{D^2 \sqrt{\Delta P}}, \frac{\sqrt{\rho} \omega D}{\sqrt{\Delta P_{max}}} \right);$$

Ecuación 4.10

Debido al comportamiento periódico del caudal que atraviesa la turbina de un dispositivo OWC los coeficientes varían en el tiempo y para resolverlo se ha utilizado el valor máximo de la presión; cabe aclarar que para el coeficiente de caudal es indiferente trabajar con los valores máximos porque lo realmente importante es el cociente $Q/\sqrt{\Delta P}$ y no los valores de cada una de las variables en cada instante; y este valor se asume en primera aproximación constante porque la curva característica de la turbina es aproximadamente parabólica y se lo identifica como amortiguamiento de la turbina, Ecuación 4.11.

$$\text{Amortiguamiento}_{\text{turbina}} = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} = \text{constante}$$

Ecuación 4.11

Los datos necesarios para realizar el análisis de la turbina pueden obtenerse experimentalmente o numéricamente, de forma más accesible se recurre a la bibliografía de donde se extraen los coeficientes adimensionales C_A y C_T de las turbinas OWC (definidos en el capítulo 3). Entonces se obtienen las características operativas de la turbina (T_o , ΔP , Q y ω) para el rango de coeficientes de caudales, φ , escogido.

Para describir el régimen no estacionario de funcionamiento de la turbina se asume la hipótesis de régimen cuasi-estacionario que indica que el tiempo de residencia de las partículas fluidas en la turbina es mucho menor que el periodo de

la ola (será ampliado el concepto en el Capítulo 5: Simulación del modelo numérico).

Es posible entonces calcular para una turbina específica (tipo y tamaño) la potencia media obtenida en un ciclo, Ecuación 4.12 y la potencia recibida, Ecuación 4.13. En la Figura 4.2 se representan valores instantáneos en función del tiempo para un ciclo sinusoidal de presión de $T=1.56s$, (López, 2012).

$$\overline{W_o} = \frac{1}{T} \int_0^T T_o \cdot \omega dt$$

Ecuación 4.12

$$\overline{W_i} = \frac{1}{T} \int_0^T \Delta P \cdot Q dt = \frac{1}{T} \int_0^T \Delta P_{m\acute{a}x} \cdot \text{seno} \left(\frac{2\pi t}{T} \right) \cdot Q(t) dt$$

Ecuación 4.13

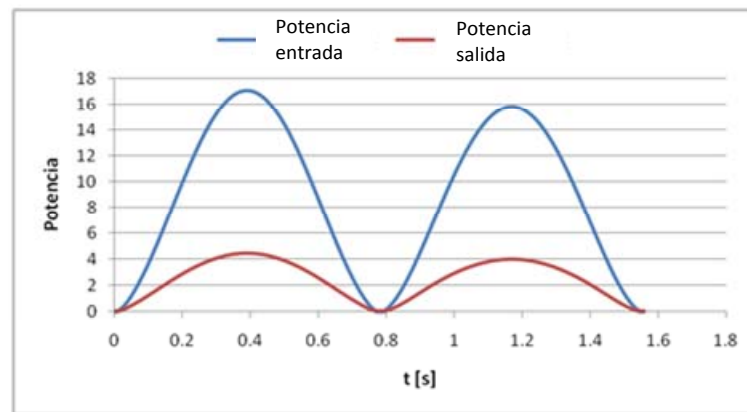


Figura 4.2 Evolución temporal de la potencia entrada y salida

Uno de los parámetros de diseño será el rendimiento medio, que es independiente del tamaño y velocidad de giro de la turbina, Ecuación 4.14.

$$\bar{\eta} = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T T_o \omega dt}{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta P Q dt}$$

Ecuación 4.14

Representando el rendimiento medio en función del coeficiente de presión de la turbina se obtiene la Figura 4.3.

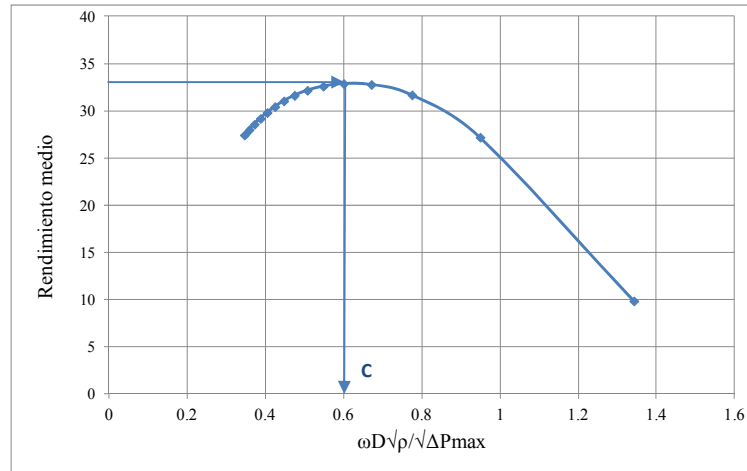


Figura 4.3 Rendimiento medio

Entonces es posible obtener el coeficiente de presión óptimo de la turbina, definido con la letra “C” en la Ecuación 4.15, y que seguidamente será utilizado para obtener el diámetro de diseño de la turbina.

$$\frac{\sqrt{\rho} \omega D}{\sqrt{\Delta P_{\max}}} = C$$

Ecuación 4.15

Como se ha mencionado, Ecuación 4.11, el comportamiento de la turbina de impulso (Pereiras, 2011) se puede aproximar su curva característica a la de una parábola que pasa por el origen Figura 4.4.

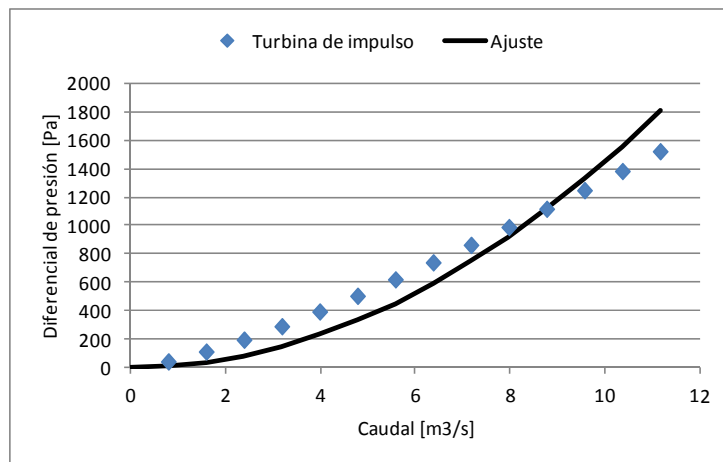


Figura 4.4 Diferencial de presión y el caudal de la turbina (Castro, 2012)

Entonces el coeficiente de amortiguamiento de la turbina definido con la letra “E” será constante, Ecuación 4.16.

$$\frac{\sqrt{\rho} Q}{D^2 \sqrt{\Delta P}} = E = \text{constante}$$

Ecuación 4.16

Como se ha visto en la Figura 4.4 la hipótesis de comportamiento parabólico se ajusta a la realidad. Los valores experimentales (o numéricos) se ajustan correctamente a una parábola. Por tanto es asumible considerar que el coeficiente “E” sea constante e independientemente del coeficiente de presión de la turbina, Figura 4.5.

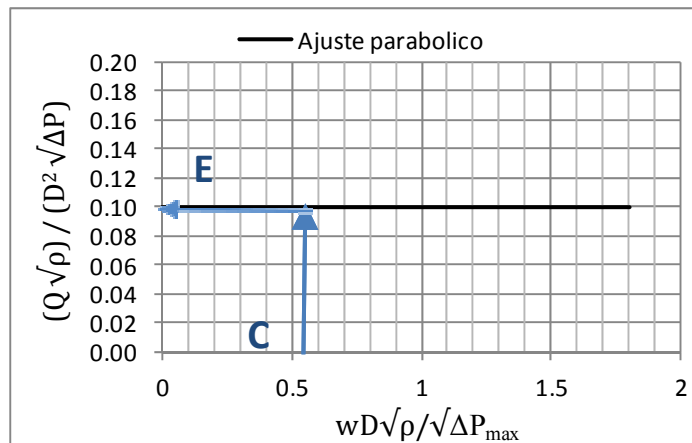


Figura 4.5 Ajuste parabólico de la turbina

A partir de la Figura 4.5 se conoce que para cualquier valor del coeficiente de presión óptimo de la turbina (letra C, Ecuación 4.15) se obtendrá un valor constante del coeficiente de amortiguamiento de la turbina (letra E, Ecuación 4.16), y en esta última expresión se introduce el amortiguamiento óptimo que impone la cámara (letra A, Ecuación 4.7); y entonces así es posible obtener el diámetro de la turbina, Ecuación 4.17.

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sqrt{\rho} \omega D}{\sqrt{\Delta P}} = C &\Leftrightarrow \frac{\sqrt{\rho} Q}{D^2 \sqrt{\Delta P}} = E \\ \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} = A \frac{Lb}{\sqrt{\rho}} \end{aligned} \right\} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{LbA}{E}}$$

Ecuación 4.17

Ahora de la Ecuación 4.17 se extrae que el diámetro de la turbina, D, que depende del tamaño de la cámara, del coeficiente de amortiguamiento óptimo de la cámara y de la propia turbina.

El siguiente parámetro que permite caracterizar la turbina es la velocidad de giro, ω ; éste se obtiene relacionando el coeficiente de presión de la cámara en condiciones de amortiguamiento óptimo, Figura 4.1, y admitiendo un $\overline{\Delta P} = \frac{2 \Delta P_{max}}{\pi}$, Ecuación 4.18.

$$\left. \begin{array}{l} \frac{\overline{\Delta P} T^2}{\rho_a bL} = \mathbf{B} \\ \overline{\Delta P} = \frac{2 \Delta P_{max}}{\pi} \end{array} \right\} \Rightarrow \Delta P_{max} = \frac{\pi}{2} \mathbf{B} \frac{\rho_a bL}{T^2}$$

Ecuación 4.18

Finalmente a con la Ecuación 4.15 y la Ecuación 4.17, y luego reemplazando la Ecuación 4.18, se obtiene el parámetro ω , Ecuación 4.19.

$$\left. \begin{array}{l} D = \sqrt{\frac{Lb\mathbf{A}}{\mathbf{E}}} \\ \frac{\sqrt{\rho} \omega D}{\sqrt{\Delta P_{max}}} = \mathbf{C} \end{array} \right\} \Rightarrow \omega = \frac{\mathbf{C} \sqrt{\Delta P_{max}}}{\sqrt{\rho} D} = \frac{\mathbf{C}}{\sqrt{\rho} D} \sqrt{\frac{\pi}{2} \mathbf{B} \frac{\rho bL}{T^2}} = \frac{\mathbf{C}}{TD} \sqrt{\frac{\pi}{2} Lb \mathbf{B}}$$

$$\omega = \frac{\mathbf{C}}{T} \sqrt{\frac{\pi \mathbf{B} \mathbf{E}}{2 \mathbf{A}}}$$

Ecuación 4.19

Entonces los parámetros de la turbina quedan definidos por la Ecuación 4.20, obtenidos a través de los coeficientes característicos A, C y E que se obtienen de la Figura 4.1, Figura 4.3 y Figura 4.5.

$$turbina \left\{ \begin{array}{l} D = \sqrt{\frac{Lb\mathbf{A}}{\mathbf{E}}} \\ \omega = \frac{\mathbf{C}}{T} \sqrt{\frac{\pi \mathbf{B} \mathbf{E}}{2 \mathbf{A}}} \end{array} \right.$$

Ecuación 4.20

4.3 Resultados

Se presenta la aplicación de la metodología de amortiguamiento óptimo desarrollada en el presente capítulo para el caso concreto de la central descrita en (López, 2012).

Se desarrolla esta metodología con turbinas de características diferentes. Utilizando los valores característicos se tiene $\frac{H}{\sqrt{Lb}}=0.12$ y el número de Froude $\left(\frac{g}{LT^{-2}}\right)=85.43$; y a través del modelo numérico (Lopez, 2012) es posible obtener la curva de amortiguamiento óptimo, Figura 4.1.

Así para las características de la turbina de impulso radial (Pereiras, 2011) el diámetro será 1.19 m, la velocidad de rotación de 124 rpm y una potencia de 450 W, correspondiente a un rendimiento medio de 0.33; y haciendo la comparación para la turbina de impulso axial (Thakker, 2005) el diámetro obtenido es 0.59 m, la velocidad angular 296 rpm y la potencia 550 W, considerando un rendimiento medio de 0.43.

Ahora se presenta la Tabla 4.1 para diferentes condiciones del oleaje y tamaños de cámara, donde se repite la relación $\frac{H}{\sqrt{Lb}}$ y se aplica el modelo numérico para condiciones de olas de $H=0.04m$ y $T=1.56s$ (López, 2012). La tabla obtenida permite individualizar el diámetro, la velocidad de rotación y la potencia resultante para el amortiguamiento óptimo; que será equivalente a la condición real patrón de la cámara cuya sección es $3.2 \times 4 m^2$ y el oleaje de $H=1m$ y $T=7.8s$.

En la Tabla 4.1 se comparan tres turbinas radiales y una axial. Para las radiales existe la original ($z=1$), otra con la dimensión axial un 50% más larga ($z=1.5$) y la siguiente con la dimensión axial un 100% más larga que la original ($z=2$); en las tres turbinas radiales la dimensión radial es idéntica.

Tabla 4.1 Velocidad de rotación, diámetro y potencia estimada para diferentes condiciones de oleajes

Radial	H(m)	H=1				H=2			
	T(s)	7.8	10	12	14	7.8	10	12	14
z=1	ω (rpm)	149	238	284	417	221	275	348	374
	D (m)	1.14	0.88	0.77	0.57	1.29	1.05	0.91	0.86
	W (watt)	565	667	589	383	2214	2424	2364	2188
z=1,5	ω (rpm)	184	294	351	515	274	340	431	462
	D (m)	0.92	0.71	0.62	0.46	1.04	0.85	0.73	0.69
	W (watt)	574	677	598	389	2247	2460	2399	2220
z=2,0	ω (rpm)	216	345	412	605	321	399	505	542
	D (m)	0.79	0.61	0.54	0.39	0.90	0.73	0.63	0.60
	W (watt)	573	676	597	388	2243	2456	2395	2216
Axial	ω (rpm)	332	530	634	930	494	613	777	834

	D (m)	0.59	0.46	0.40	0.29	0.67	0.54	0.47	0.45
	W (watt)	671	792	700	455	2630	2879	2807	2598

La velocidad de rotación aumenta directamente proporcional a la altura y período de la ola, en cambio el diámetro es inversamente proporcional a estas variables del oleaje. Siempre existe una combinación de diámetro y velocidad de rotación de la turbina para mantener la máxima potencia neumática y el rendimiento óptimo en la turbina.

La Tabla 4.1 también permite evidenciar que en la turbina radial el diámetro obtenido para el amortiguamiento óptimo disminuye a medida que la dimensión axial de la turbina aumenta; esto es muy importante debido a que es posible conseguir la amortiguación óptima en la cámara con una turbina más pequeña modificando esta variable.

Como en una instalación real el diámetro de la turbina es fijo una vez seleccionado, éste no puede cambiarse para adaptarse a las condiciones de oleaje que son variables; y entonces esa condición no es posible mantenerla simultáneamente para la máxima potencia neumática y para el rendimiento óptimo de la turbina. Entonces la situación de compromiso es modificar la velocidad de rotación de la turbina para ubicarse en el rendimiento óptimo, aunque en ese caso la potencia neumática no se corresponderá con la máxima que la cámara es capaz de brindar.

Para solventar el inconveniente descrito se requeriría de un método de regulación que maximizase la potencia extraída en cada momento, y eso no se aborda en esta tesis pues corresponde a un análisis del funcionamiento del sistema fuera de condiciones de diseño (condiciones de oleaje no predominantes). El objetivo de este capítulo es ilustrar como realizar el dimensionamiento de una turbina para un sistema OWC teniendo en cuenta las condiciones predominantes de oleaje.

4.4 Conclusiones

Se plantea una metodología de cálculo realizada para la selección de una turbina OWC para una geometría de cámara determinada y unas características del

oleaje. El tamaño de la turbina depende linealmente de la relación de tamaño de la cámara; y también existe una correspondencia de los parámetros de amortiguamiento de la cámara y de la turbina, que se interrelacionan para obtener el sistema OWC funcione en condiciones óptimas.

Los parámetros de diseño de la turbina (D y ω), obtenidos con la aplicación de la metodología maximizan el rendimiento de la turbina. Esta metodología de cálculo en la selección de turbina se realiza a partir de características geométricas de la cámara y condiciones iniciales de oleaje (H y T); cuyo resultado es el rendimiento máximo del conjunto cámara-turbina, a partir del amortiguamiento óptimo de la cámara.

Finalmente los resultados de la metodología presentados al final de este capítulo indican que para obtener el mismo amortiguamiento que una turbina axial, se requiere una turbina radial de mayor tamaño. El análisis de los datos permite extraer que incrementando la envergadura de una turbina radial se reduce el amortiguamiento, lo que permite usar turbinas radiales de menor tamaño.

CAPÍTULO 5

Modelo numérico

ÍNDICE

5	MODELO NUMÉRICO	63
5.1	Introducción	63
5.2	Descripción geométrica.....	63
5.3	Modelo físico.....	66
5.3.1	Ecuaciones del flujo.....	66
5.3.2	Condiciones de contorno	68
5.3.3	Parámetros de operación.....	71
5.4	Modelo numérico.....	72
5.4.1	Generación de la malla.....	73
5.4.2	Proceso de mallado	75
5.4.3	Calidad del mallado	77
5.4.4	Acoplamiento presión-velocidad	79
5.4.5	Modelo de pared.....	80
5.4.6	Modelo de turbulencia.....	82
5.4.7	Análisis de sensibilidad de la malla	83
5.4.8	Sensibilidad de la técnica para simulación de mallas móviles	84
5.5	Simulación computacional	85
5.5.1	Justificación de condiciones de contorno estacionarias.....	85
5.5.2	Resolución por discretización.....	86
5.5.3	Factores de sub-relajación	88
5.6	Proceso de cálculo y convergencia.....	88
5.7	Resumen de las características del modelo numérico	89
5.8	Conclusiones.....	89

5 MODELO NUMÉRICO

5.1 Introducción

En este capítulo se describe la geometría y la configuración de la turbina de impulso axial utilizada en el modelo. Además las características y el desarrollo del modelo físico y numérico realizado, que permite a través de la metodología utilizada describir el comportamiento del grupo turbinado de dos turbinas axiales.

Se incluye la terminología y las consideraciones que se han hecho para modelizar, mediante simulaciones estacionarias, el funcionamiento de la turbina.

Se ha realizado el modelo numérico de una única turbina que consta de un rotor con álabes, una corona con aletas directrices y conductos de entrada y salida que conectan la turbina a la cámara del sistema OWC en un extremo y al exterior en el otro.

La forma que el modelo de una única turbina utiliza para describir el funcionamiento de la turbina real en el grupo turbinado, es invirtiendo el sentido de flujo. Así es posible adoptar las mismas variables pero alternando la entrada y la salida de la turbina; es decir solamente se modeliza una turbina porque las dos turbinas que componen el grupo de turbinado son idénticas, aunque el flujo las atraviesa en diferente sentido.

El grupo turbinado que se utilizó para generar el modelo numérico está compuesto por dos turbinas idénticas de impulso axial unidireccionales (Takao, 2011).

Para representar al grupo turbinado de dos turbinas axiales, que ha sido diseñada para una instalación de laboratorio, Figura 5.1 (Jayashankar, 2010) se describe a continuación la geometría de una turbina que será utilizada en el modelo numérico. La elección de la geometría de (Takao, 2011) se basa en la existencia de datos experimentales en ambos sentidos que han sido el punto de partida para diseñar el modelo numérico que se presenta en este capítulo y que luego será validado en el capítulo 6 de esta tesis.

5.2 Descripción geométrica

El presente estudio se enfoca en la caracterización del fluido al atravesar la corona directriz y el rotor, actuando los conductos rectos de entrada y salida como complementos del modelo para estabilizar el comportamiento del fluido en los extremos del modelo simulado.



Figura 5.1 Conducto del grupo turbinado de dos turbinas axiales unidireccionales (Jayashankar, 2010)

Existen también otras referencias bibliográficas (Maeda, 2001, Jayashankar, 2009 y Mala, 2011) de configuraciones semejantes o con leves variaciones en la geometría del álabe donde se presentan resultados experimentales que serán el complemento para los resultados del modelo numérico realizado y simulado en el laboratorio de Energía y Fluidomecánica de la Universidad de Valladolid (UVa).

La configuración de (Takao, 2011) tiene su origen en diseños previos y disponibles en la bibliografía (Maeda, 2001). La disposición de las aletas directrices y los álabes del rotor se muestra en la Figura 5.2.

La geometría del modelo numérico que será analizado posee las características siguientes:

Estatore: es el elemento fijo y posee una corona compuesta de 20 aletas directrices y no posee holgura, las aletas forman un ángulo 20° respecto a la radial y una altura de 45mm. Las aletas están compuestas por un arco de circunferencia de 33.5 mm y un tramo recto de 34.5 mm, a los que se dota de un espesor de 0.5 mm, Figura 5.2.

Rotor: es el elemento móvil de la turbina y está formado por 30 álabes; cada uno de los cuales tiene, en su radio interno de 105mm, una envergadura de 44 mm, una holgura de 1mm y un ángulo de 15° respecto a la horizontal, Figura 5.2.

Conducto de entrada: se lo representa con una longitud de 80 mm y diámetro 300mm, es idéntico al que conecta la cámara con el estator.

Conducto de salida: idéntica longitud que el anterior y representa al que conecta al rotor con la salida o atmósfera. Será explicado más adelante que la terminología adoptada en estos últimos dos elementos se conmuta según el sentido con que el fluido atraviesa la turbina.

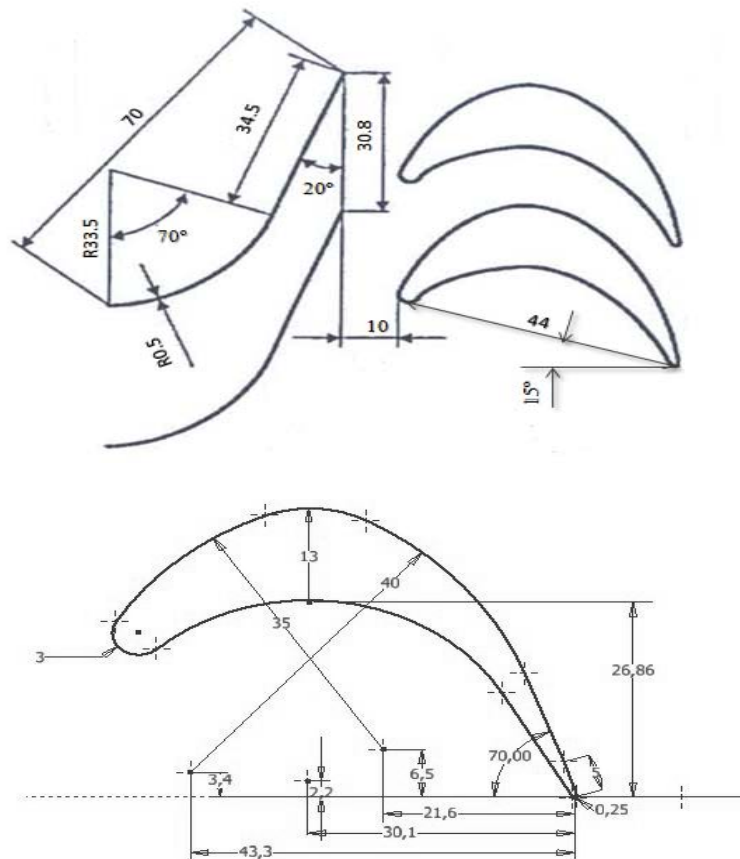


Figura 5.2 Configuración de la turbina de impulso axial unidireccional y geometrías de aleta y álabe (Takao, 2011)

La geometría de la turbina axial unidireccional de la Figura 5.3 es parte del grupo turbinado propuesto por Takao, 2011.

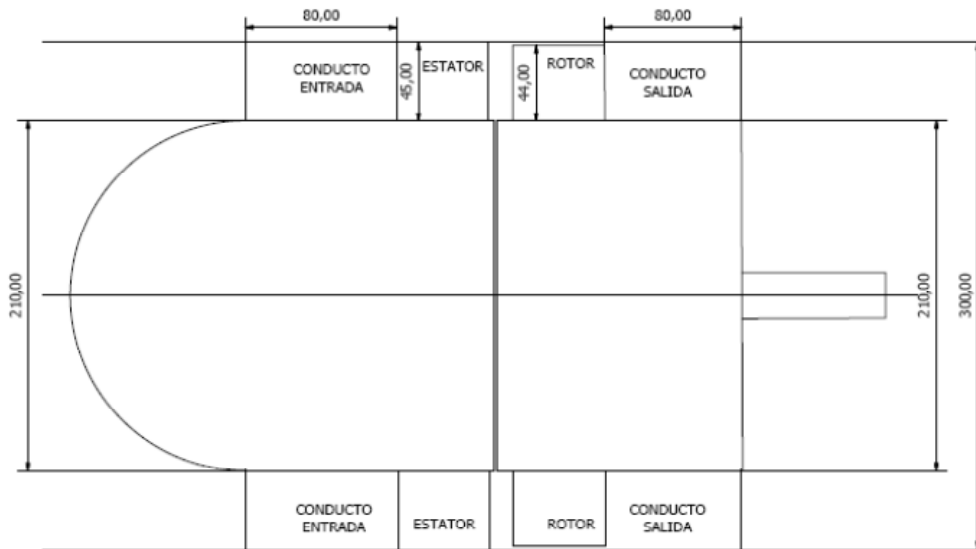


Figura 5.3 Esquema de la turbina axial unidireccional que conforma el grupo turbinado (Takao, 2011)

El resumen de los parámetros correspondientes a la turbina axial unidireccional utilizados en el modelo numérico se indica en la Tabla 5.1

Tabla 5.1 Parámetros geométricos de la turbina (Takao, 2011).

	Número de álabes o aletas	Cuerda (mm)	Ángulo de referencia	Holgura (mm)
Corona	30	70	20°	0
Rotor	20	44	15°	1

5.3 Modelo físico

5.3.1 Ecuaciones del flujo

Un modelo físico es una serie de ecuaciones diferenciales que describen los fenómenos físicos que suceden entre el fluido y la turbina. El código Fluent resuelve estas ecuaciones de conservación de la masa, de energía y de cantidad de movimiento y así es posible conocer el comportamiento de una partícula fluida en el espacio y el tiempo.

El flujo de aire dentro de una turbomáquina es tridimensional y no estacionario, con grandes fluctuaciones de las variables fluidas derivadas de las interacciones entre partes fijas y móviles. Utilizaremos las ecuaciones de Navier-Stokes para describir el flujo dentro de la turbina.

Ecuaciones de Navier-Stokes que describen el comportamiento (Ecuación 5.1, Ecuación 5.2 y Ecuación 5.3):

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

Ecuación 5.1

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \nabla \vec{v} \right) + \nabla p = \text{div} \overline{\tau'} + \rho \overline{f_m}$$

Ecuación 5.2

$$\rho \left(\frac{\partial e}{\partial t} + \vec{v} \nabla e \right) = \text{div} (k \nabla T) - p \text{div} \vec{v} + \Phi_v + Q_r + Q_q$$

Ecuación 5.3

Es importante destacar que, aunque el fluido de trabajo sea aire, y dado que el número de Mach no supera el valor de 0.3 dentro de la turbina el flujo puede ser considerado incompresible. En esta situación es válido resolver el problema fluidomecánico con independencia del termodinámico y hace posible prescindir de la resolución de la ecuación de la energía. También como es un flujo isotermo, la viscosidad también es uniforme y constante. Entonces, las ecuaciones a resolver son, Ecuación 5.4 y Ecuación 5.5:

$$\text{div} \vec{v} = 0$$

Ecuación 5.4

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \nabla \vec{v} \right) + \nabla p = \mu \Delta \vec{v} + \rho \overline{f_m}$$

Ecuación 5.5

Al describir los elementos que componen la turbina se indicó que existen componentes fijos, el conducto interior, corona directriz y conducto exterior, y también un único elemento móvil, que es el volumen del rotor que gira a una velocidad constante en el eje axial. Motivo que lleva a utilizar en las simulaciones un sistema de referencia móvil solidario al rotor que gira a la misma velocidad angular que éste.

Al definir las características de simulación se escoge la técnica denominada mallado deslizante (sliding mesh), que permite utilizar una metodología no estacionaria. Consiste en desplazar el mallado correspondiente al dominio móvil

en cada paso temporal, de esta forma el rotor cambia su posición relativa respecto a las coronas directrices. Para llevar a cabo esta técnica se generan dos mallados independientes entre los cuales existe un movimiento relativo y que están conectados a través de una interfase numérica. Por tanto, es posible simular el movimiento relativo del rotor respecto de las partes fijas, que serían la corona directriz y el conducto de salida; en este análisis esta condición se presenta a ambos lados del rotor.

Entonces en las ecuaciones correspondientes al rotor se introducen los términos relativos a las fuerzas de inercia presentes durante la rotación: centrífugas y de Coriolis, y se obtiene la ecuación de conservación de cantidad de movimiento, Ecuación 5.6.

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{w}}{\partial t} + \vec{w} \nabla \vec{w} \right) + \nabla p = \mu \Delta \vec{v} + \rho \vec{f}_m + \rho [2(\vec{\omega} \times \vec{w}) + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})]$$

Ecuación 5.6

Donde ω es la velocidad angular de rotación y \vec{w} es la velocidad relativa referida a un sistema de referencia solidario al rotor.

La resolución analítica de estas ecuaciones diferenciales es de excesiva complejidad, la forma de resolverlas es haciéndolo de forma discreta. Aunque no es exacto, permite obtener resultados muy próximos a la realidad.

5.3.2 Condiciones de contorno

Una turbina en una central OWC en la realidad funciona en forma no estacionaria porque sus condiciones de funcionamiento dependen del oleaje y por tanto se generan condiciones periódicas de caudal y presión. Sin embargo, basándose en la hipótesis de que no se producen cambios apreciables en el flujo ni en las condiciones de contorno durante el tiempo de residencia de una partícula en la turbina, se puede suponer funcionamiento cuasi-estacionario, (Inoue, 1988) y (Raghunathan, 1995).

Por tanto, asumiendo la hipótesis de cuasi-estacionariedad, el modelo numérico simula la turbina bajo condiciones de funcionamiento estacionarias, con condiciones de entrada y salida constantes para la velocidad y la presión

respectivamente. No obstante, la resolución es no estacionaria debido al movimiento relativo del rotor - estator.

En el modelo numérico de la turbina se analizó el comportamiento del flujo en ambos sentidos (directo e inverso), de forma de poder representar el funcionamiento del grupo turbinado que posee dos turbinas trabajando simultáneamente (una en sentido directo y otra en inverso). Es por este motivo que cuando se cambia en una simulación el sentido del flujo los extremos (entrada y salida) también invierten su nombre.

Se adopta como sentido “directo” cuando el fluido recorre la turbina primero por el estator y luego por el rotor; y diremos que es “inverso” cuando lo hace primero por el rotor y luego por el estator, Figura 5.4.

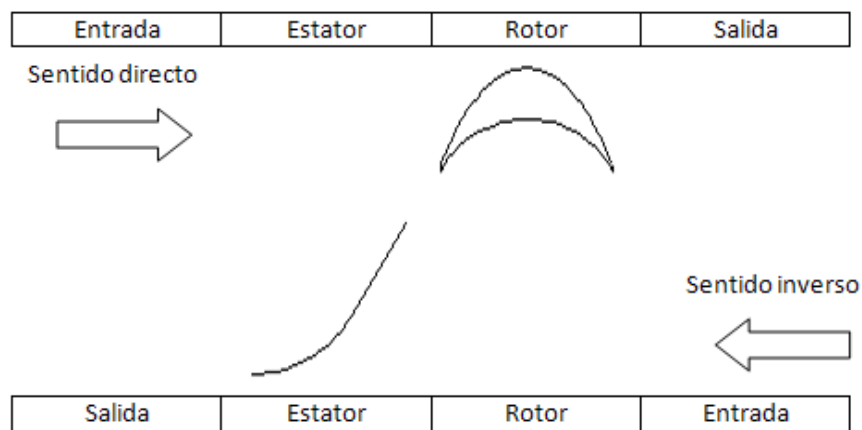


Figura 5.4 Esquema de funcionamiento de una turbina de impulso axial con flujo bidireccional.

Para el proceso de simulación se reduce el dominio de cálculo, aprovechando la periodicidad del número de aletas y álabes de la turbina. Sólo un sector angular es suficiente para conocer el comportamiento de la turbina en su conjunto, por tanto el modelo presenta superficies periódicas que delimitan el dominio estudiado. Estas superficies periódicas se implementan a lo largo de todo el dominio (conducto entrada, estator, rotor con holgura y conducto salida).

En resumen, para el planteamiento de este estudio se implementan las siguientes condiciones de contorno estacionarias, Figura 5.5.

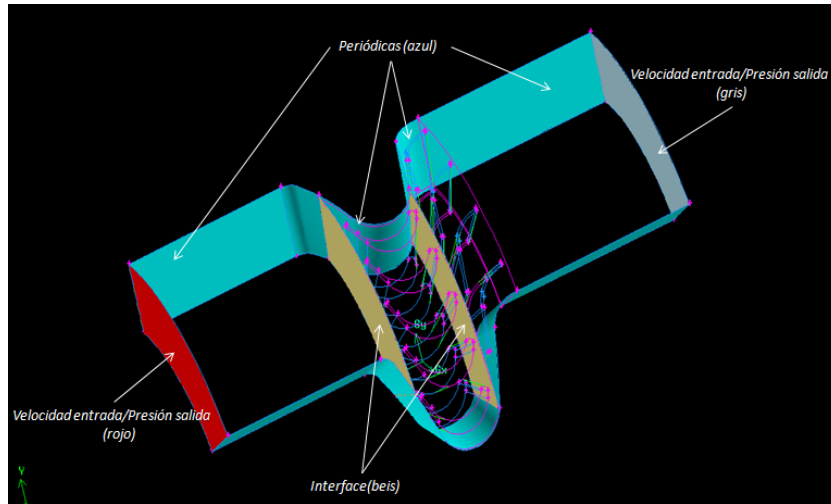


Figura 5.5 Condiciones de contorno

- **Entrada:** en el estudio de esta turbina la variable independiente es el coeficiente de caudal φ . Para describir un rango amplio de trabajo en el presente estudio se han cogido cinco valores del coeficiente de caudal φ , que se corresponden a velocidades de entrada, Tabla 5.2.

Tabla 5.2 Velocidades de entrada utilizadas en las simulaciones

φ	V_a (m/s)
0,25	1,25
0,5	2,49
1	4,99
1,5	7,48
2	9,97

En esta tesis se ha elegido utilizar como condición de entrada estacionaria el caudal, éste es representado a través de la velocidad axial en la turbina (Ecuación 5.7). En cada una de las simulaciones, para representar la variación de un caudal sinusoidal que refleje el efecto del oleaje sobre la cámara.

$$v = V_{\text{máx}} \cdot \text{sen} \left(\frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot t \right)$$

Ecuación 5.7

- **Salida:** se impone la condición de presión estática para todas las simulaciones.

- **Periodicidad:** con el fin de disminuir el tamaño del modelo, sólo se simulará una porción del dominio. En el contorno resultante de este corte imaginario se aplica la condición de periodicidad rotacional. En nuestro caso simularemos 1/10 del dominio total, debido a que esta relación permite dividir la cantidad total de aletas (20) y álabes (30) en cantidades enteras, es decir 2 aletas y 3 álabes. En el capítulo 8 “Optimización geométrica” serán citadas periodicidades distintas que fueron usadas en otras geometrías propuestas al analizar el comportamiento de solidez en estator y rotor; estos valores surgen de la combinación más conveniente de partir en partes enteras de la cantidad de aletas y álabes de cada turbina.
- **Entrefase:** la técnica usada para representar el movimiento del rotor requiere este tipo especial de condición de contorno, que permite dividir el volumen del conjunto en cuerpos individuales, representando individualmente e idéntica para ambos el área de la pared que los une, de esta forma es posible a uno de ellos imponerle una condición de movimiento (rotor) y al otro mantenerlo fijo (estator).
- **Pared:** son las superficies sólidas de la turbina (álabes y aletas directrices, los discos del rotor y del estator y las paredes del conducto). Las paredes pueden ser fijas y móviles.

5.3.3 Parámetros de operación

Los parámetros de operación utilizados se indican en la Tabla 5.2:

Tabla 5.3 Parámetros de operación

Fluido de trabajo	Aire seco
Densidad (kg/m ³)	1.225
Viscosidad (kg/m/s)	1.79·10 ⁻⁵
Presión de referencia (Pa)	101325
Régimen de giro (rad/s)	39.27

El régimen de giro simulado es coincidente con las referencias bibliográficas (Jayashankar, 2009) para los ensayos experimentales, no es excesivo (375 rpm, equivalente a 39.27 rad/s) y así se evita velocidades en las

que los efectos de compresibilidad del fluido alteren los resultados ($u_r=5\text{m/s}$, considerando el radio medio, R_m , del álabe = 0.127m). El estudio considera en el modelo que el fluido es incompresible y sus propiedades constantes. La presión de referencia se fija en la atmosférica a nivel del mar y al tratarse de un gas se desprecia la acción de las fuerzas gravitatorias.

5.4 Modelo numérico

Debido a que no es posible resolver analíticamente las ecuaciones de Navier-Stokes en este estudio, se hace necesario recurrir a un método de aproximación numérica; en Mecánica de Fluidos el método más utilizado es el método de volúmenes finitos que aprovecha la naturaleza conservativa de las ecuaciones de Navier-Stokes, y consiste en discretizar el dominio del problema en pequeños volúmenes llamados celdas y aplicar los balances de masa, cantidad de movimiento y energía en cada uno; siendo el centroide de cada celda el punto representativo del dominio en el que almacenan los valores de la solución.

El Método de Volúmenes Finitos ofrece dos técnicas de resolución: *Density-Based Coupled Solver* (DBCS) y *Pressure-Based Solver* (PBS), siendo ésta última la escogida. El método DBCS resuelve simultáneamente las ecuaciones de conservación de la masa, de cantidad de movimiento, de la energía y de conservación de las especies. Se utiliza cuando las variables son muy interdependientes entre sí, como por ejemplo flujo compresible, combustión, ondas de choque o flujos supersónicos. El método PBS toma como variables principales la cantidad de movimiento y la presión, que es el interés del presente estudio. Es un procedimiento más flexible que permite elegir resolver las ecuaciones de forma acoplada o segregada, Figura 5.6.

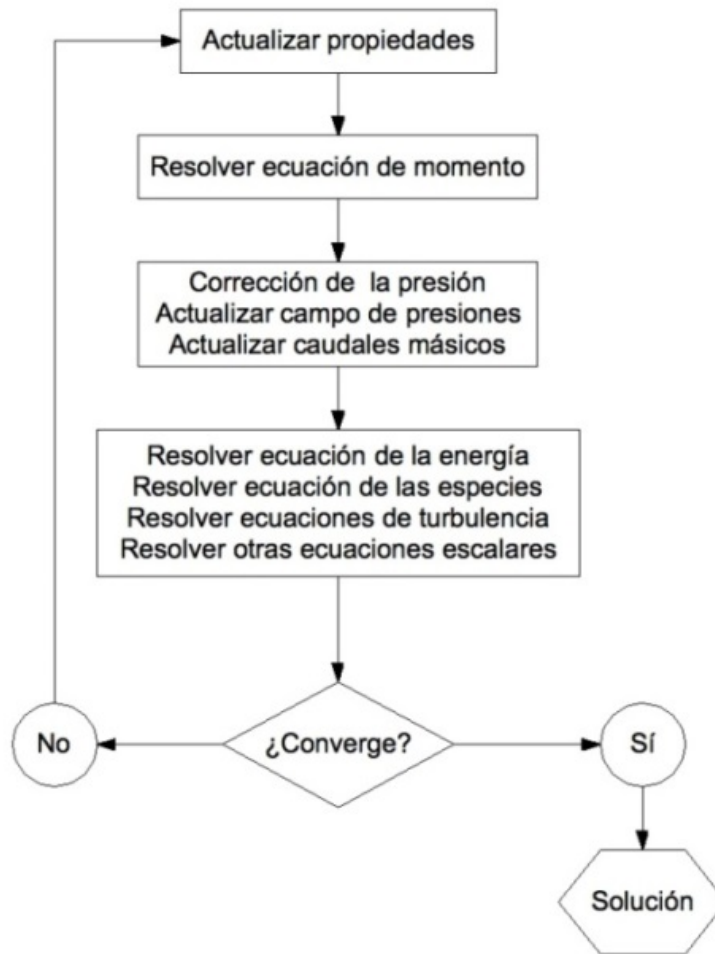


Figura 5.6 Secuencia de la técnica de resolución (PBS) (www.fluent.com; figura original en inglés)

El software empleado en la resolución del problema ha sido el código CFD comercial de uso general ANSYS® Fluent 12.1.

5.4.1 Generación de la malla

La generación de un mallado es necesaria para la aplicación de las técnicas numéricas por el método de volúmenes finitos en la resolución de las ecuaciones del flujo. La malla debe cumplir una serie de condiciones para que los resultados obtenidos de las simulaciones representen la realidad de la turbina. Seguidamente se citan las más importantes por su posible influencia en los resultados:

- Las fronteras del dominio deben ajustarse de modo que las condiciones de contorno queden representadas adecuadamente.
- Distribución regular y escalonada gradualmente cuando el tamaño varíe en zonas donde se desee más precisión, sin variaciones bruscas en la densidad de celdas.

- Realizar una malla de mayor densidad para las zonas donde se espere que la variación espacial de las variables sean mayores.
- El tamaño de la celda adyacente a los contornos sólidos del álabe, que es la superficie donde el fluido realiza el par. Así los modelos de pared estiman el comportamiento del flujo en la pared adyacente esos sólidos respecto a la distancia de las celdas adyacentes basándose en leyes semi-empíricas; y para evaluar la distancia de la primera celda del mallado respecto de la pared se utiliza el parámetro y^+ .

En esta tesis el dominio que se necesita mallar corresponde a una turbina axial unidireccional, es decir que se trata de una geometría compleja donde además existen movimientos relativos entre las diferentes partes, situación que condiciona el proceso porque dificulta enormemente la creación de un mallado estructurado. Para facilitar el cálculo numérico se crea un mallado lo más regular posible; la solución adoptada fue la de combinar mallados estructurados en las zonas en las que sea posible (entrada y salida), con mallados no estructurados en las partes más complejas (estator y rotor), donde los elementos de formas curvas complejas presentes en los volúmenes, aletas y álabes, obstaculizan la generación del mallado en forma de cuadrícula regular.

En los siguientes apartados se harán algunos comentarios sobre la generación y estructura del mallado en los diferentes elementos que componen la turbina que se ha simulado.

En la bibliografía se hace una división de dos grandes grupos para los tipos de mallas según su conectividad (Ballesteros, 2003): estructuradas y no estructuradas. Los mallados estructurados discretizan mejor las ecuaciones y transmiten mejor la información, pero son difíciles de implementar en geometrías complejas porque son poco flexibles. La siguiente sub-división de las mallas es para celdas cuadrilaterales, triangulares o mixtas. Para el mallado de la turbina axial analizada se han utilizado celdas hexaédricas en los volúmenes de los conductos de entrada y salida, y celdas tetraédricas para las geometrías más complejas, es decir en el estator y el rotor.

La turbina modelada contiene regiones con movimiento relativo, entonces se hace necesario construir mallas en las que las zonas móviles deslizan sobre las fijas. Esta técnica se conoce como *Sliding Moving Mesh* (SMM) y requiere un tipo especial de condición de contorno llamada “Entrefase”. Los volúmenes a ambos lados de esta entrefase son completamente independientes.

Las geometrías se han construido con Autodesk Inventor 2011 y los mallados se han realizado con GAMBIT 2.4.

5.4.2 Proceso de mallado

Para facilitar la construcción del mallado se dividió el dominio computacional en diferentes elementos: conducto de entrada, estator, rotor y conducto de salida. El rotor es el único elemento móvil y que dispone de holgura.

Se comienza el mallado por los dos volúmenes que presentan mayor dificultad de forma, estator y rotor. Se inicia por un mallado bidimensional en el cubo de la turbina, posteriormente se mallan los radios que componen las aletas y los álabes; y finalmente se aplica el mallado tridimensional. Los volúmenes correspondientes al rotor, estator y holgura, son zonas que presentan un mayor refinamiento, dado que se considera que los fenómenos del fluido son más importantes en éstas y es por eso que la cantidad de celdas es mayor allí que en los conductos de entrada y salida.

La malla generada para la geometría patrón y los posteriores modelos simulados se han construido de aproximadamente 3 millones de celdas en todos los casos para que las comparaciones puedan realizarse de forma adecuada, sin que exista influencia del mallado en la comparación de los resultados.

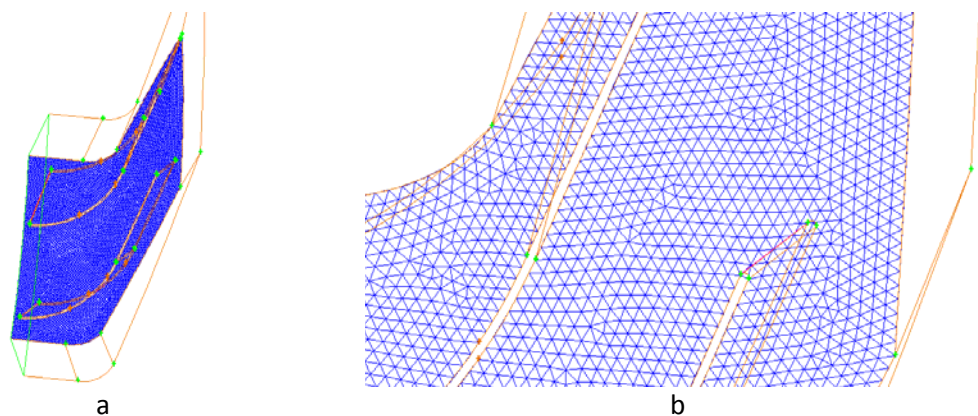


Figura 5.7 Malla bidimensional del estator. a) estator y b) detalle de celdas triangulares

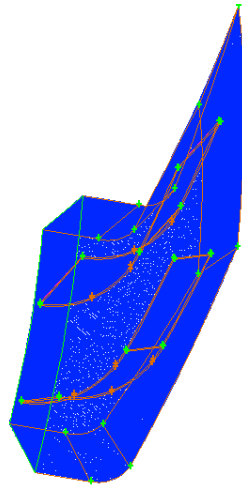


Figura 5.8 Malla tridimensional del estator

El mallado 2D Figura 5.7 realizado para el estator se trata de un mallado no estructurado con elementos de tres lados y denominado por Gambit tipo “pave”, con un espaciado igual a 0,8. Luego se malla a través del volumen y se obtiene un mallado 3D no estructurado compuesto por celdas tetraédricas.

El mallado de los volúmenes estator, Figura 5.8, y rotor se crearon con una concentración de nodos en los extremos de los radios de aletas y álabes, pues la teoría indica que el flujo en la parte central es prácticamente bidimensional, y es por eso que se desea disponer de mayor densidad de celdas en el extremo de estos elementos; en particular en los álabes donde se encuentra la holgura por el efecto causado en el flujo.

En la holgura también se proyectó el mallado 2D generado previamente al coger la referencia de la cara frontera del mallado 3D del rotor, donde la cara completa de la holgura se completa con el mallado 2D de los tres huecos de los álabes, Figura 5.9, no incluidos en el volumen del rotor. Para el volumen de la holgura se hizo una mayor densidad de nodos, logrando una cantidad mínima de tres filas de nodos en su espesor, de sólo 1 mm.

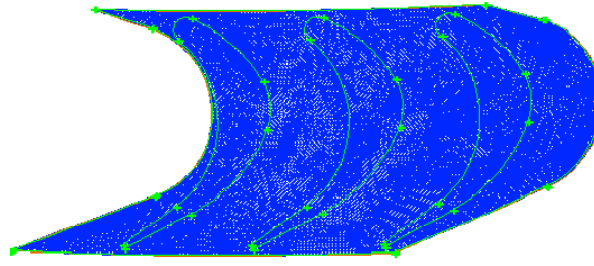


Figura 5.9. Estructura del mallado de la holgura 2D del rotor.

El resto de elementos de menor complejidad de forma y grado inferior de importancia para el análisis del flujo, que son los conductos de entrada, Figura 5.10, y salida, tienen un mallado estructurado. En estos volúmenes al no tener en su interior elementos sólidos, se realiza un mallado 2D estructurado que luego se proyecta en la dirección del radio, generando así una malla totalmente estructurada.

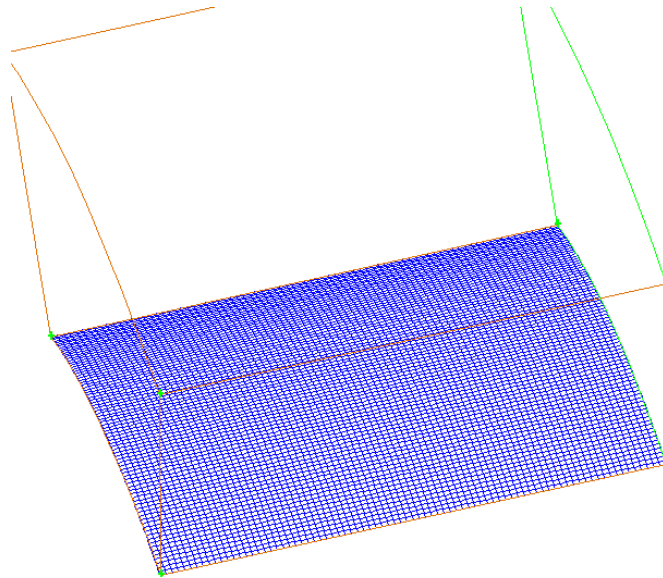


Figura 5.10. Mallado estructurado en el conducto de entrada.

5.4.3 Calidad del mallado

La calidad del mallado es un aspecto que puede afectar a la estabilidad, la convergencia y también a la calidad de los resultados; es por eso que uno de los objetivos principales durante el proceso de mallado fue conseguir que la calidad fuera elevada. Situación conflictiva en turbinas axiales, donde el mallado 3D a través de celdas hexaédricas presenta en los volúmenes del estator y del rotor dificultades de creación por contener elementos sólidos curvos (aletas y álabes) que interceptan a estos y acarrea como resultado indeseable celdas con caras de

ángulos muy agudos (“equiangle skew” elevados). Este coeficiente adimensional mide el grado de torsión de las celdas y se define en la Ecuación 5.8:

$$Q_{EAS} = \max \left\{ \frac{\theta_{max} - \theta_{eq}}{180 - \theta_{eq}}, \frac{\theta_{eq} - \theta_{min}}{\theta_{eq}} \right\}$$

Ecuación 5.8

Donde θ_{max} y θ_{min} son respectivamente el ángulo máximo y mínimo entre aristas (elementos bidimensionales) o superficies (elementos tridimensionales). θ_{eq} es el ángulo correspondiente a una celda equilátera de forma similar.

Para cuantificar la calidad del mallado se utiliza este parámetro *equiangle skew*. Este parámetro proporciona una medida de la relación entre los ángulos que forman las caras de cada celda. Un cero corresponde con una celda cuyas caras forman ángulos de 90° entre sí, y conforme el valor del equiangle skew crece, las caras forman ángulos más agudos. El criterio seguido a la hora de valorar este parámetro es el siguiente: valores del equiangle skew entre 0-0.25 se consideran excelentes, entre 0.25-0.5 son buenos resultados y entre 0.5-0.75 se consideran aceptables. Valores por encima de 0.8 no son recomendables porque pueden generar inestabilidades durante el proceso de cálculo e incertidumbre en la solución (Thakker, 2005).

El mallado del modelo de la turbina axial estudiada en la presente tesis está compuesta por celdas hexaédricas en los volúmenes correspondientes a los conductos de entrada y salida; y con celdas tetraédrica en los volúmenes del estator y del rotor. Se obtiene un mallado con una calidad admisible que permite ser simulado correctamente. El 99,99% de la totalidad de las celdas (3.1×10^6) se sitúan en valores de un equiangle skew menores a 0.75, correspondiente a una calidad adecuada, Figura 5.11.

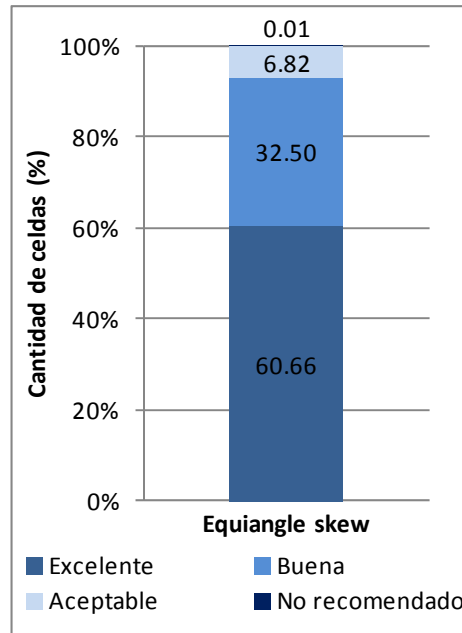


Figura 5.11 Calidad de malla según factor Equiangle skew.

5.4.4 Acoplamiento presión-velocidad

Para resolver el problema de la no linealidad en la relación entre la presión y la velocidad se emplean los denominados algoritmos de acoplamiento presión-velocidad, Tabla 5.3. Estos métodos iterativos parten de una estimación del campo de presiones y calculan el campo de velocidades a través de la ecuación de conservación de cantidad de movimiento. A través de la ecuación de continuidad se establece una corrección en el campo de presiones y se repite todo el proceso hasta que se alcance el criterio de convergencia deseado.

El método de resolución utilizado (PBS) coge como variables principales los campos de presión y de velocidades que en general no son conocidos y forman parte de la solución del problema. Las tres componentes de la velocidad aparecen como incógnitas no lineales en el término convectivo de la ecuación de conservación de cantidad de movimiento, siendo una de las principales razones por las cuales las ecuaciones de Navier-Stokes (Ecuación 5.1, Ecuación 5.2 y Ecuación 5.3) no se pueden integrar. Respecto a la variable presión cuando se trata de un fluido incompresible (o como el caso de estudio que se comporta como tal) sólo aparece en estas ecuaciones; en cambio si es un fluido es compresible también aparece en la ecuación de estado.

Tabla 5.4 Algoritmos de acoplamiento presión-velocidad

Algoritmo	Características
SIMPLE	Algoritmo básico de acoplamiento presión-velocidad. Robusto.
SIMPLEC	Mejora del SIMPLE.
PISO	Añade una segunda corrección basada en las celdas vecinas.
Coupled	Discretiza el gradiente de presión. Limitado a ciertos problemas.

En la totalidad de simulaciones realizadas para las ocho geometrías generadas es esta tesis (las siete restantes serán abordadas en el capítulo 8) se ha utilizado el algoritmo SIMPLEC, que converge en un tiempo menor, y se evita coste de cálculos de ordenador.

5.4.5 Modelo de pared

En el libro de (Schlichting, 2004) se describe la complejidad del proceso de transición entre la capa límite laminar y la turbulenta; en la turbomáquina objeto de estudio que se compone de paredes fijas y móviles la capa límite turbulenta es la dominante.

Debido al grado de impacto de la capa límite y su complejidad, la resolución y el modelado deben ser considerados para obtener resultados de la simulación válidos que representen a la realidad. En la definición del modelo numérico hay que tener en cuenta que la resolución del mallado cerca de las paredes afecta a la validez de la solución, especialmente en el rotor por ser el único volumen móvil donde se produce el intercambio de energía.

La capa límite turbulenta se divide en dos regiones: capa interna, formada por las subcapas laminar y logarítmica, y la capa externa. Para caracterizar las subcapas internas se utiliza el parámetro y^+ (Ecuación 5.9).

$$u^+ = \begin{cases} \frac{\Delta y_p}{\nu} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}; & y^+ \leq 11.63 \text{ Subcapa laminar} \\ \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+); & y^+ > 11.63 \text{ Subcapa logarítmica} \end{cases}$$

$$y^+ = \begin{cases} y^+ = \frac{\rho y u^*}{\mu} \\ u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \end{cases}$$

Ecuación 5.9

Δy_p es la distancia del centro de la celda adyacente a la pared, ρ la densidad del fluido, ν la *viscosidad* cinemática, τ_w el esfuerzo cortante sobre la pared, κ la constante de von Karman (cuyo valor experimental es 0.4187) y E una constante de integración que depende de la rugosidad de la pared. Para la ecuación de y^+ : la variable y es la distancia del centro de la primera celda respecto de la pared y u^* es la velocidad de fricción.

Entre la subcapa laminar y la logarítmica existe una zona de transición suave. El valor $y^+ = 11.63$ representa la intersección entre los dos tramos de la función.

Existen diferentes modelos de pared que pueden ser utilizados por el software Fluent® (Tabla 5.4):

Tabla 5.5 Modelos de pared

Modelo	Condiciones y^+	Observaciones
Standard Wall Functions (SWF)	$30 \leq y^+ \leq 300$	Flujos con Re altos. No resuelve la subcapa laminar.
Non-Equilibrium Wall Functions	Los mismos límites que SWF según los efectos de la presión	Para separación débil y transición de flujos.
Enhanced Wall Treatment (EWT)	$3 < y^+ < 10$	Flujos con Re bajos. Obstáculos y predicciones de caídas de presión

En el modelo estudiado se optó para la malla de una turbina axial el modelo de pared *Enhaced Wall Treatment*.

En la Figura 5.12 se presenta la distribución de celdas para los distintos valores de y^+ obtenidos; se observa que un gran porcentaje de celdas, 86%, están contenidas en el rango de valores indicado en el programa Fluent ($3 < y^+ < 10$) para ser considerada aceptable la simulación. Se ha estimado que la desviación en los valores y^+ no es suficiente para causar diferencias en el análisis de los coeficientes adimensionales.

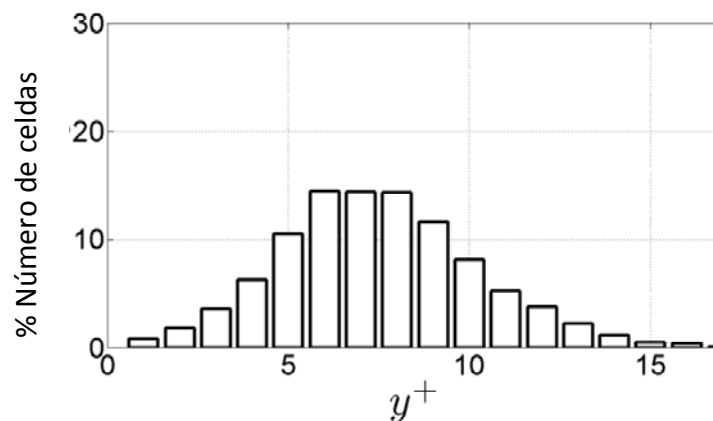


Figura 5.12 Valores de y^+ según distribución de las celdas.

5.4.6 Modelo de turbulencia

En las turbomáquinas debido a las condiciones propias del funcionamiento hace que el flujo en su interior sea turbulento (movimiento de flujo irregular, tridimensional y con valores altos del número de Reynolds); este fenómeno de turbulencia es complejo dado que presenta desprendimientos de capas límites en la superficie de los álabes, desprendimiento de estructuras vorticales, fenómenos de estela, etc. que se desarrollan a lo largo de diversas escalas temporales y espaciales. Todos estos fenómenos caracterizan un flujo altamente tridimensional, donde se incrementa la complejidad por ser un campo fluido no estacionario.

El comportamiento que describe el flujo turbulento se interpreta a través de las ecuaciones de Navier-Stokes promediadas y requiere una potencia de cálculo muy elevada incluso para casos sencillos. Esto se debe a que captar los fenómenos de turbulencia en su escala más pequeña requiere una discretización temporal y espacial de gran resolución. Sin embargo, el cálculo de la turbulencia a

escalas más pequeñas no resulta necesario para conocer las características generales de un flujo turbulento.

En la Tabla 5.5 se muestran los modelos de turbulencia más conocidos para cada tipo de resolución de las ecuaciones.

Tabla 5.6 Modelos de turbulencia más comunes

Cierre	Modelo	Ecuaciones adicionales	Características
EDV	Spalart-Allmaras	1	Aplicaciones aeroespaciales con flujos compresibles a altas velocidades.
	k- ϵ Standard	2	Robusto. Uso general.
	k- ϵ RNG	2	Flujos rápidamente deformados y turbulentos.
	k- ϵ Realizable	2	Chorros planos y cilíndricos, capas límite bajo fuertes incrementos de presión adversos, flujos con separación y recirculación.
	k- ω Standard	2	Bajos números de Reynolds, contornos de pared, capa límite y flujos no estacionarios.
	k- ω SST	2	Incrementos de presión adversos en perfiles aerodinámicos y ondas de choque transitorio.
RSM	Tensiones de Reynolds	5	Flujos tridimensionales complejos con elevada turbulencia y rotación. Requiere elevada potencia de cálculo y capacidad de memoria.

En esta tesis se ha utilizado el modelo de turbulencia *k- ϵ Realizable* por ser el modelo que mejor representa el comportamiento de las turbinas de impulso y por el coste computacional menor que demanda y que se indica para turbinas (Pereiras, 2008).

5.4.7 Análisis de sensibilidad de la malla

Para la resolución numérica adecuada de un flujo hay algunos aspectos importantes que tienen gran influencia sobre los resultados y el tiempo de cálculo. Este apartado se dedica al tamaño del mallado, que a través de un estudio de

sensibilidad permitirá identificar la influencia que tienen en los resultados del modelo numérico.

En la primera geometría construida (20 aletas y 30 álabes de Takao, 2011) que será la utilizada como patrón para esta tesis se realizó el análisis sobre la influencia de la densidad del mallado con los resultados obtenidos de los modelos numéricos; para ello se usaron mallados semejantes de tamaños diferentes: 2.3×10^6 , 2.5×10^6 , 3.1×10^6 y 3.6×10^6 celdas.

El paso temporal utilizado fue de 10^{-4} segundos, valor aún inferior a la mínima aconsejada (10^{-3}) para obtener resultados de buena calidad (Pereiras, 2008), y una discretización de tercer orden, se mantuvieron idénticas condiciones de contorno en todos los mallados. Para analizar los resultados se utilizó la relación entre los parámetros característicos de la turbina C_A y C_T y los correspondientes al mallado de mayor cantidad de celdas; se opta la conveniencia de utilizar la malla 3.1×10^6 que evitar un coste computacional innecesario y devuelve resultados de alta calidad, Figura 5.13.

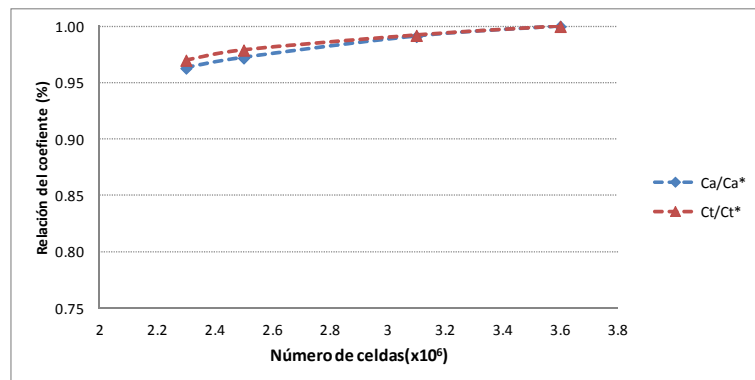


Figura 5.13 Sensibilidad de la malla.

5.4.8 Sensibilidad de la técnica para simulación de mallas móviles

Existen dos técnicas diferentes para la simulación de la interacción rotor-estator, una es la técnica Moving Reference Frame (MRF) y otra técnica es el Sliding Moving Mesh (SMM).

En la turbina en estudio existen un elemento móvil (el rotor) y los restantes fijos, por eso es necesario considerar este movimiento relativo.

La técnica denominada Moving Reference Frame (MRF) asume que el flujo es estacionario, incorporando los efectos no estacionarios rotor-estator a partir de promedios aproximados en la zona de entrefase. Para incorporar los efectos no estacionarios asocia a cada zona de mallado (rotor, estator) una velocidad de arrastre (bien de rotación o bien de translación).

La otra técnica, Sliding Moving Mesh (SMM) simula el movimiento del volumen móvil mediante un mallado deslizante. Esta permite calcular una solución más exacta del campo fluido, especialmente si existen interacciones no estacionarias como es el caso de una turbomáquina. Sin embargo, esto requiere de mayor potencia computacional.

Se realizó la comparación de las técnicas, MRF y SMM, en unos pocos modelos donde fue posible la convergencia por ambos métodos (el método MRF no siempre era posible); en los resultados se observó que las diferencias son despreciables, pero el tiempo de trabajo requerido de ordenador es superior en SMM.

5.5 Simulación computacional

Las técnicas numéricas a través de la Mecánica de Fluidos Computacional (CFD) permiten realizar estudios en las turbomáquinas con un detalle mayor a las obtenidas en por medios experimentales en laboratorios. Los modelos CFD resuelven el flujo tridimensional incorporando modelos de turbulencia para resolver las ecuaciones de Navier-Stokes y el promediado de Reynolds (Thakker, 2003, 2005a, 2005b y 2005c, y Hyun, 2004).

5.5.1 Justificación de condiciones de contorno estacionarias

La simulación de las turbinas OWC, gracias a la aceptada hipótesis de flujo cuasi-estacionario, se realiza con condiciones de contorno estacionarias debido a que simplifica de forma notable los cálculos.

Para describir el comportamiento en régimen no estacionario es preciso citar la hipótesis de régimen cuasi-estacionario establecido de forma teórica para turbinas Wells (Inoune, 1988) que indica que el tiempo de residencia de las partículas fluidas en la turbina es mucho menor que el periodo de la ola.

Existen estudios numéricos (Setoguchi, 2003) y experimentales (Mamun, 2006) para turbinas Wells que estudian los efectos no estacionarios y concluyen que existe también cierta histéresis en flujo cuasi-estacionario. Sin embargo, estos autores la consideran muy pequeña cuando se realiza para la optimización de una geometría de turbina.

Si consideramos un periodo de tiempo tradicional del oleaje $T=10s$ Figura 5.13, un coeficiente de caudal medio $\varphi=1$ y los datos propios de la turbina estudiada (Takao, 2011): velocidad de rotación 39.27rad/s y radio $r=0.127\text{ m}$ obtenemos con la ecuación de flujo φ :

$$\varphi = \frac{Q}{u_R A_R} = \frac{v_R}{\omega \cdot r} = \frac{v_R}{u_R}; \quad v_R = \varphi \cdot u_R = 5 \frac{m}{s}$$

Ecuación 5.10

Entonces el tiempo de residencia de las partículas será del orden de:

$$\frac{Rm}{v_R} = t' = \frac{0.127\text{ m}}{5\text{ m/s}} = 0.025s$$

Ecuación 5.11

$$t' \ll T$$

Por tanto podemos asumir que la turbina trabaja en condiciones cuasi-estacionarias, pues en el caso de estudio el tiempo de residencia del flujo en la turbina es mucho más pequeño que el período del oleaje.

5.5.2 Resolución por discretización

El código Gambit dispone de herramientas para realizar el mallado independiente de los volúmenes de la turbina; conocido como discretización espacial del dominio transforma las ecuaciones diferenciales en ecuaciones algebraicas y permiten aplicar las técnicas numéricas en la resolución. Luego el código FLUENT® resuelve las ecuaciones por el método de volúmenes finitos.

Un esquema de discretización interpola las variables fluidas en las caras de cada celda a través de los valores de dichas variables en el centroide de la celda contigua. Pero para aplicar las ecuaciones discretizadas es necesario conocer el valor de dichas variables en las superficies de las celdas. Para ello se han de

utilizar esquemas de interpolación tanto para los términos difusivos como los convectivos (Tabla 5.6).

Tabla 5.7 Esquemas de discretización del programa Fluent

Esquema	Aplicación	Características
First order upwind	Espacio	El valor en la cara de la celda depende de la información aguas arriba. Difusión numérica.
Second order upwind		
Power law		Solución exacta del modelo unidimensional.
QUICK		Sólo mallas hexaédricas. Multidireccional
Third order MUSCL		Aplicable a cualquier malla. Más preciso.
Standard	Presión	A través de la discretización espacial.
PRESTO		Balance entre las celdas vecinas.
Linear		Media de la presión en las celdas vecinas.
Second order		Similar a Second order upwind.
Body Force Weighted		Para cuando se conocen las fuerzas másicas.
First order implicit	Tiempo	Estable respecto al tamaño del paso temporal. Cada paso requiere iteraciones.
Second order implicit		
Green-Gauss cell based	Gradiente	Media entre los centroides vecinos.
Green-Gauss node based		Media entre los vértices de la celda.
Least squares cell based		Variación lineal entre los centroides vecinos.

El análisis del flujo en la turbomáquina que se analiza en esta tesis es un problema no estacionario debido al movimiento relativo entre los álabes del rotor y las aletas directrices. Por este motivo las ecuaciones del fluido además de discretizarse en el espacio deben serlo también en el tiempo, lo que implica que las ecuaciones se resuelven en cada paso temporal. Para la discretización espacial (momento, energía cinética turbulenta y tasa de disipación turbulenta) se ha optado por el esquema de tercer orden (*MUSCL*) y para la presión se ha utilizado el esquema de segundo orden. La discretización temporal ha sido de segundo orden para lograr mayor precisión en los resultados.

5.5.3 Factores de sub-relajación

La linealización de las ecuaciones del flujo y la dependencia de los valores de cada celda con los resultados de la celda contigua hace necesario controlar la evolución de las variables en cada iteración. Este control se hace mediante el método de sub-relajación que facilita la resolución de las ecuaciones y favorece una mejor convergencia del proceso (Tabla 5.7).

Tabla 5.8 Factores de sub-relajación

Variable	Factor de sub-relajación
Presión	0.3
Densidad	1
Fuerzas de volumen	1
Momento	0.7 – 0.8
Energía cinética turbulenta	0.7 – 0.8
Tasa de disipación turbulenta	0.7 – 0.8

5.6 Proceso de cálculo y convergencia

Los cálculos se han realizado en el clúster de ordenadores de 8 núcleos en paralelo con procesador Intel Core i7 a 2.67 GHz con 12 Gb de RAM que dispone la Universidad de Valladolid en el laboratorio de Mecánica de Fluidos de la Escuela de Ingenierías Industriales.

Para garantizar la estabilidad del modelo se empieza la resolución con discretización de primer orden en los términos convectivos, pasando sucesivamente a segundo orden y luego a tercer orden, implementando un número alto de pasos temporales que garanticen que se alcanza una solución periódica en el caudal y presión total para diferentes secciones de la máquina; que es el resultado cuando la simulación adquieren un comportamiento periódico y converge en la solución del modelo. La simulación se ejecuta con el rotor en movimiento mediante la técnica SMM (*Sliding Moving Mesh*).

Los residuales se reducen hasta 10^{-4} , que se considera adecuado para la simulación de flujo en turbomáquinas. El número máximo de iteraciones por paso temporal para alcanzar la convergencia se fija en el rango de 20 a 30, dependiendo

de la dificultad de convergencia que presente el caso y el promediado de los resultados numéricos para su análisis se realiza mediante *mass weighted average*.

5.7 Resumen de las características del modelo numérico

Tabla 5.9 Resumen de las características del modelo numérico

Construcción de geometrías	Autodesk® Inventor® 2011
Generación de mallas	GAMBIT® 2.4
Código CFD	ANSYS® Fluent® 12.1
Geometrías	3D
Mallado	Hexaédrico y tetraédrico, combinación de zonas estructuradas con no estructuradas.
Modelo físico	Fluido incompresible
Condiciones de contorno	Velocidad/Presión en la entrada Presión en la salida Periodicidad Entrefase Pared
Turbulencia	k-ε Realizable
Método de resolución	PBS transitorio SMM
Discretización	Espacial: tercer orden MUSCL. Presión: segundo orden. Temporal: segundo orden. Gradiente: Green-Gauss cell based
Acoplamiento presión-velocidad	SIMPLEC
Residuales	$<10^{-4}$
Paso temporal	10^{-4} s

5.8 Conclusiones

Se han expuesto las características del modelo numérico que se ha desarrollado para la simulación de la turbina que constituye el grupo turbinado compuesto por dos turbinas de impulso axial. La generación de la geometría se ha realizado siguiendo las dimensiones indicadas en (Maeda, 2001 y Takao, 2011), que describe la geometría patrón que va a ser objeto de estudio y que luego se utiliza para el capítulo 8 “Optimización de la geometría”, donde intervienen otras siete geometrías adicionales generadas a partir de ésta.

Han sido explicados los distintos modelos físicos que se utilizaron así como la adaptación numérica de estos. Se han indicado las ecuaciones de Navier-Stokes

para un fluido de densidad constante, que en este caso es aire seco. Para modelar la turbulencia se ha escogido el modelo $k-\varepsilon$ *Realizable* que devuelve los resultados de mayor calidad en la simulación de las turbomáquinas OWC.

Respecto al modelo numérico es importante recordar que como las ecuaciones de Navier-Stokes no se pueden integrar analíticamente hay que recurrir al método numérico de Volúmenes Finitos, en la versión PBS (resolución basada en el campo de presiones). Para ello se han construido mallas con elementos hexaédricos y tetraédricos, combinando zonas estructuradas con no estructuradas; y se ha puesto especial cuidado en su creación pues se considera que es una parte esencial del modelo numérico.

Se realizó el análisis de sensibilidad en función del tamaño del mallado, evaluando el comportamiento de 4 tamaños diferentes, se escoge la malla correspondiente a 3.1×10^6 celdas que es la que permitió obtener alta calidad de resultados y el mínimo coste computacional.

CAPÍTULO 6

Validación experimental

ÍNDICE

6.	VALIDACIÓN DEL MODELO NUMERICO	93
6.1.	Introducción	93
6.2.	Ensayos experimentales.....	93
6.3.	Instalación experimental.....	95
6.4.	Validación del modelo numérico	97
6.5.	Conclusiones.....	103

6. VALIDACIÓN DEL MODELO NUMERICO

6.1. Introducción

La coherencia entre modelos físicos y numéricos es un indicador de la precisión de los resultados que luego se obtendrán, y de ahí su significancia. El proceso de validación se basa en la comparación de resultados experimentales con los resultados obtenidos del modelo numérico. La estrategia de validación trata de identificar y cuantificar las fuentes de error, considerando también las limitaciones de los resultados experimentales.

Disponer de resultados experimentales confiables es fundamental para validar el modelo computacional. Debido a la imposibilidad de realizar ensayos propios, se ha recurrido a resultados experimentales existentes en la bibliografía (Maeda, 2001, Jayashankar, 2009 y 2011, Mala, 2011 y Takao, 2011) para validar el modelo numérico realizado para la presente tesis.

En el desarrollo de una validación hay que tener en cuenta que el experimento tiene que capturar la física de interés, incluidas condiciones iniciales y de contorno (dimensiones del modelo, condiciones de turbulencia, rugosidad, etc.). También considerar que las fuerzas y momentos se tienen que obtener como distribuciones de presiones, y cuantificar los errores, tanto aleatorios como sistemáticos.

Con el modelo numérico realizado para la geometría de la turbina (Takao, 2011) se realizaron simulaciones no estacionarias bajo condiciones de funcionamiento constantes semejantes a las de los ensayos experimentales.

6.2. Ensayos experimentales

Para el área en estudio, referido a turbinas de aire, la mayor parte de lo que se conoce sobre el rendimiento aerodinámico para conversión de energía de las olas es a través de resultados de los modelos experimentales.

Considerando que en éstos modelos la escala de tiempo para que el flujo atraviese la turbina es en general mucho menor que el período típico de onda del océano, que es aproximadamente de 5-15 seg. Por tanto, es posible asumir que el comportamiento de las turbinas queda perfectamente reflejado a través de

ensayos a caudal constante (Raghunathan, 1985a y 1985b). Es importante que los ensayos cubran el rango de condiciones operativas que se prevé para la turbina, y así asimilarlos con las situaciones reales del mar.

Haciendo referencia histórica se citan a continuación los primeros bancos de ensayos desarrollados que permitieron cuantificar la potencia a través de ensayos con turbinas Wells que se realizaron con flujo unidireccional en el Reino Unido a finales de 1970 y principios de los años 1980 en la Central Electricity Generating Board (con un rotor de diámetro de 0,4 m) (Grant, 1979 y 1981) y en la Queen's University de Belfast, Reino Unido (con un rotor de diámetro de 0,2 m) (Raghunathan, 1980 y 1982).

Una década después un banco de ensayos más grande fue construido en 1992 en el Instituto Superior Técnico de Lisboa, Portugal donde se ensayaron turbinas Wells, y posteriormente turbinas de impulso, de diámetro del rotor (0,6 m) y flujo unidireccional, Figura 6.1, (Gato, 1996). El incremento de presión a través de la turbina la proporcionó un ventilador centrífugo de velocidad variable, con una cámara de gran tamaño situada aguas abajo de la sección de ensayo. En este banco de ensayos la velocidad de flujo se mide por medio de una tobera calibrada a la salida de la cámara.

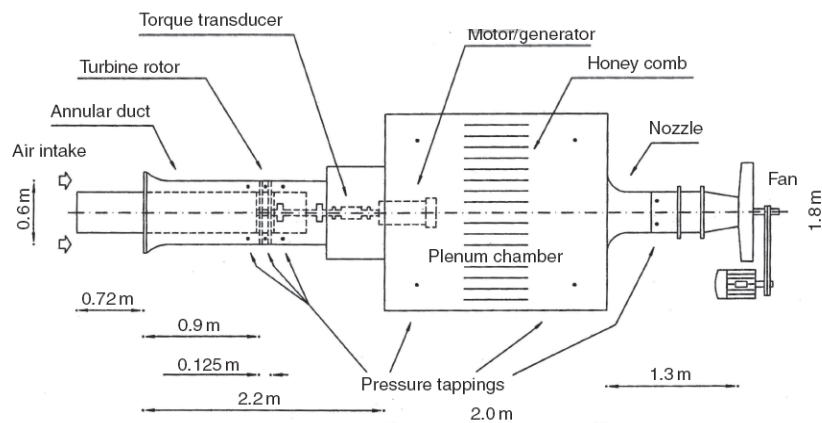


Figura 6.1. Banco de ensayo unidireccional, Instituto Superior Técnico de Lisboa, Portugal (Gato, 1996).

Otro banco de ensayo de características similares fue construido más tarde en la Universidad de Limerick, Irlanda (Thakker, 2002).

En las Universidades de Limerick, Irlanda y de Saga, Japón fueron realizados los más importantes desarrollos e investigaciones referidos a las turbinas de aire

auto-rectificantes, ejemplo son los resultados experimentales obtenidos en el banco de ensayos de Saga, Japón; capaz de producir los flujos de aire reversibles, (Maeda, 1999).

Finalmente para el diseño estructural de las instalaciones reales hay que considerar que en el mar abierto real, la caída de presión a través de la turbina de una planta OWC puede exceder los 10^4 Pa en condiciones de mar muy energético; dando lugar a efectos nada despreciables respecto a la compresibilidad del aire. Estos niveles de presión de aire no son posibles de ser simulados en los bancos de ensayos utilizados hasta el presente.

6.3. Instalación de ensayos experimentales

Para ensayar turbinas en condiciones de funcionamiento no estacionarias es necesaria una instalación capaz de suministrar condiciones de caudal de aire oscilante similar al que está expuesta la turbina en la realidad, ésta se ensaya en un banco que consta de una máquina de desplazamiento positivo de pistón que genera un flujo de aire bidireccional. La instalación real de donde se obtuvieron los resultados experimentales se muestra en la Figura 6.2.

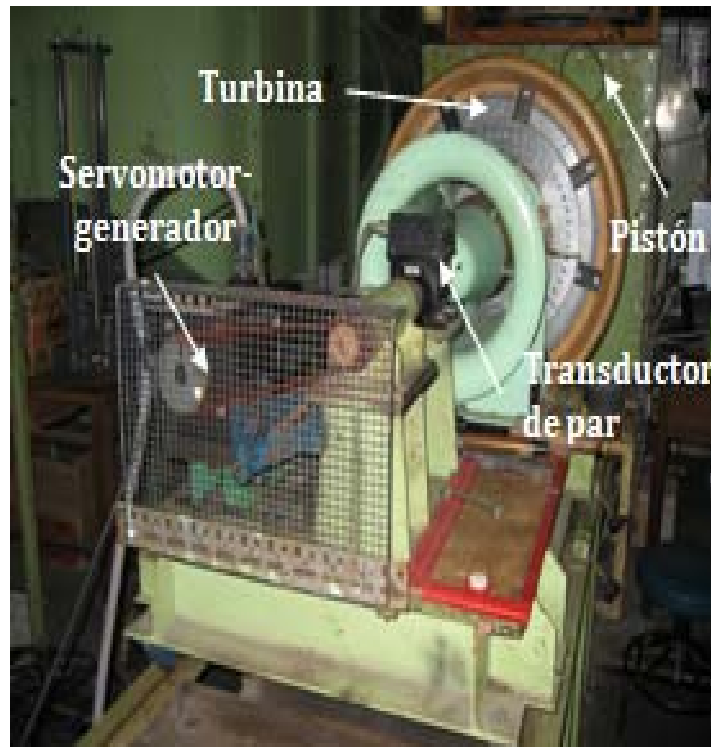


Figura 6.2. Instalación experimental (Takao, 2004)

Complementa la interpretación de la instalación experimental el esquema que aparece en la Figura 6.3.

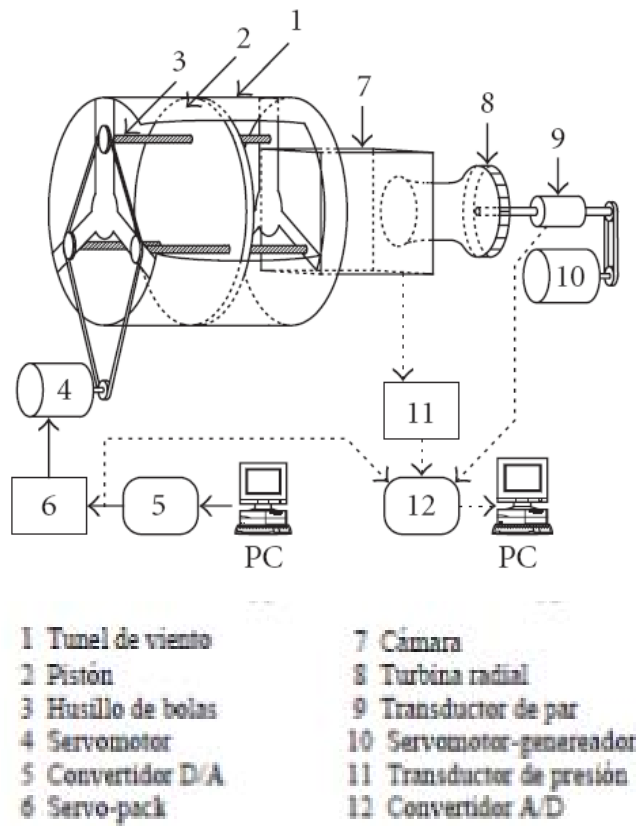


Figura 6.3. Esquema de la instalación de ensayos de flujo de aire reversible para turbinas de aire la auto-rectificante, Universidad de Saga, Japón (Setoguchi, 2002).

Esta instalación de ensayos (Setoguchi, 2002) consiste en un pistón de gran tamaño (diámetro 1,4 m) dentro de un cilindro (longitud 1,7 m) que está conectado a una cámara (diámetro 300 mm). La turbina está conectada axialmente a la cámara a través de un conducto que conecta con la atmosfera. Para generar la corriente de aire bidireccional que mueve la turbina se utiliza el pistón, éste desplaza por los tres tornillos sin fin a través de tres tuercas unidas y fijas al pistón. Los tornillos sin fin son movidos por un motor eléctrico que les transmite potencia a través de una cadena y de una caja de cambios, permitiendo de esta forma variar la velocidad del pistón y por tanto el caudal circulante. La relación de cambio de la caja de cambios y el motor están controlados por un ordenador que permite controlar el movimiento del pistón, de forma que se puede generar cualquier flujo deseado, ya sea continuo o fluctuante.

El eje de la turbina se acopla mediante un transductor de par a un generador controlado electrónicamente, que permite mantener constante la

velocidad de giro de la turbina. El caudal, Q , generado por el movimiento del pistón se calibra utilizando un conducto calibrado y un tubo de pitot, que permite la medición de la velocidad.

El par generado por la turbina, T_0 , se mide con un transductor de par en el acoplamiento entre el alternador y el eje de la turbina. El salto de presión, ΔP , se determina por la diferencia entre la presión atmosférica y la presión en la cámara. Durante un ensayo se monitorizan las variables: velocidad angular ω , par T_0 , caudal Q y diferencial de presión ΔP . De este modo, es posible obtener las curvas características: C_A , C_T y η que son los parámetros adimensionales utilizados para la validación del modelo.

Los ensayos se realizaron para diferentes velocidades angulares de la turbina y para diferentes caudales (hasta $Q=0.32 \text{ m}^3/\text{s}$). El número $Re \approx 8 \times 10^4$ (para máximo rendimiento de la turbina) y con flujo estacionario y sinusoidal (frecuencia 0.1 Hz). La incertidumbre de la medición en el rendimiento es de aproximadamente $\pm 1 \%$ (Maeda, 2001 y Takao, 2011).

Para las restantes variables no se hace mención a las respectivas incertidumbres; sin embargo, teniendo en cuenta la metodología de las medidas experimentales estas han sido estimadas a través de los resultados: ΔP en un 1%, T_0 en un 2% y Q en un 6% (Pereiras, 2008).

6.4. Validación del modelo numérico

Para la validación del modelo numérico se recurrió a los valores experimentales publicados en la bibliografía (Maeda, 2001 y Mala, 2011). Es importante destacar que en este apartado se presentan resultados donde la turbina está funcionando en lo que se ha denominado sentido directo (Figura 6.4), es decir, cuando el fluido atraviesa la corona directriz en primer lugar y luego el rotor; que se corresponde a lo publicado por los autores citados.

En los ensayos de (Mala, 2011) se dispone de un rotor de diámetro 165 mm y cada una de las dos turbinas empleadas se acopló a su propio generador. El ensayo se realizó con turbinas unidireccionales y flujo bidireccional de aire oscilante, el máximo rendimiento medido fue del orden de $\eta=0,7$.

En la bibliografía también existen resultados de otros autores (Takao, 2011 y Jayashankar, 2009 y 2010) en donde las geometrías y la configuraciones presentadas son aparentemente coincidentes con la de los autores escogidos para validar el modelo numérico realizado en esta tesis. En (Takao, 2011) es el único donde se presentan resultados experimentales en sentido inverso, Figura 6.4, sobre este autor se hará un análisis particular más adelante.

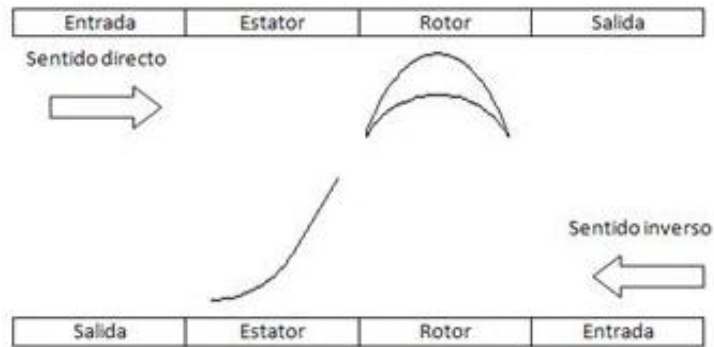


Figura 6.4 Esquema de funcionamiento de una turbina de impulso axial con flujo bidireccional.

A través de la simulación se obtienen los valores de los coeficientes adimensionales C_A , C_T y η para diversos valores del coeficiente de caudal ϕ (2; 1.5; 1; 0.5 y 0.25), entonces es posible obtener un rango de funcionamiento caracterizado mediante varios puntos que conforma la curva de operación, que se comparan con los datos experimentales en esas mismas condiciones de funcionamiento.

En la Figura 6.5 y Figura 6.6 se comparan los resultados experimentales frente a los numéricos para los coeficientes adimensionales C_A y C_T .

En la Figura 6.5 las tendencias para C_A de los modelos experimentales y el numérico son idéntica para $\phi < 1$, y luego se aleja para los puntos de $\phi \geq 1$; siendo las diferencias para $\phi = 1 \approx 5\%$ y para caudales mayores de $\phi \geq 1.5$ la máxima diferencia, $> 20\%$. Por su parte, en la Figura 6.6 se muestra la comparación del coeficiente C_T , en éste el modelo se ajusta muy bien a los resultados experimentales en todo el rango de ϕ simulados en sentido directo; siendo las diferencias de 9% en $\phi = 1$, 6% en $\phi = 1.5$ y 3% en $\phi = 2$. Como se aclaró anteriormente no se disponen de resultados experimentales en sentido inverso para estos autores (Maeda, 2001 y Mala, 2011).

Las diferencias no sólo serían consecuencias de la incertidumbre de los transductores de presión y par, que se desconocen los posibles defectos de fabricación y sutiles diferencias en las geometrías experimental – numérica, pues la bibliografía utilizada carecía de planos en detalle, (Garrido, 2011). Una posible causa de las diferencias a caudales elevados podría ser la falta de precisión en el cálculo de los desprendimientos de flujo y estelas en el modelo numérico; esto sería consecuencia de poseer los modelos un mallado no estructurado compuesto por celdas tetraédricas.

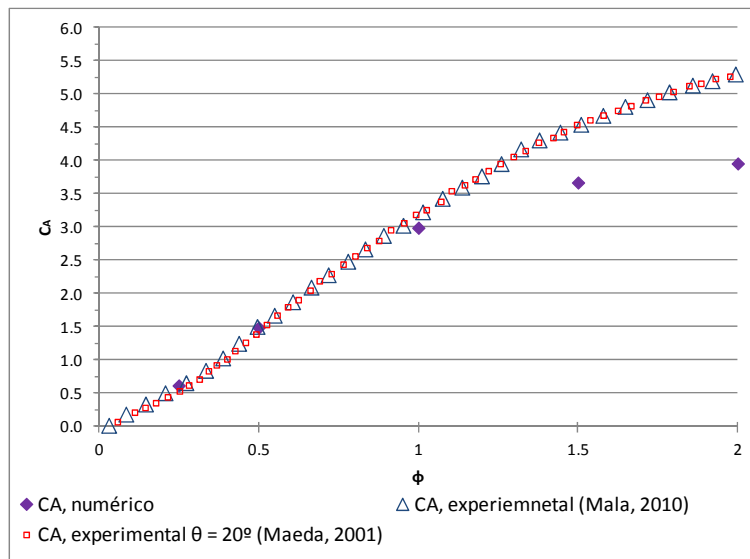


Figura 6.5 Comparación C_A experimentales y modelo numérico.

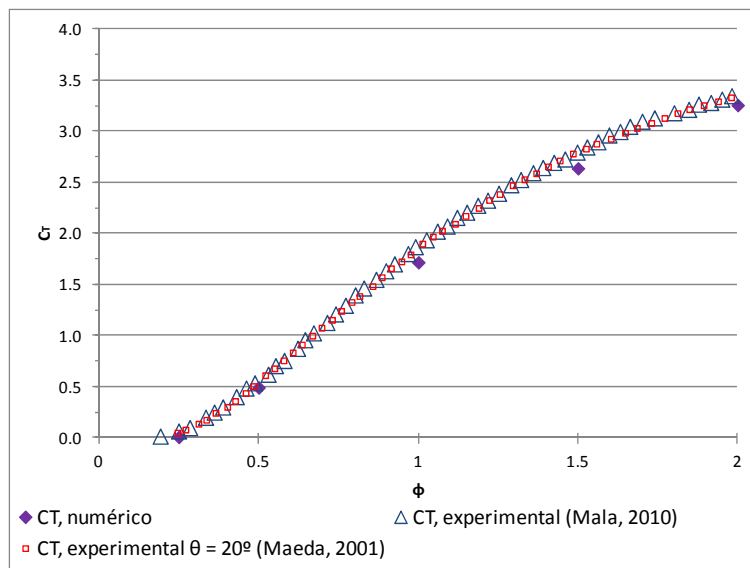


Figura 6.6 Comparación C_T experimentales y modelo numérico.

Los resultados obtenidos indican que el modelo simula el funcionamiento del grupo turbinado de forma aceptable. Las prestaciones calculadas numéricamente son próximas a las experimentales extraídas de la bibliografía (Maeda, 2001 y Mala, 2011), principalmente en los rangos de operación deseables en las instalaciones, que coinciden con los rendimientos máximos; y estos se producen para valores de $\varphi < 1.5$. Siendo los $\varphi \geq 1.5$ las excepciones de funcionamiento pues su rendimiento disminuye significativamente. El modelo numérico subestimó el rendimiento en $\varphi = 0.5$ (11%) respecto a los experimentales, mientras que lo sobreestima para $\varphi \geq 1.5$ (máximo >15%) y presenta el punto de inflexión entre ambos en $\varphi = 1$, donde la diferencia es de sólo el 2%, superior al modelo numérico, Figura 6.7.

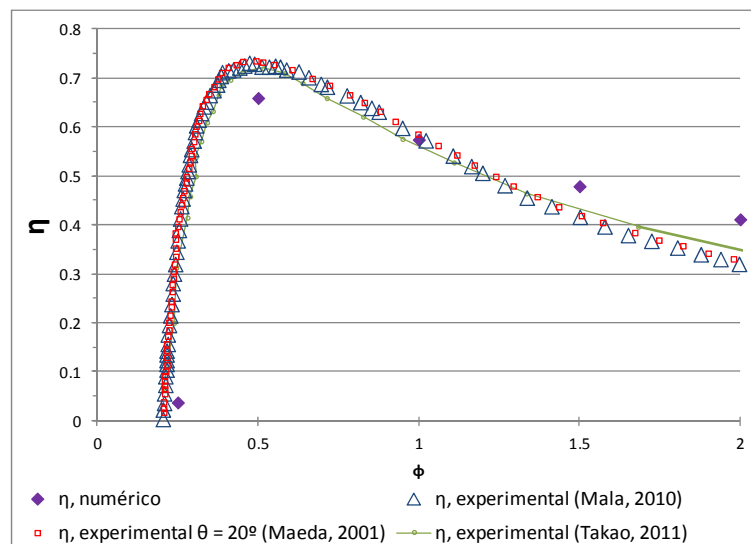


Figura 6.7 Comparación η experimentales y modelo numérico.

Se aprecia en la Figura 6.7 que aquí también el modelo numérico subestima el rendimiento en $\varphi = 0.5$ (9%) respecto a los experimentales, mientras que lo sobreestima para $\varphi = 1.5$ y $\varphi = 2$ (10% y 15% respectivamente) y presenta el punto de inflexión entre ambos en la misma ubicación que los otros datos experimentales utilizados, en $\varphi = 1$, donde la diferencia es también de sólo el 2%, pero en este caso inferior al modelo numérico.

También se han comparado los resultados del modelo numérico realizado con los resultados experimentales de (Takao, 2011), aquí se observan diferencias muy amplias respecto a los coeficientes adimensionales C_A y C_T ideales (Capítulo 3, Apartado 3.3) de la teoría unidimensional. Entonces se plantean el interrogante

que pueda existir un error; si bien es aceptado que la turbina, debido a la complejidad del patrón de flujo, pueda presentar resultados ligeramente superiores a la teoría ideal, Figura 6.8.

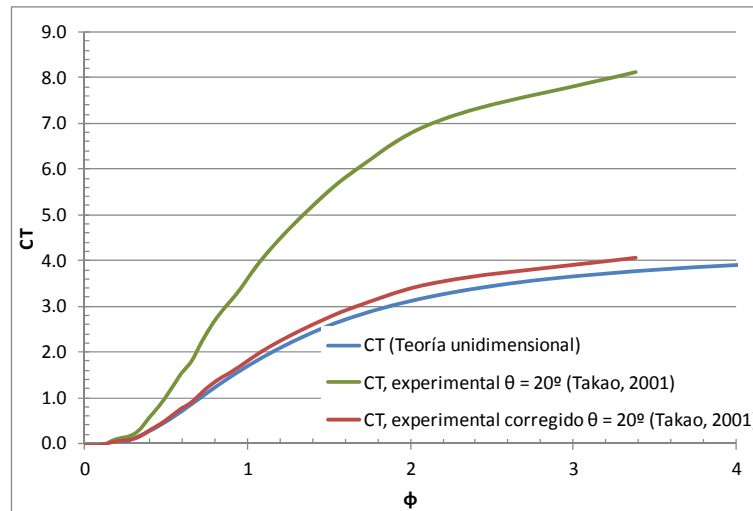


Figura 6.8 Comparación resultados experimentales (Takao, 2011) con teoría unidimensional.

La curva C_T parece indicar un problema de postproceso debido a que aplicando la presunta corrección a los resultados del autor (multiplicar sus resultados por $1/2$, es decir $C_A/2$ y $C_T/2$) los resultados se convierten en semejantes con los obtenidos en las simulaciones del modelo numérico propuesto en esta tesis, y análogos al de otros autores.

Analizando el comportamiento en sentido inverso del flujo entre ambos resultados, la tendencia muy parecida en todo el rango de caudales comparados y las diferencias entre ambos son muy pequeñas.

En la Figura 6.9 se compara el coeficiente de potencia consumida C_A para los resultados experimentales, corregidos según lo indicado en los párrafos previos (Takao, 2011) y el modelo numérico. Así en sentido inverso del flujo los resultados son muy buenos para todo el rango de caudales; siendo los numéricos levemente superiores con una diferencia máxima $\leq 8\%$. En el sentido directo el modelo computacional subestima el coeficiente C_A para $\phi \geq 1$, y estas diferencias se amplían cuando los ϕ son mayores; la diferencias son $<3\%$ para $\phi=1$, $<12\%$ en $\phi=1.5$ y la mayor en $\phi=2$ donde es $<19\%$.

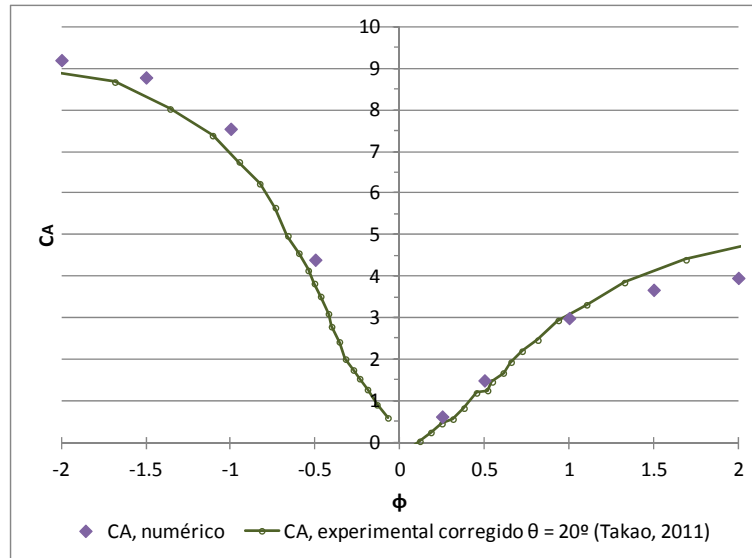


Figura 6.9 Comparación C_A experimental (Takao, 2011) y modelo numérico.

En la Figura 6.10 se compara el coeficiente de par C_T para los resultados experimentales, también corregidos según lo indicado previamente (Takao, 2011) y el modelo numérico. Aquí el comportamiento en sentido inverso es semejante en ambos, siendo los valores muy pequeños en todos los casos ($\phi \leq 0.5$). En sentido directo, que es el productivo para la turbina, el comportamiento es excelente, siendo las diferencias en todo el rango de caudales $< 5\%$.

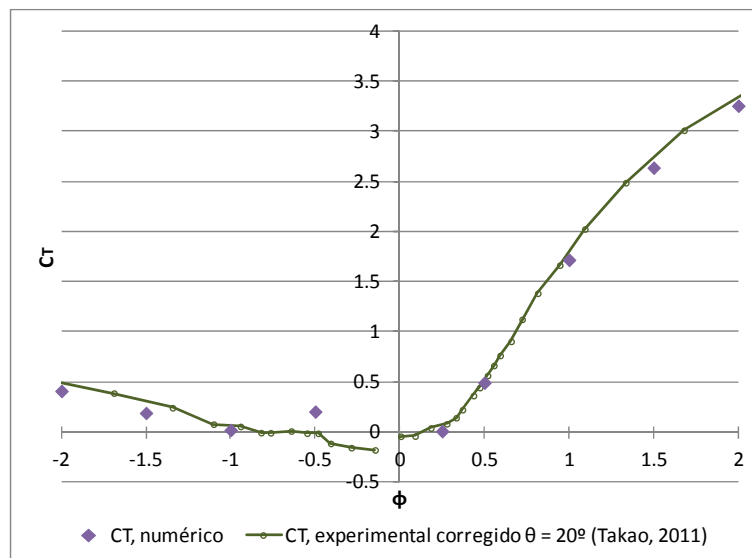


Figura 6.10 Comparación C_T experimental (Takao, 2011) y modelo numérico.

Teniendo en cuenta todas las consideraciones realizadas sobre las mediciones tanto de caudal como las de par, que siempre son delicadas y complicadas en los ensayos experimentales, los resultados se consideran válidos

pues se aprecia que las tendencias son semejantes y la diferencia entre los resultados numéricos y experimentales no son groseras para todo el rango de φ .

Por otro lado, estas diferencias están en la línea de los resultados obtenidos por otros autores que han realizado trabajos sobre modelos computacionales de turbinas para sistemas OWC en el Departamento de Mecánica e Ingeniería Aeronáutica de la Universidad de Limerick, Irlanda (Thakker, 2004 y 2007) y también en el Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica la Universidad de Valladolid, España (Pereiras, 2011). De esta forma se puede afirmar que la validación es satisfactoria y el modelo refleja de forma aceptable el comportamiento de la turbina.

6.5. Conclusiones

El modelo ha sido validado satisfactoriamente con los resultados experimentales de la bibliografía (Maeda, 2001 y Mala, 2011), para los coeficientes adimensionales C_A y C_T . Las tendencias en los resultados de (Maeda, 2001) y (Mala, 2011) son muy buenas para el coeficiente de par C_T y aceptables para el coeficiente de potencia consumida C_A ; con diferencias que se incrementan para los caudales extremos de $\varphi \geq 1.5$.

Al comparar la curva de rendimiento entre el modelo numérico y los experimentales se verifica que el modelo computacional lo subestima en $\varphi=0.5$, mientras que lo sobreestima para $\varphi \geq 1.5$ y presenta el punto de inflexión entre ambos en $\varphi=1$, donde la diferencia es de sólo el 2%.

También se incluyó en el análisis otros resultados experimentales para complementar la validación (Jayashankar, 2009 y 2010 y Takao, 2011); en el primero se encuentran resultados idénticos a los obtenidos para la configuración presentada por (Mala, 2011) y en el segundo los resultados experimentales han sido considerados erróneos pues superan los valores ideales que se obtienen al desarrollar la teoría unidimensional. Asimismo se ha realizado una posible corrección de éstos para la comparación del modelo numérico para ambos sentidos de flujo, pues el resto de los autores carecen de resultados en sentido inverso de flujo, las diferencias halladas son despreciables.

El disponer de un modelo válido habilita a continuar con el propósito final, que es diseñar una geometría optimizada para el grupo turbinado de dos turbinas de impulso axial. Para realizarlo es necesario comparar resultados de diferentes geometrías propuestas y simuladas; esto será abordado en el Capítulo 8 de esta tesis.

CAPÍTULO 7

Análisis del comportamiento del flujo

ÍNDICE

7	ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DEL FLUJO.....	107
7.1	Introducción	107
7.2	Metodología y secciones de análisis	107
7.3	Parámetros característicos de operación.....	109
7.4	Análisis del guiado del flujo.....	113
7.4.1	Análisis del flujo circulando en sentido directo	116
7.4.2	Análisis del flujo circulando en sentido inverso	117
7.5	Análisis de pérdidas.....	119
7.5.1	Pérdidas en sentido directo	120
7.5.2	Pérdidas en sentido inverso	122
7.6	Análisis de contornos de velocidades	123
7.7	Conclusiones.....	125

7 ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DEL FLUJO

7.1 Introducción

En este capítulo se analizarán los resultados obtenidos del modelo numérico de la turbina axial, realizada en base a la bibliografía (Takao, 2011), para comprender el comportamiento del flujo en el interior de la turbina. Se utilizan los coeficientes característicos de la turbina para analizar aspectos concretos del flujo, también se utilizan los ángulos de entrada y salida del flujo en los diferentes elementos y las pérdidas en cada componente.

El objetivo es determinar cuáles son los elementos que presentan deficiencias, tanto desde un punto de vista individual como de interacción con el sistema en su conjunto.

Se ha simulado la turbina a través de un estudio estacionario (Capítulo 5, apartado 5.5.1). Empleando como condición de contorno la velocidad de entrada se obtuvieron los valores de los coeficientes adimensionales C_A , C_T , y con ellos el η para diversos valores del coeficiente de caudal φ . Así fue posible describir el funcionamiento en ambos sentidos caracterizado mediante varios puntos o valores discretos, que permitieron obtener los resultados necesarios para validar el modelo (Capítulo 6).

Las conclusiones de este análisis permitirán establecer los criterios para rediseñar la geometría de la turbina y proponer alternativas cuyas prestaciones superen al de la geometría original (Takao, 2011).

7.2 Metodología y secciones de análisis

El modelo computacional de la turbina axial estudiada está compuesto por cuatro volúmenes: conducto de entrada, estator, rotor y conducto de salida. Para analizar la evolución del flujo en los dos elementos principales que contienen las aletas directrices (estator) y los álabes (rotor) se han realizado una serie de cortes (planos transversales al eje de rotación y cilindros coaxiales también al eje de rotación) que permiten un análisis más detallado en las secciones fronteras entre los volúmenes.

En la Figura 7.1 y la Figura 7.2 se presentan las secciones de corte que serán utilizadas en el análisis, identificando las abreviaturas escogidas para cada una. En ellas serán evaluadas características de funcionamiento de la turbina.

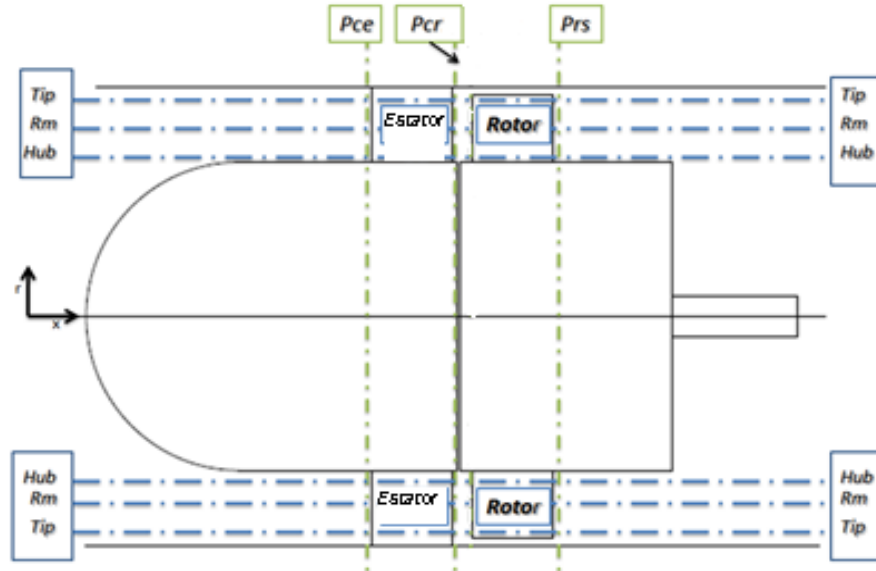


Figura 7.1 Secciones de análisis de la turbina.

- Sección transversal Pce (a 77 mm del origen y a 3 milímetros del borde de entrada del estator).
- Sección transversal Pcr (a 134 mm del origen y equidistante, 6 milímetros, al estator y rotor)
- Sección transversal Prs (a 196 mm del origen y a 6 milímetros del borde de salida del rotor).
- Sección cilíndrica Hub (Se sitúa a una distancia radial igual a la suma del radio del cubo más el 10% de la altura del álabe del rotor; 109,4 mm de radio).
- Sección cilíndrica Rm (Análogamente a la sección Hub está se sitúa a una distancia radial igual a la suma del radio del cubo más el 50% de la altura del álabe del rotor; 127 mm de radio).
- Sección cilíndrica Tip (Por último, esta sección se encuentra a una distancia radial igual a la suma del radio del cubo más el 90% de la altura del álabe del rotor; 144 mm de radio).

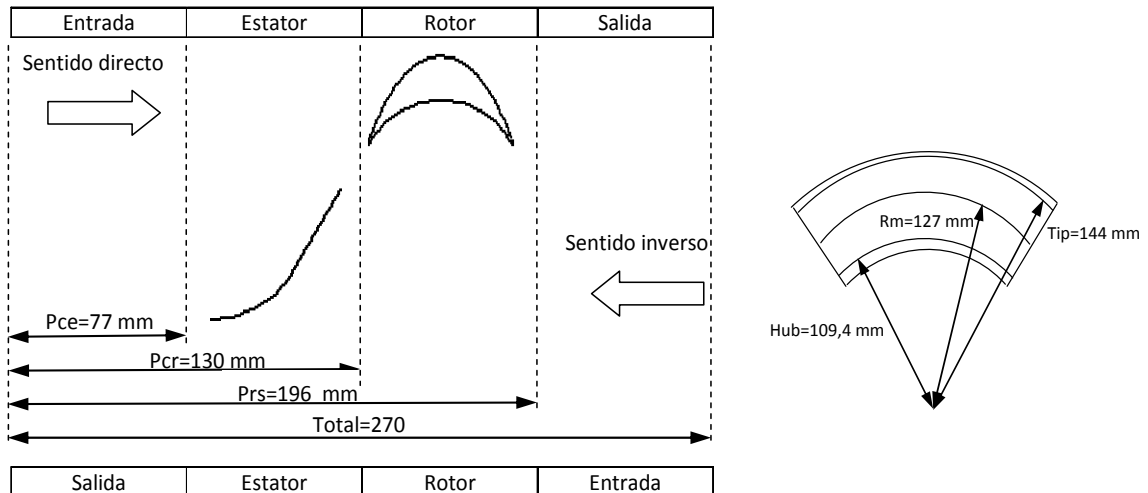


Figura 7.2 Ubicación axial y radial de las secciones de análisis.

La geometría para el análisis del flujo será la turbina axial de la Figura 7.3, que coincide con la utilizada para el modelo numérico. Con esta fue analizado el comportamiento del fluido en ambos sentidos (directo e inverso), para así representar el funcionamiento del grupo turbinado que posee dos turbinas trabajando simultáneamente, una en sentido directo y otra en inverso (Capítulo 2, Figura 2.8).

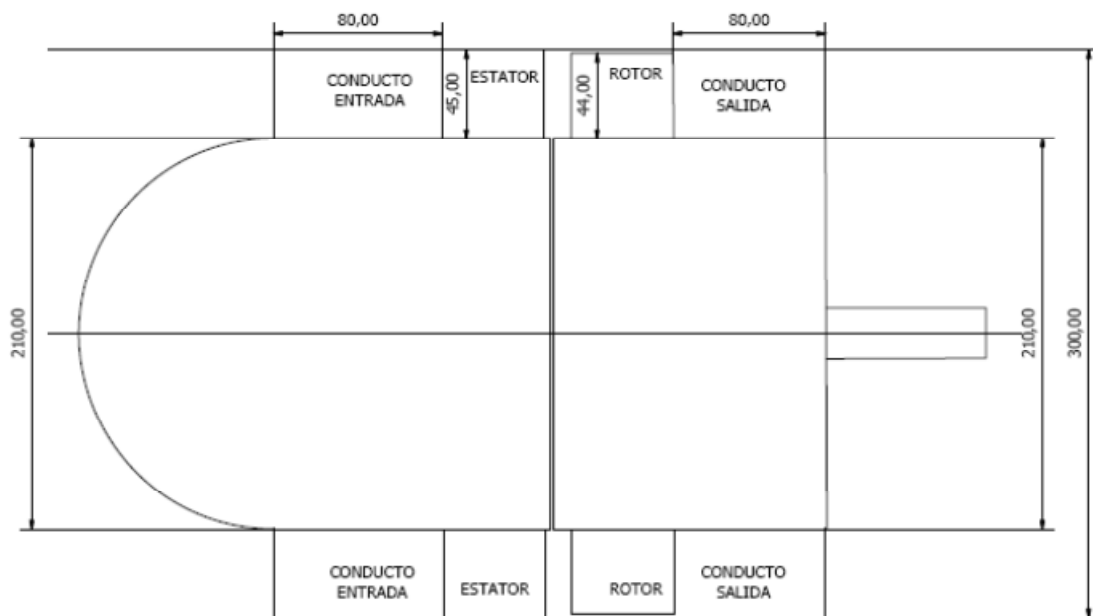


Figura 7.3 Geometría turbina axial.

7.3 Parámetros característicos de operación

Los parámetros que describen el comportamiento global de la turbina son los coeficientes adimensionales C_A y C_T , estos ofrecen información relativa a la

energía consumida por la máquina y a la energía extraída en función del coeficiente de caudal (ϕ) que identifica puntos de operación de la turbina (descritos en capítulo 3, apartado 3.3).

Al analizar los resultados del modelo numérico se observa que el comportamiento de ambos parámetros posee una notable diferencia dependiendo si la turbina funciona en sentido directo o inverso (Figura 7.2); característica presumible y deseada en este tipo de grupos turbinados de dos turbinas axiales, donde el funcionamiento difiere completamente según el sentido de flujo y estas condiciones se alternan continuamente entre las dos turbinas del grupo siguiendo la periodicidad del oleaje (concepto desarrollado en capítulo 3, apartado 3.5).

Así es, que para un coeficiente de caudal cualquiera del rango de operación la turbina extrae mucha más energía (C_T), Figura 7.4, y consume una menor cantidad de ella (C_A), Figura 7.5, durante el sentido directo; y ocurre lo opuesto si el flujo es inverso; donde la producción es casi nula. Este particular comportamiento es más marcado conforme crece el coeficiente de caudal, ϕ , presentando una tendencia de asintótica en la curva de C_A a partir de $\phi \geq 1.5$. En configuraciones de dos turbinas gemelas cuanto mayor sea esta diferencia en el comportamiento entre ambos sentidos de flujo, mayor será el rendimiento global del grupo turbinado.

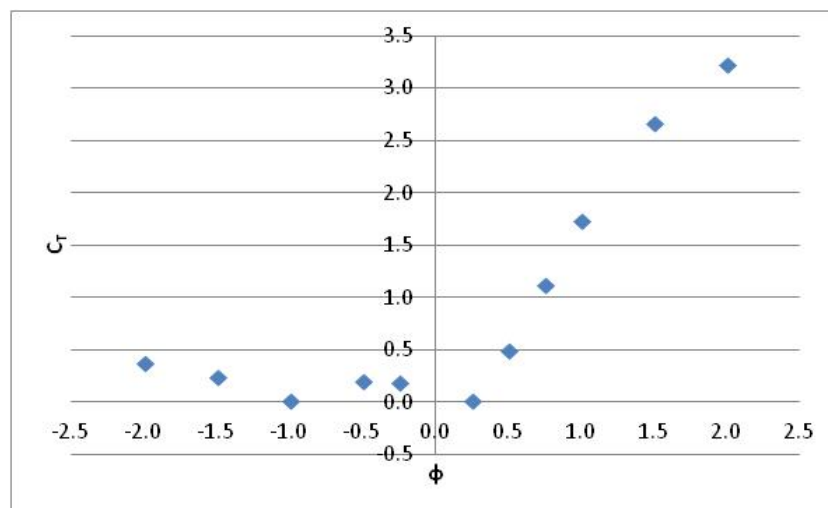


Figura 7.4 Coeficiente de par (C_T)

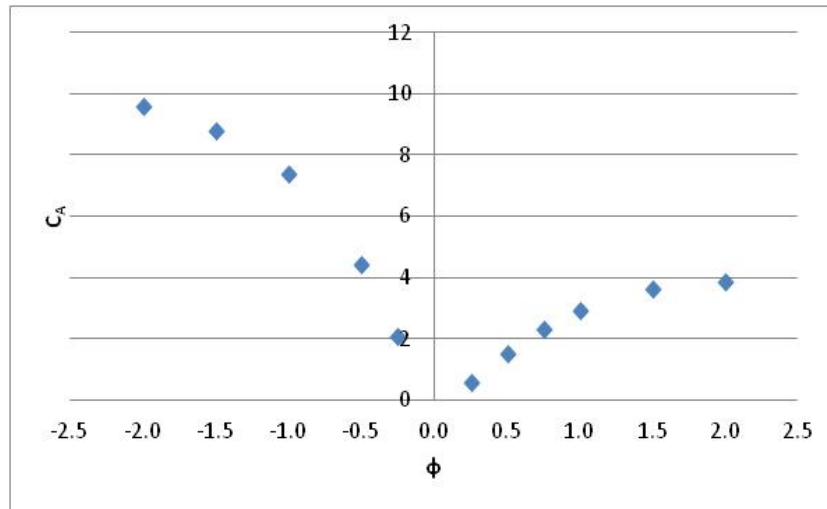


Figura 7.5 Coeficiente de potencia consumida (C_A)

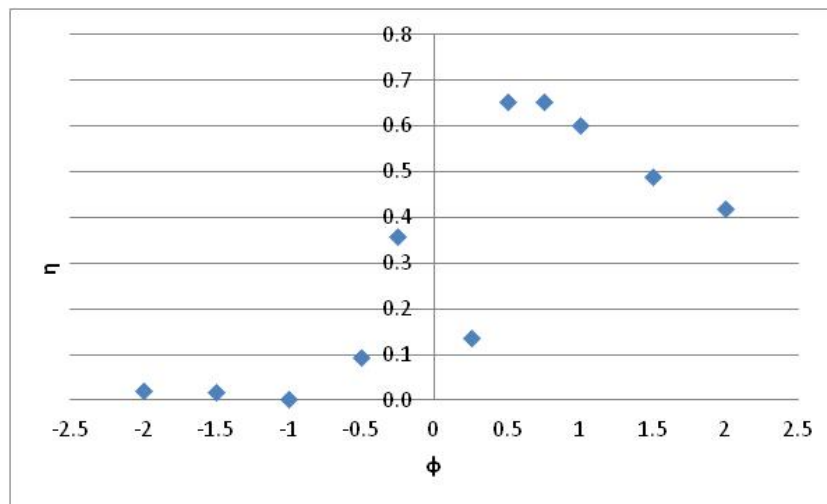


Figura 7.6. Rendimiento estacionario (η).

El comportamiento dispar entre sentido directo e inverso tiene como consecuencia que el rendimiento de la turbina sea muy diferente entre ambas situaciones. Esto se aprecia en la Figura 7.6 donde el rendimiento máximo estacionario de la turbina en sentido directo alcanza cotas del 65% mientras que en sentido inverso es próximo a cero. Por tanto es deseable que el caudal que circula por la turbina correspondiente al sentido inverso sea lo más pequeño posible pues afecta al rendimiento volumétrico, η_v , y entonces al rendimiento del grupo turbinado, η_{GT} (Capítulo 3, apartado 3.5).

El rendimiento máximo se alcanza para valores $0.5 < \phi < 1$, Figura 7.6. Conforme nos alejamos de ese rango hacia valores $\phi \geq 1.5$ el rendimiento desciende paulatinamente; sin embargo la energía extraída se incrementa porque la energía de

entrada disponible también es mayor. En cambio, en las turbinas Wells el descenso del rendimiento es brusco y para un rango muy estrecho del coeficiente de flujo (Capítulo 2, Figura 2.10).

Se describen a continuación las situaciones particulares que ocurren en la descripción del funcionamiento a través de la Figura 7.4, Figura 7.5 y Figura 7.6:

- El coeficiente de par C_T presenta valores muy pequeños en todo el rango de φ en sentido inverso; a diferencia del sentido directo, referido a la turbina productora de par. El valor de este coeficiente crece con el incremento de φ .
- Los coeficientes de potencia consumida C_A en el sentido directo ($\varphi > 0$) son significativamente menores que en el sentido inverso ($\varphi < 0$). Para valores de $\varphi = 2$ el coeficiente de potencia consumida en sentido inverso es aproximadamente 150% mayor que en sentido directo; situación que se traduce en una fuerte resistencia al paso del fluido en ese sentido.
- Existe una tendencia para C_A en sentido directo a altos caudales φ , que aumentos de caudal incrementan muy poco el coeficiente de potencia consumida, presentando valores picos, con tendencia de curva casi plana a partir de $\varphi \geq 1.5$.
- En la curva de rendimiento el valor máximo es ampliamente mayor en el sentido directo que en sentido inverso. Es claro que la energía se aprovecha en el sentido directo pues el flujo en este sentido es guiado correctamente por las aletas directrices de la corana previo ingreso al rotor para extraer el par, C_T .

La condición ideal de diseño sería un excelente rendimiento en sentido directo, que se logra con C_T elevado y C_A bajo, y una cantidad ínfima de caudal circulando en sentido inverso, es decir C_A muy elevado. Esto supondría que casi totalidad de caudal disponible circule por la turbina que opera en sentido directo, que es la que ofrece baja resistencia al paso del fluido. Condición que se completa con el otro semi-ciclo de la ola donde la configuración del grupo turbinado permite que las dos turbinas inviertan su forma de trabajo (Capítulo 2, apartado 2.3.4). Así se lograría un excelente rendimiento global del grupo turbinado compuesto por dos turbinas axiales gemelas.

7.4 Análisis del guiado del flujo

Para conocer el comportamiento de los ángulos de flujo se analiza la dirección del flujo en ambos sentidos y en las secciones transversales Pcr y Prs, que se corresponden con las áreas de paso a ambos lados del rotor. Serán representados en función del coeficiente de caudal (φ) y para las tres secciones cilíndricas definidas como Hub, Rm y Tip, Figura 7.2.

El análisis compara los ángulos del flujo absoluto y los ángulos del flujo relativo, referidos al elemento móvil, el rotor. Los ángulos absolutos se denominan con la letra griega α , y los del flujo relativo con β . Se coloca un superíndice asterisco (*) a las letras griegas para identificar a los ángulos geométricos, que son los existentes en la geometría propuesta, α^* y β^* . Dependiendo de si la turbina trabaja en sentido directo o inverso, los ángulos geométricos indican el ángulo de incidencia de diseño o el ángulo de guiado perfecto.

En la Figura 7.7 se presenta el esquema de los ángulos geométricos y de los triángulos de velocidades, que se representan a ambos lados del rotor, secciones Pcr y Prs respectivamente.

Respecto a la nomenclatura utilizada: \vec{v} es la velocidad absoluta del flujo, \vec{u} es la velocidad de arrastre del rotor y \vec{w} es la velocidad relativa a un sistema de referencia solidario con el rotor. En las secciones denominada “entrada” y “salida” sólo se tiene en cuenta la velocidad absoluta, que es la única componente que intervine al iniciar el análisis en uno u otro sentido (directo o inverso).

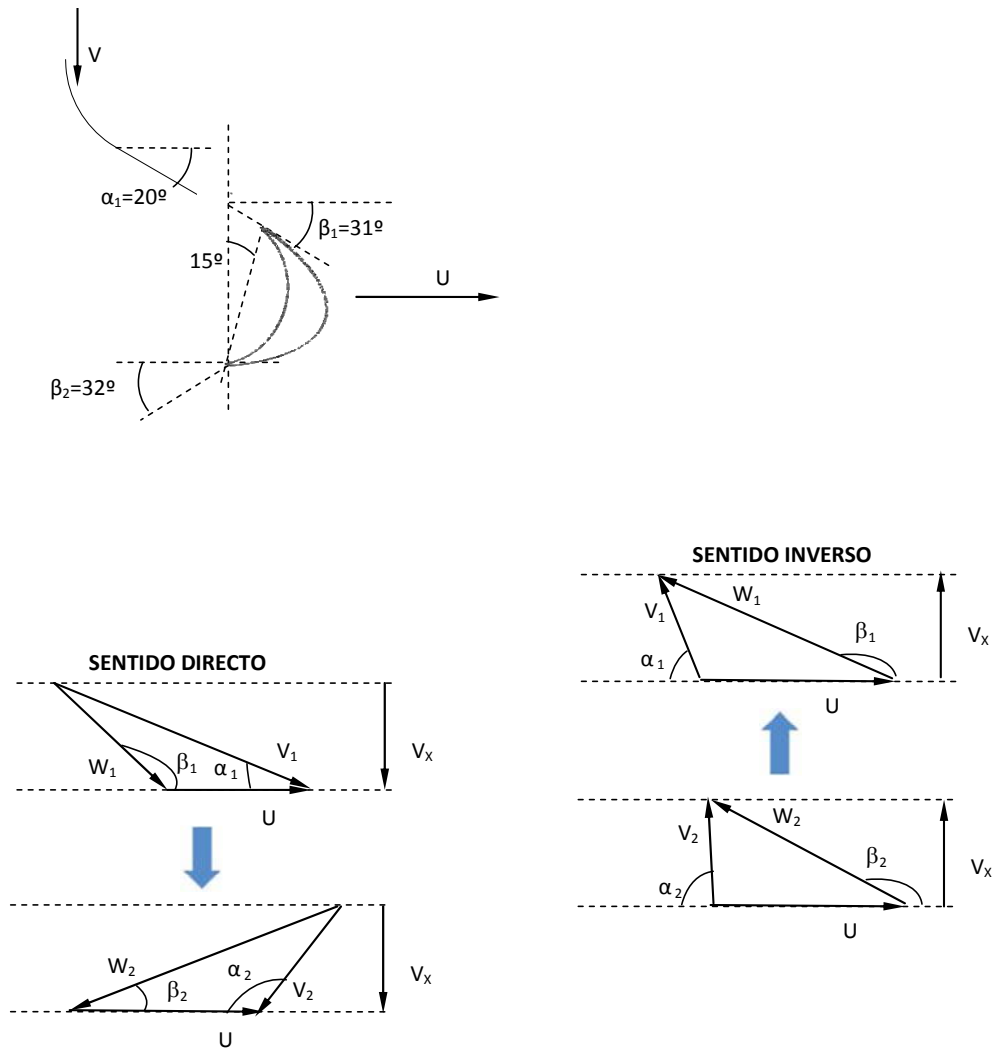


Figura 7.7. Triángulos de velocidades y ángulos en las diferentes secciones.

En la Figura 7.8 se presentan los ángulos de flujo correspondientes al modelo numérico realizado a partir de la geometría (Takao, 2011). La interpretación de las figuras es para el sentido directo cuando el flujo atraviesa la turbina primero por las aletas directrices y luego los álabes; el seguimiento de ésta figura debe ser desde arriba hacia abajo (columna izquierda, Figura 7.8 a, b, c y d). En cambio, en sentido inverso el flujo atraviesa primero los álabes y luego las aletas, en éste caso el seguimiento debe ser desde abajo hacia arriba (columna derecha, Figura 7.8 e, f, g y h), según el sentido de flujo indicado en la Figura 7.2.

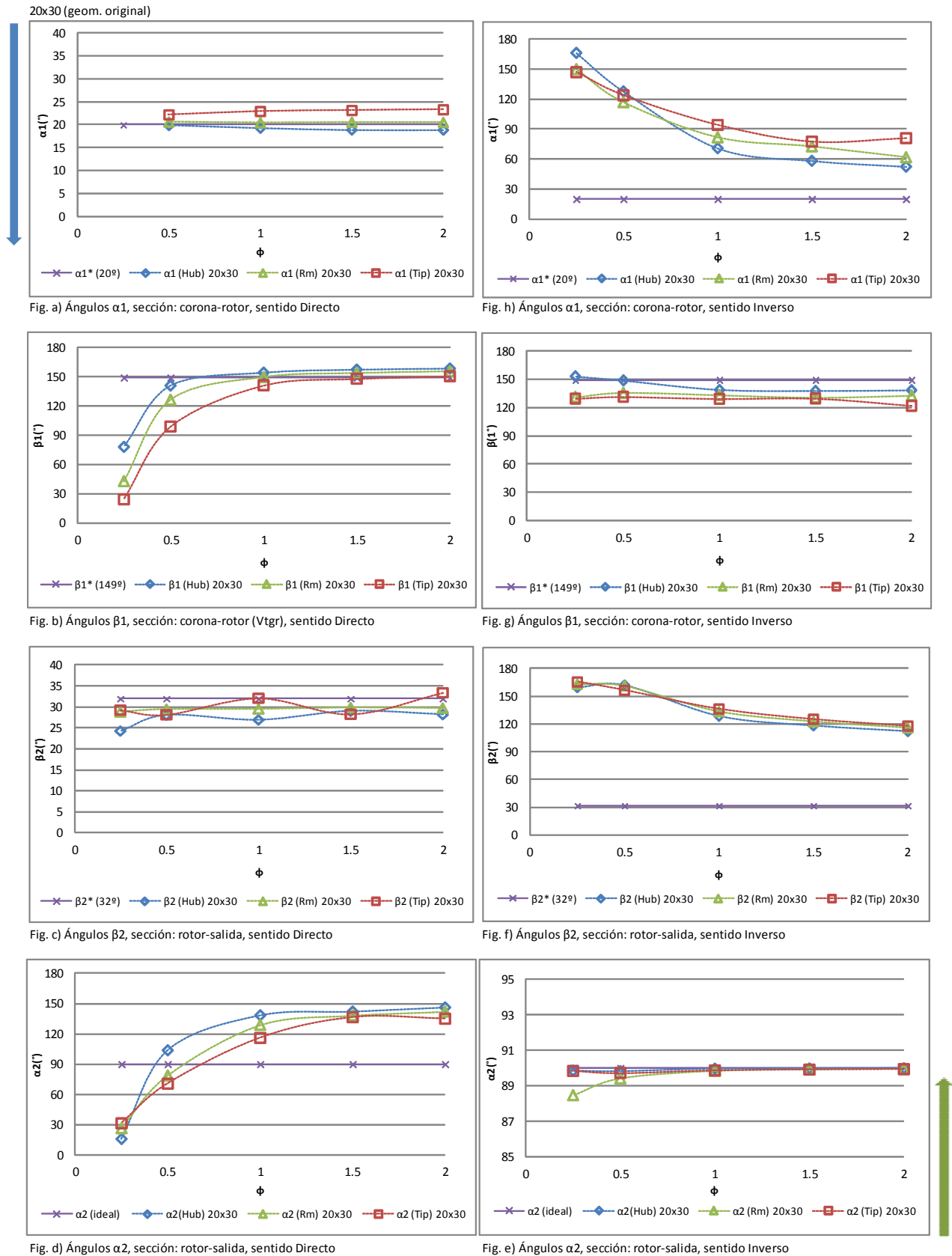


Figura 7.8 Ángulos de guiado para las posiciones Hub, Rm y Tip. Sentido directo, para la sección: Pcr a) α_1 y b) β_1 ; Prs c) β_2 y d) α_2 . Sentido inverso, para la sección: Prs e) α_2 y f) β_2 ; Pcr c) β_1 y d) α_1 .

A simple vista se evidencia en las figuras una diferencia notable para cada uno de los ángulos entre el comportamiento en sentido directo (columna de la izquierda) e inverso (columna de la derecha), por este motivo serán analizados por separado pues los objetivos en cada sentido son opuestos para el correcto funcionamiento del grupo turbinado de dos turbinas axiales que está siendo objeto de análisis.

Previo a desarrollar el análisis hay que considerar que existe una diferencia de $+0.5^\circ$ a $+1.5^\circ$ en los resultados de los ángulos obtenidos dependiendo de la posición de la sección a la salida del estator (sección corona-rotor) utilizada para la obtención de datos. Para todas las geometrías presentadas (ocho) en esta tesis doctoral (Capítulo 8: Optimización geométrica) la sección de estudio de los ángulos α_1^* y β_1^* se posicionó a 130mm del origen (Figura 7.2). Luego de hacer una serie de análisis con geometrías de diferentes longitudes de aletas directrices y observar que existían resultados de ángulos, α_1 , inferiores al teórico ($\alpha_1^*=20^\circ$), se repitieron simulaciones para $\varphi=1$ en una de las geometrías, modificando la posición de la sección para la obtención de datos a 127mm; 124mm y 121mm del origen; así se evidenció que a medida que la sección de cálculo del ángulo se acercaba al extremo de salida del estator, el ángulo aumentaba su valor entre $+0.5^\circ$ a $+1.5^\circ$.

El ángulo $\alpha_2=90^\circ$, denominado ideal en Figura 7.8 d) y e), corresponde a un flujo saliente sin rotación.

7.4.1 Análisis del flujo circulando en sentido directo

Para el sentido directo (Figura 7.8 a) el flujo atraviesa el conducto de entrada y seguidamente el estator a través de los conductos que forman cada par de aletas directrices, lo hace muy bien alineado con la geometría porque existen ángulos suaves en las aletas directrices que conducen el fluido y las variaciones en la dirección dentro del conducto no presenta quiebres bruscos; sólo se observan diferencias ligeras en el guiado para el extremo de la aleta (Tip), atribuibles a que en esta sección la distancia es máxima al eje de rotación y hace que pequeñas diferencias se amplifiquen.

Comparando el ángulo geométrico ($\alpha^*=20^\circ$) y el del flujo (α_1), Figura 7.8 a), queda demostrado que el estator realiza un buen guiado del flujo porque el

promedio para $0.5 \leq \varphi \leq 2$ es $\alpha_1 = 20.9^\circ$ y la diferencia máxima entre estos ángulos α y α^* es de sólo 3.3° para $\varphi = 2$ (Tip).

También se representan los ángulos de flujo relativos al rotor (β) y el geométrico (β^*). La tendencia que se aprecia del ángulo β_1 es que para $\varphi \geq 1$ el flujo entra en el rotor bien alineado para las tres secciones de análisis que siguen el perfil del álabe y las diferencias son muy pequeñas; siendo la máxima para ese rango entre mínimos y máximos (Hub y Tip) de 13° y que a medida que se reduce el caudal, $\varphi \leq 0.5$, aumenta la falta de alineación del flujo con el ángulo del borde de ataque del álabe; y esta diferencia produce desprendimiento en el borde de ataque del álabe.

Para el caso de la sección rotor-salida se observa, Figura 7.8 c), que la diferencia entre β_2 y β_2^* son pequeñas para todo el rango de caudales simulados, el ángulo de la velocidad está entre 24.3° y 33.4° , respecto a los 32° del ángulo geométrico. Las diferencias están por debajo de los 10° lo que indica que el álabe realiza un guiado aceptable. El promedio para $0.25 \leq \varphi \leq 2$ es $\beta_2 = 29.0^\circ$.

Para el ángulo de salida del rotor, α_2 , en las 3 secciones comparadas se obtiene la mejor aproximación al ángulo ideal, 90° , para $\varphi = 0.5$; cuya diferencia mínima para el radio medio (R_m) es de 11.3° . Para velocidades mayores, $\varphi \geq 1$, las diferencias aumentan tendiendo a una asintótica de aproximadamente un ángulo igual a 140° .

7.4.2 Análisis del flujo circulando en sentido inverso

No existe guiado en el conducto extremo de la turbina que en el análisis del sentido inverso representa la entrada, debido a que no existen aletas directrices en la zona por donde entra el fluido cuando circula en sentido inverso; entonces el ángulo es 90° para todos los caudales, Figura 7.8 e), recordando que la condición inicial en las simulaciones es velocidad axial normal a la dirección de entrada.

En el ángulo relativo del flujo (β_2) en sentido inverso, Figura 7.8 f), cuando entra en el rotor, aquí se observa que la diferencia entre β_2 y β_2^* es muy grande, es decir hay una gran desalineación. Este desalineamiento produce, cuando el flujo entra en el rotor, un choque intenso y un fuerte desprendimiento en el borde de

ataque del álabe, la diferencia decrece un poco a medida que aumenta φ . La diferencia oscila entre un mínimo de 80° para altos caudales ($\varphi=2$) y un máximo de casi 130° para caudales mínimos ($\varphi=0.25$).

En las 3 secciones cilíndricas el guiado a la salida del rotor (β_1), Figura 7.8 g), es similar y uniforme; presentando las mínimas diferencias entre los valores mínimos (Hub) y máximos (Tip) del álabe iguales a 8.0° ($\varphi=1.5$) y 9.5° ($\varphi=1$); respecto a las diferencias con el ángulo geométrico (149°) la diferencia máxima con el Rm es de 18.4° ($\varphi=1.5$) y la mínima igual a 13.9° ($\varphi=0.5$). El valor promedio del Rm= 132.4° .

El flujo saliente del rotor no está correctamente alineado con la entrada del estator (Fig. h). Esto genera un fuerte desprendimiento en el borde de ataque de las aletas directrices que crece a medida que disminuye el caudal.

Cuando el fluido atraviesa el estator en el recorrido inverso lo hace en forma desordenada hasta la salida.

Las pérdidas por desprendimiento y choque que se producen en la entrada del rotor y corona directriz en sentido inverso generan una importante caída de presión, que es lo deseado cuando la turbina funciona en el sentido inverso, pues beneficia el η_v y por ende al η_{GT} .

De estos resultados en la sección corona-rotor se desprende que el ángulo de orientación de las aletas del estator tiene una gran importancia en el funcionamiento de la turbina. Por un lado condicionan la llegada del flujo al rotor, y en sentido inverso, aparecen pérdidas por choque deseables en la entrada del estator, cuando reciben el flujo proveniente del rotor; esto favorece el rendimiento global del grupo turbinado.

Encontrar el diseño óptimo es hacer modificaciones en uno o más de las siguientes variables: los ángulos geométricos de aletas y/o álaves, geometría y longitud para beneficiar el guiado en sentido directo y simultáneamente perjudicarlo en sentido inverso.

7.5 Análisis de pérdidas

Las pérdidas de la turbina en su conjunto, como las de cada elemento que la compone son otra de las variables a ser analizadas para identificar posibilidades de mejora en el diseño. Este análisis permitirá conocer como interaccionan los elementos que conforman la turbina e interpretar las causas de las pérdidas que se registran en los mismos. Utilizaremos el coeficiente de pérdidas que nos permite normalizar las caídas de presión total según avanza el fluido por los elementos de la turbina.

En el análisis que se expone a continuación se identifican las pérdidas desglosadas en cada elemento de la turbina, entonces se logra extraer cuáles de ellos son los que producen las pérdidas más relevantes y por ende las que ocasionan un rendimiento bajo.

Para realizar la evaluación de pérdidas se utiliza el coeficiente adimensional C_A , que está relacionado con el salto de presión total que se produce en cada uno de los elementos. Al disponer de la magnitud del salto de presión a ambos lados de un elemento se puede conocer la variación de energía en cada elemento. Las secciones en la que se divide la turbina son: Entrada, Pce, Pcr, Prs y Salida, definidas anteriormente, Figura 7.1.

Debemos distinguir en el análisis del C_A las pérdidas de los elementos fijos y las correspondientes al elemento móvil, el rotor, pues en éste también se incluyen la energía útil que genera. Para facilitar la interpretación de las pérdidas en el rotor se presentan las gráficas a través de dos ecuaciones complementarias de análisis, Ecuación 7.1 y Ecuación 7.2.

$$\% \text{ Diferencias de presión total}_{\text{elemento}} = \frac{(P_{\text{entrada}} - P_{\text{salida}})_{\text{elemento}}}{(P_{\text{entrada}} - P_{\text{salida}})_{\text{Total}}}$$

Ecuación 7.1

$$\% \text{ Diferencias de presión total}_{\text{elemento (excluye par)}} = \frac{(P_{\text{entrada}} - P_{\text{salida}})_{\text{elemento}}}{(P_{\text{entrada}} - P_{\text{salida}})_{\text{Total}} - \left(\frac{T \cdot \omega}{Q}\right)}$$

Ecuación 7.2

En el rotor, único elemento que produce par, la Ecuación 7.1 y la Ecuación 7.2, se expresan según la Ecuación 7.3 y la Ecuación 7.4 que excluyen en el numerador el ΔP causado durante la generación de potencia.

$$\% \text{ Diferencias de presión total}_{\text{rotor}} = \frac{(P_{\text{entrada}} - P_{\text{salida}})_{\text{rotor}} - \left(\frac{T \cdot \omega}{Q}\right)}{(P_{\text{entrada}} - P_{\text{salida}})_{\text{Total}}}$$

Ecuación 7.3

$$\% \text{ Diferencias de presión total}_{\text{rotor (excluye par)}} = \frac{(P_{\text{entrada}} - P_{\text{salida}})_{\text{rotor}} - \left(\frac{T \cdot \omega}{Q}\right)}{(P_{\text{entrada}} - P_{\text{salida}})_{\text{Total}} - \left(\frac{T \cdot \omega}{Q}\right)}$$

Ecuación 7.4

De esta forma se evidenciará como influyen las pérdidas generadas al producir el par del rotor, Figura 7.9 y Figura 7.10. Se representa el porcentaje de pérdidas de cada elemento diferenciando por colores los diferentes valores del coeficiente de caudal (φ). En la Figura 7.10 y la Figura 7.12 obtenidas a través de la Ecuación 7.2 y la Ecuación 7.4 el sumatorio de pérdidas de todos los elementos representa al 100%, esto es por existir para todos los elementos el término $\left(\frac{T_o \cdot \omega}{Q}\right)$ en el denominador. En cambio para la Figura 7.9 y la Figura 7.11 obtenidas con la Ecuación 7.1 y la Ecuación 7.3 el sumatorio es distinto al 100%; esto se debe a que al realizar el diferencial de presión total del rotor se ha excluido el valor del par.

7.5.1 Pérdidas en sentido directo

En el sentido directo, Figura 7.9 y Figura 7.10, el flujo circula desde la atmósfera hacia la cámara OWC. En esta situación el primer elemento que atraviesa el flujo es el conducto de entrada y las pérdidas en este tramo son casi nulas debido a que el flujo recorre un conducto recto sin elemento que se opongan a su paso.

El siguiente elemento es el estator donde el coeficiente de pérdidas tiene valores constantes y pequeños que oscilan para todos los coeficientes de caudal simulados entre 11-12% del total.

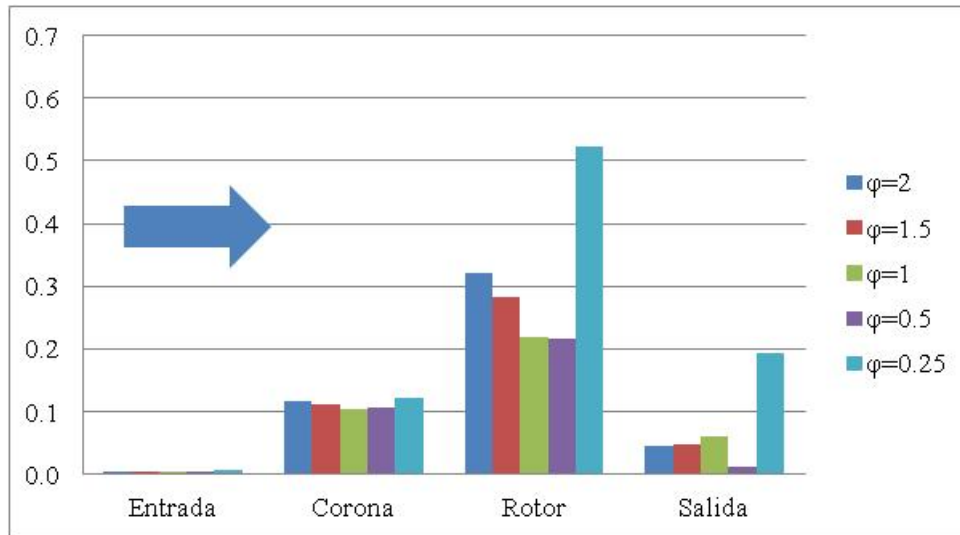


Figura 7.9. Diferencias porcentuales de presión total en cada elemento para sentido directo.

A continuación el flujo abandona el estator y entra en el rotor, único elemento móvil del conjunto, aquí la energía perdida es la mínima en la zona de máximo rendimiento, $0.5 < \varphi < 1$, es el 22%.

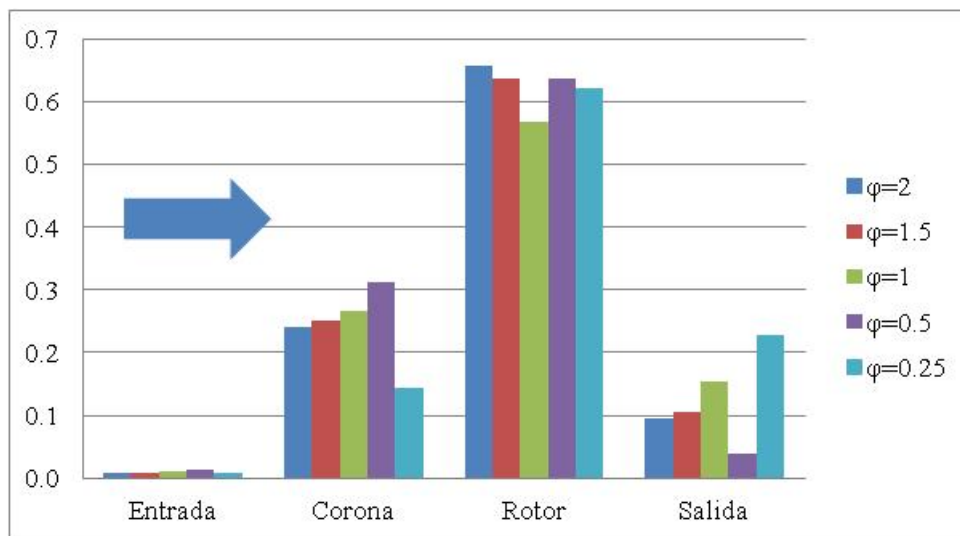


Figura 7.10. Diferencias porcentuales de presión total en cada elemento para sentido directo. Excluye generación de energía útil.

Cuando el fluido sale del rotor entra en conducto de salida, último elemento durante el sentido directo, que lo dirige a la cámara OWC; aquí las pérdidas están entre el 1-6% del total, para $\varphi > 0.25$. Destacando que el valor inferior es para $\varphi=0.5$ que coincide con el punto de máximo rendimiento.

Se ha completado el análisis con la Figura 7.10 y la Figura 7.12, sentido directo e inverso respectivamente, donde se presentan nuevamente las pérdidas

porcentuales en cada elemento pero en éstas se excluye generación de energía útil que el rotor produce (Ecuación 7.2 y Ecuación 7.4).

En sentido directo, Figura 7.10, el promedio de pérdidas del rotor se sitúan en 62.3% de la energía total perdida, y el mínimo porcentaje de energía perdida es coincidente con la zona de máximo rendimiento del rotor. Para el estator también se observan diferencias en este análisis, pues las pérdidas para $0.5 \leq \varphi \leq 2$ están entre 24-31%, crecientes a medida que la velocidad disminuye; cuando sin excluir el par, Figura 7.9, eran sólo de 11.2% para el promedio de todos los φ .

7.5.2 Pérdidas en sentido inverso

También aquí, Figura 7.11 y Figura 7.12, se muestran los porcentajes de pérdidas que se produce en cada elemento respecto al total. Siguiendo el sentido del flujo el primer elemento es el conducto de entrada, donde las pérdidas son casi nulas durante el sentido inverso, no superando el 2% para ninguno de los caudales simulados; es lógico pues se trata de un conducto recto sin elementos que lo perturben. Para el análisis del sentido indirecto, el segundo elemento es el rotor, aquí las pérdidas son muy grandes por el choque que es el principal efecto que se produce cuando el flujo se enfrenta con los álabes, los cuales por su disposición no acompañan a que el flujo sea guiado por el perfil. Los valores de todas las perdidas oscilan entre el 42-46% del total, para $0.5 \leq \varphi \leq 2$; cuando el caudal es mínimo, $\varphi=0.25$, el choque es muy grande y eso se traduce en que las pérdidas son las máximas.

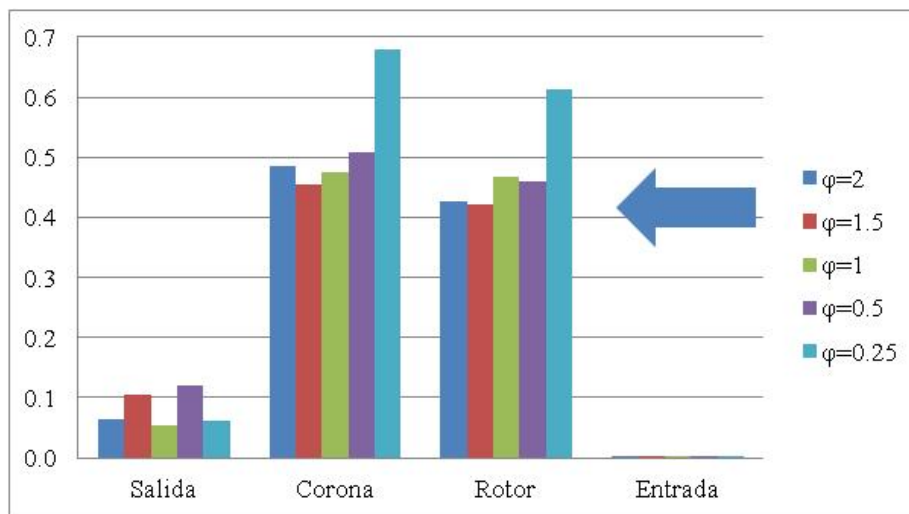


Figura 7.11. Pérdidas porcentuales en cada elemento para sentido indirecto.

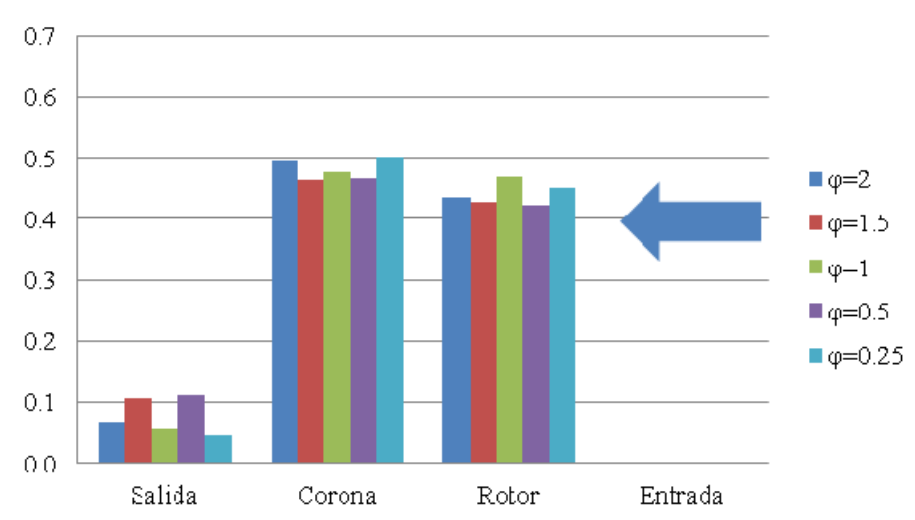


Figura 7.12. Pérdidas porcentuales en cada elemento para sentido indirecto. Incluye pérdidas del rotor por generación de energía útil.

El siguiente elemento es el estator, aquí el porcentaje de la energía pérdida en este elemento también es muy elevado y aproximadamente constante para todos los φ , en el mínimo, $\varphi=0.25$, el desprendimiento es máximo. Siendo los porcentajes para $0.5 \leq \varphi \leq 2$ entre 45-51% de la energía total disponible en la turbina. En sentido inverso las pérdidas por choque son predominantes.

El último de los elementos es el conducto de salida, en este elemento las pérdidas oscilan entre un 6-12% del total, correspondiente a guiado del flujo desordenado que hacen las aletas directrices previamente.

Como era de esperar, por la configuración de la turbina, las pérdidas en el rotor y estator en sentido directo (Figura 7.9) son más pequeñas comparadas con las correspondientes al sentido inverso (Figura 7.11).

En la Figura 7.12, observamos que como consecuencia que el rotor genera una insignificante cantidad de energía, por el bajo caudal y la gran oposición de resistencia al paso del fluido, las diferencias porcentuales son mínimas con un leve descenso en los elementos principales. En el rotor pasa de un promedio de 48% a un 44% y en el estator del 52% al 48%.

7.6 Análisis de contornos de velocidades

Ha sido estudiado el comportamiento de los vectores de velocidad y la energía de presión total, para todos los coeficientes de caudal (φ) en los cuales se

han realizado las simulaciones. En este apartado se presentan los resultados más relevantes.

Se presentan para $\varphi=2$ en sentido directo (SD) y $\varphi=-2$ en sentido inverso (SI), que se corresponden con los valores de máxima velocidad del flujo dentro de las simulaciones realizadas, Figura 7.13; donde se identifica a la geometría original (Takao, 2011) de 20 aletas directrices y 30 álabes con la referencia 20x30, pues en Capítulo 8 se utilizara idéntico concepto de referencias para la comparación con otras geometrías de diferentes cantidades de elementos al analizar solidez del rotor o del estator.

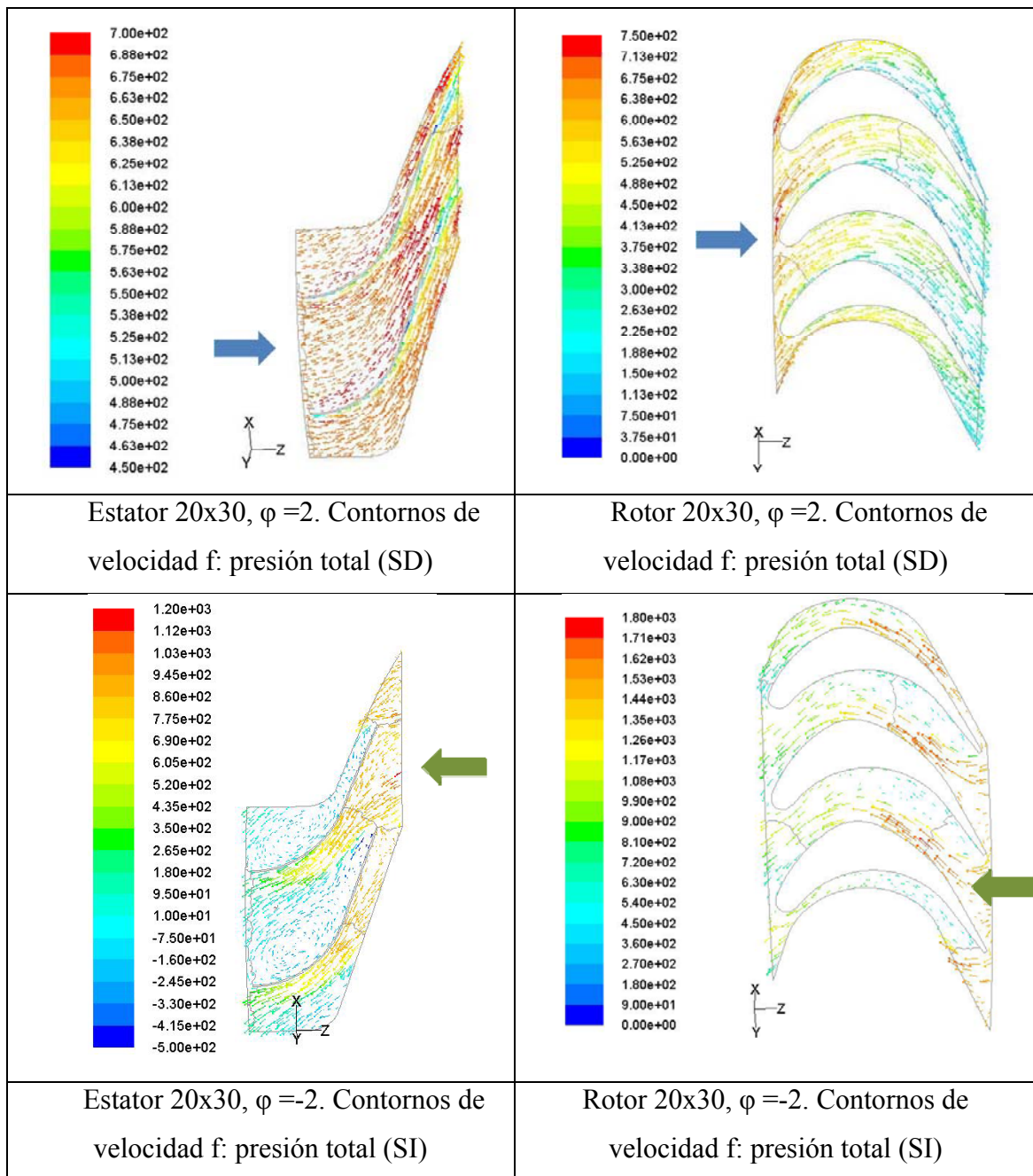


Figura 7.13 Contornos de velocidad en la geometría 20x30 para el R_m ; $\varphi=2$ y $\varphi=-2$.

Se observa en el Figura 7.13 que los vectores de velocidad para el sentido directo (SD) en el estator están alineados con el ángulo geométrico y presentan una distribución no uniforme de presión total a medida que avanzan por el perfil propuesto por las aletas; así se identifican en las estelas los puntos de presión total menor. También se puede observar un leve desprendimiento en la cara convexa de la aleta, que hace que aumente la velocidad del flujo por la zona cóncava. Este desprendimiento parece nacer al final del tramo curvo de la aleta.

En el rotor, tal como se había visto en el análisis de los ángulos del flujo el flujo penetra en el canal del rotor sin producir apenas desprendimiento en el borde de ataque. En la primera parte del rotor el flujo es correctamente conducido por el rotor. Sin embargo, cuando se produce la deflexión del flujo el flujo se desprende del extradós. Esto provoca que en la salida el flujo no salga perfectamente guiado por el álabe. Hecho que ya se había puesto de manifiesto en Figura 7.8.

Analizando el sentido inverso (SI) se observa que los vectores de velocidad chocan al ingresar en el rotor, zonas con flujo desprendido y careciendo de distribución uniforme de la presión total dentro del canal; abandonan el rotor según el ángulo propuesto por el perfil del álabe (Figura 7.8 g). Al penetrar en el estator se produce de nuevo un fuerte desprendimiento del flujo (Figura 7.8), que origina una fuerte pérdida de energía; y el canal se bloquea parcialmente debido al flujo desprendido provocando altas velocidades.

7.7 Conclusiones

Primeramente se han presentado las gráficas que caracterizan el funcionamiento (C_A , C_T y η) de la turbina simulada. Para el sentido directo el rendimiento presenta valores de conjunto superiores a los obtenidos en turbinas de tipo Wells, que tiene un valor de rendimiento máximo superior. Sin embargo el rango de funcionamiento con rendimientos aceptable es mucho más ancho que en el caso de la Wells. Las simulaciones también muestran que en sentido inverso se necesita un gran salto de presión para que el flujo circule por la turbina ; De esta forma se logra el objetivo que es pérdidas elevadas para impedir que el caudal circule en ese sentido, favoreciendo el η_V y así el η_{CT} .

Se han presentado las gráficas de los triángulos de velocidades que permiten la comparación de los ángulos geométricos de diseño, de las aletas directrices y los álabes, con los efectivos del fluido; de esta forma es posible analizar la incidencia y el guiado del flujo durante el funcionamiento y conocer su comportamiento para realizar propuestas de diseño.

Del análisis realizado sobre el funcionamiento del grupo turbinado (Takao, 2011) denominado 20x30, se destacan las siguientes características que fueron utilizadas para formular las propuestas de diseño que serán desarrolladas en el capítulo siguiente “Optimización geométrica”.

Cuando el flujo circula en sentido directo (Figura 7.8 a, b, c y d) es guiado de forma ordenada por las aletas del estator hacia del rotor, una vez allí el flujo acompaña el perfil de los álabes, tanto en el ingreso como en la salida del rotor; esto hace que no haya pérdidas por choques y entonces un rendimiento mayor. Sólo existen pequeños desprendimientos en la aleta y en el rotor, Figura 7.6.

El ángulo geométrico, $\alpha_1^* = 20^\circ$, es adecuado cuando el fluido circula en sentido directo donde las pérdidas por choques son despreciables y las pérdidas son imputables mayoritariamente al rozamiento y; esta situación favorece el buen funcionamiento del rotor y a que el flujo llegue al rotor con la orientación adecuada.

Para el caso del sentido inverso (Figura 7.8 e, f, g y h) el efecto buscado se logra, pues los resultados muestran que las aletas guías entorpecen el avance del flujo generando pérdidas muy elevadas. En este caso, donde el flujo atraviesa primero el rotor y luego el estator, las pérdidas por choque, tanto en la entrada del rotor como en las aletas, son las más importantes.

Para el análisis correspondiente al intercambio de energía que se produce en el elemento móvil, el rotor, se observa que en sentido directo se aprovecha la extracción energía útil en éste elemento; por el contrario cuando el flujo circula en sentido inverso se logra que las pérdidas en el rotor y en el estator sean muy elevadas; condición buscada durante el diseño de la turbina para maximizar el rendimiento del grupo turbinado de dos turbinas axiales.

CAPÍTULO 8

Optimización geométrica

ÍNDICE

8	OPTIMIZACIÓN GEOMÉTRICA	129
8.1	Propósito de los modelos.....	129
8.2	Propuestas geométricas.....	130
8.3	Efectos que produce alterar la geometría de las aletas.....	132
8.3.1	Parámetros característicos de operación.....	132
8.3.2	Análisis del guiado del flujo.....	134
8.3.3	Análisis de pérdidas.....	137
8.3.4	Análisis de contornos de velocidades	139
8.4	Efectos que produce la solidez del estator	142
8.4.1	Parámetros característicos de operación.....	142
8.4.2	Análisis del guiado del flujo.....	143
8.4.3	Análisis de pérdidas.....	146
8.4.4	Análisis de contornos de velocidades	148
8.5	Efectos que produce la solidez del rotor.....	151
8.5.1	Parámetros característicos de operación.....	151
8.5.2	Análisis del guiado del flujo.....	152
8.5.3	Análisis de pérdidas.....	155
8.5.4	Análisis de contornos de velocidades	156
8.6	Comparativa de prestaciones.....	160
8.7	Conclusiones.....	161

8 OPTIMIZACIÓN GEOMÉTRICA

8.1 Propósito de los modelos

El propósito final de esta tesis es diseñar una geometría optimizada para las turbinas que componen el grupo turbinado analizado (Takao, 2011). Para esbozar las propuestas realizadas y sustentar las decisiones de conveniencia realizadas es necesario comparar resultados específicos de comportamiento, según la zona o variable de análisis de las diferentes geometrías simuladas.

La comparación fue posible a través del estudio del flujo a nivel local y con mallados de alta resolución a nivel académico que permiten el detalle del flujo en el interior de la turbina; y así identificar zonas donde aparecen efectos característicos del comportamiento del flujo. Para el estudio se han utilizado mallados del orden de 3.0×10^6 celdas.

En el capítulo anterior se ha analizado en detalle la geometría denominada 20x30 (Takao, 2011), estudiando los parámetros característicos de operación y analizando el guiado y las pérdidas que presenta en cada uno de los elementos que componen la turbina. En el análisis realizado se observa que, cuando la turbina funciona en sentido directo, el guiado por las aletas directrices y por los álabes es muy bueno, en cambio en sentido inverso las pérdidas son elevadas y minimizan el caudal circulante en ese sentido. Así se favorece a que el η_v no descienda en demasía y con esto se beneficia el rendimiento global del grupo turbinado.

Las propuestas de diseño realizadas buscan incrementar simultáneamente el rendimiento medio de la turbina, η_T , en sentido directo y el rendimiento volumétrico, η_v , este último se logra disminuyendo al máximo posible el caudal circulante en sentido inverso, se busca generar condiciones para que el rotor y el estator presenten elevadas pérdidas en ese sentido de circulación.

Las geometrías denominadas 20x30 Ala y 20x30 Rec fueron realizadas variando la longitud recta de las aletas directrices. Con esta modificación se busca que las pérdidas en sentido inverso se incrementen aún más para elevar el η_v .

Respecto al guiado, también considerando el sentido inverso, los álabes y las aletas guías entorpecen el guiado y presentan pérdidas por choque. Para

analizar estos efectos con mayor precisión se optó por realizar diseños varios para diferentes solidez del estator y del rotor. Las geometrías realizadas fueron: 18x30 y 24x30, para el estudio de la solidez del estator; y de 20x20, 20x25 y 20x32 para el estudio de la solidez del rotor. El primer número refleja el número de aletas y el segundo el de álabes.

8.2 Propuestas geométricas

En el capítulo anterior se han presentado los resultados de comportamiento de flujo de la geometría estudiada (Takao, 2011), que posee 20 aletas directrices y 30 álabes; y que se la ha denominada 20x30 en referencia a la cantidad de elementos en el estator y en el rotor.

Para este capítulo se han realizado y simulado otras siete geometrías que permiten analizar el comportamiento específico referido a la modificación propuesta y que harán posible indicar alternativas de mejora en la geometría original.

Las geometrías realizadas se indican en la Tabla 8.1 y son identificadas por dos pares de números que hacen referencia a la cantidad de aletas y álabes que poseen; para el caso en que se modifica la longitud recta de las aletas (Figura 8.1) se agrega también la abreviatura de tres letras de forma de identificar si se trata de las aletas que han sido recortadas “Rec” o alargadas “Ala”.

Tabla 8.1 Descripción de las siete geometrías propuestas, según los tres grupos de análisis y la original 20x30.

Modificación de la longitud recta de las aletas directrices, Figura 8.1	Solidez del estator (Solidez del rotor constante)	Solidez del rotor (Solidez del estator constante)
20x30 (Rec) recortada 20% (long. recta = 27.8mm)	18x30	20x32
20x30	20x30	20x30
20x30 (Ala) alargada 20% (long. recta = 41.8mm)	24x30	20x25
---	---	20x20

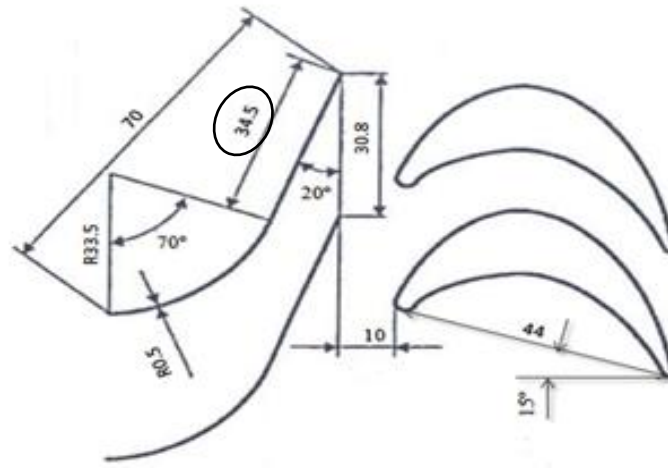


Figura 8.1 Configuración del grupo turbinado (Takao, 2011). Identificación de la cota que se altera.

Las ocho geometrías disponibles, compuestas por la original (Takao, 2011) y las siete propuestas en esta tesis serán agrupadas en tres grupos de análisis, utilizando en los tres casos el mismo patrón geométrico (la geometría original 20x30). Los grupos están identificados en cada una de las columnas de la Tabla 8.1.

También se indica que, para no saturar de información este capítulo, serán presentadas aquellas comparaciones de geometrías que aportan resultados valiosos referidos a la optimización geométrica.

Para los análisis del guiado del flujo se analizan los cuatro ángulos característicos (α_1 , β_1 , β_2 y α_2) que el flujo posee a su paso por la turbina; el orden de citar cada análisis particular es coincidente con el orden encadenado en que el fluido atraviesa la turbina desde la entrada a la turbina hasta la salida para el sentido directo. Luego se repite el análisis pero en sentido inverso, entonces nuevamente se indica el análisis en el orden en que el fluido atraviesa los elementos, que es inverso al anterior (α_2 , β_2 , β_1 y α_1), es decir primero por el rotor y luego por el estator.

En el apartado donde se estudian los efectos que produce la solidez del estator correspondiente al análisis de pérdidas se compara la geometría original con la denominada 24x30, debido a que esta comparativa permite apreciar el cambio de comportamiento. De igual manera, al estudiar los efectos que produce la solidez del rotor la geometría 20x30 es comparada con la 20x25 y 20x20, y se

excluye la 20x32 pues su comportamiento permanece casi inalterable por presentar sólo 2 álabes de diferencia con la original.

8.3 Efectos que produce alterar la geometría de las aletas

Como se ha explicado en el Capítulo 7 este grupo turbinado, compuesto de dos turbinas axiales, presenta sus mejores prestaciones de conjunto cuando se producen dos situaciones que se complementan para la obtención de un rendimiento elevado. Es decir, que el coeficiente de potencia consumida (C_A) sea bajo cuando la turbina funciona en sentido directo y elevado cuando lo hace en sentido inverso; y a su vez que el coeficiente de par (C_T) sea elevado.

Buscando los efectos antes descritos se ha propuesto modificar la zona recta de las aletas directrices (Figura 8.1) y analizar los resultados en ambos sentidos de funcionamiento para optar por la solución que brinde prestaciones mejores.

La teoría indica que prolongar esta longitud recta a la salida del estator brindará un mejor guiado en sentido de funcionamiento directo y a su vez dificultará el paso del fluido en sentido inverso, efecto deseado para incrementar el coeficiente C_A en ese sentido. En contrapartida, aletas más largas generan mayor superficie de contacto con el fluido y esto se traduce en pérdidas por rozamiento mayores. Los resultados de los parámetros característicos que se presentan en el apartado siguiente nos permiten identificar el mejor beneficio de la modificación realizada.

8.3.1 Parámetros característicos de operación

Se presenta la comparativa de los parámetros adimensionales C_A y C_T en ambos sentidos de funcionamiento para las tres geometrías (20x30, 20x30 Rec y 20x30 Ala). Así se observa que la geometría “20x30 Ala” genera un coeficiente de potencia consumida (C_A) ligeramente superior a las otras en ambos sentidos, Figura 8.2.

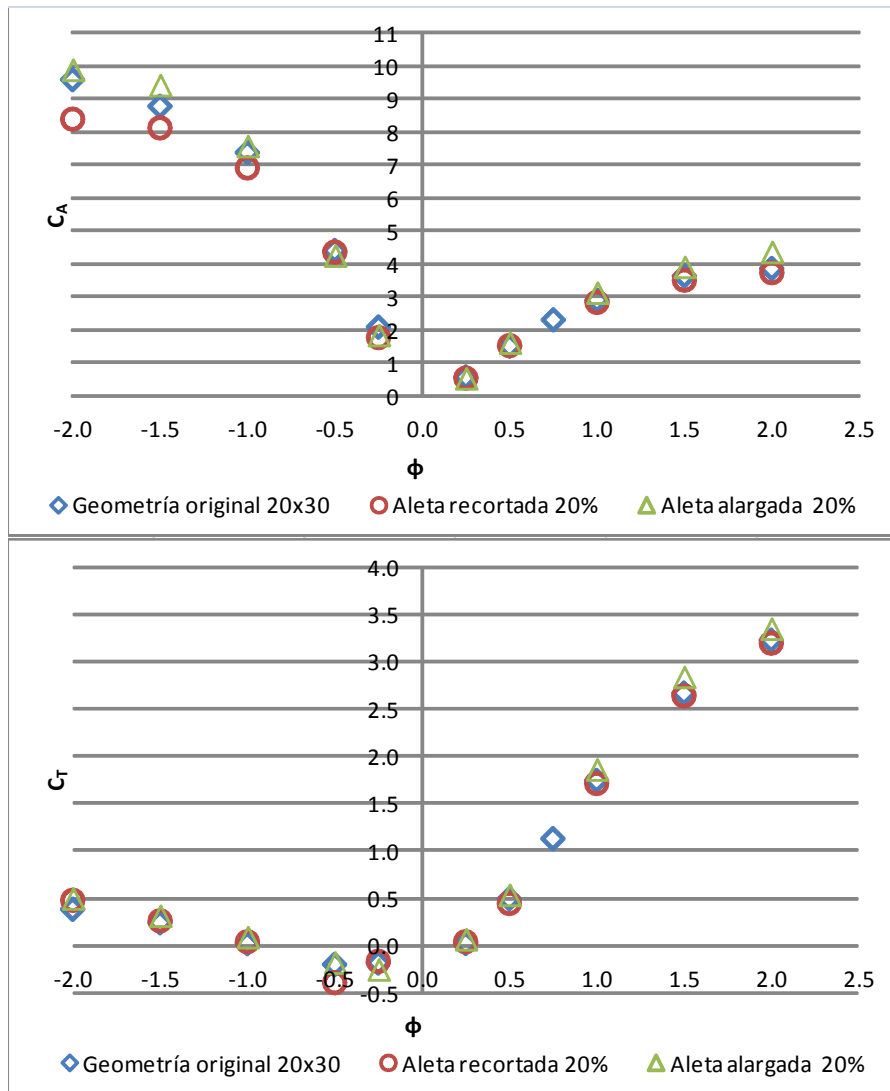


Figura 8.2 Coeficiente de potencia consumida (C_A) y Coeficiente de par (C_T) para la geometría 20x30 (Takao, 2011) y las propuestas 20x30 Rec y 20x30 Ala

En el sentido de funcionamiento directo la diferencia de C_A es en 20x30 Ala de hasta el 8% para $\phi \leq 1.5$ y del 13% $\phi = 2$, esta diferencia se incrementa con el aumento de caudales, y el efecto es producto del rozamiento de esta geometría que posee más superficie de contacto que las otras (20x30 y 20x30 Rec), es indeseable pues disminuye el rendimiento de la turbina. En oposición en el sentido inverso también es superior y esto beneficia el rendimiento del grupo turbinado; en este caso las diferencias están comprendidas entre el 3% y el 7%.

Para el coeficiente de par (C_T) la geometría “20x30 Ala” presenta valores superiores (4-9%) en sentido directo, efecto producido por un guiado mejor (Figura 8.3 a) en la entrada al rotor. Para el sentido inverso al ser valores muy pequeños no se identifican diferencias entre las tres geometrías comparadas.

8.3.2 Análisis del guiado del flujo

Se compara el comportamiento del flujo para las tres geometrías analizadas (20x30, 20x30 Rec y 20x30 Ala) en este apartado y para ambos sentidos de circulación, Figura 8.3.

La interpretación de las figuras es para el sentido directo cuando el flujo atraviesa la turbina primero por las aletas directrices y luego los álabes; el seguimiento de ésta figura debe ser desde arriba hacia abajo (columna izquierda, Fig. a, b, c y d). En cambio, en sentido inverso el flujo atraviesa primero los álabes y luego las aletas, en éste caso el seguimiento debe ser desde abajo hacia arriba (columna derecha, Fig. e, f, g y h).

Previo a desarrollar el análisis hay que considerar que existe una diferencia de $+0.5^\circ$ a $+1.5^\circ$ en los resultados de los ángulos obtenidos dependiendo de la posición de la sección de promediado (denominada monitor en Fluent) a la salida del estator (sección corona-rotor) para la obtención de datos. Para todas las geometrías presentadas (ocho) en esta tesis doctoral la sección de promediado se posicionó a 130mm del origen. Luego de hacer una serie de análisis e interpretar por resultados ángulos, α_1 , inferiores al teórico (20°), se repitieron simulaciones para $\varphi=1$ en una de las geometrías, modificando posición del monitor a 127mm; 124mm y 121mm; así se evidencio que a medida que la lectura del dato se acercaba al extremo de salida del estator, el ángulo aumentaba su valor en $+0.5^\circ$ a $+1.5^\circ$.

Dicho esto, el análisis de cada uno de los ángulos de la Figura 8.3, se realizará en el siguiente orden: primero los cuatro ángulos en sentido directo (DIR) y luego en sentido inverso (INV):

Ángulo α_1 (DIR), Fig. a): La geometría denominada Alargada (Ala) es la que mejor guía al fluido, como era de esperar por tener una longitud de aleta directriz mayor que conduce al fluido hasta su ingreso al rotor; el promedio de valores para $0.5 \leq \varphi \leq 2$ es: 20x30 Ala= 19.1° ; geometría 20x30= 20.6° y 20x30 Rec= 21.2° ; que sumando el valor medio de la diferencia de lectura ($+1^\circ$), los valores anteriores son: 20x30 Ala= 20.1° ; 20x30= 21.6° y 20x30 Rec= 22.2° ; en todos los casos excelentes resultados comparados con el ángulo geométrico $\alpha_1^*=20^\circ$.

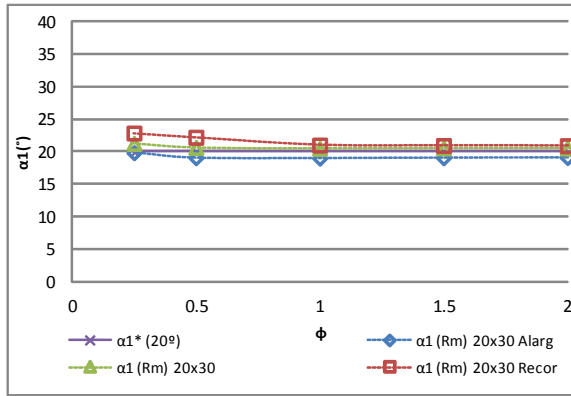


Fig. a): Ángulos α_1 corona-rotor, sentido Directo

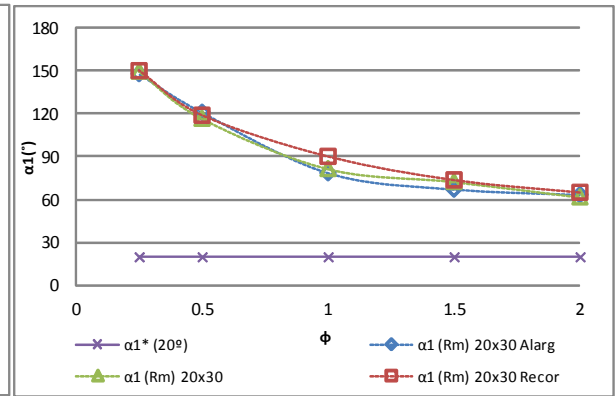


Fig. h): Ángulos α_1 corona-rotor, sentido Inverso

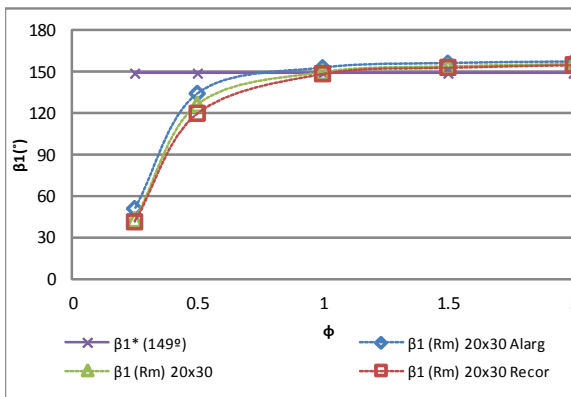


Fig. b): Ángulos β_1 corona-rotor, sentido Directo

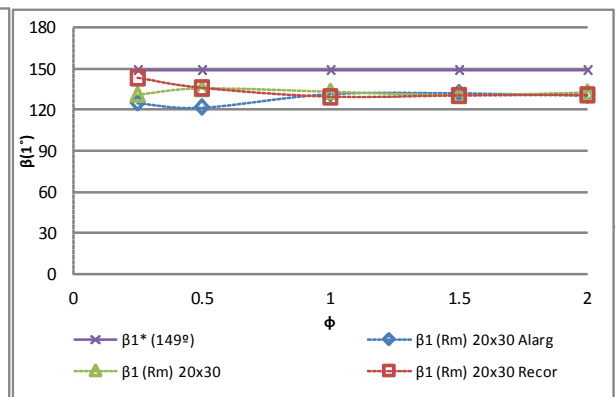


Fig. g): Ángulos β_1 corona-rotor, sentido Inverso

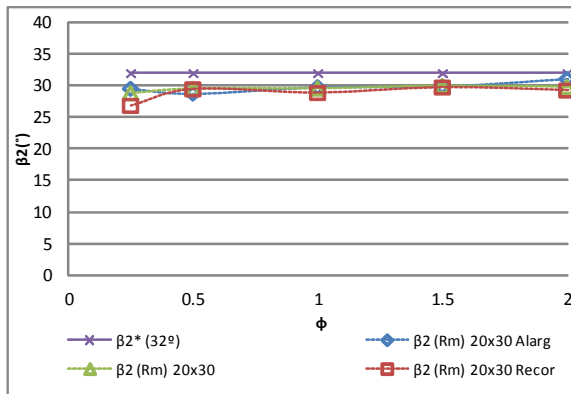


Fig. c): Ángulos β_2 rotor-salida, sentido Directo

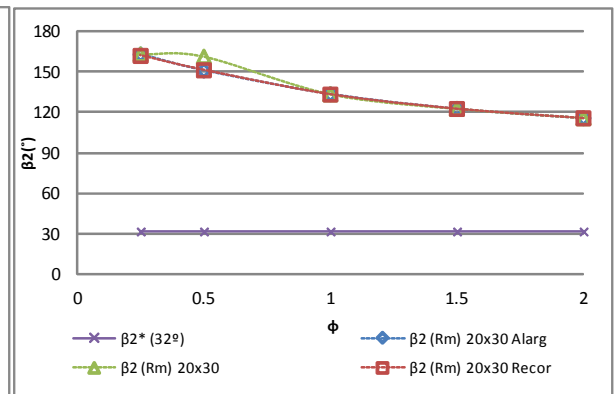


Fig. f): Ángulos β_2 rotor-salida, sentido Inverso

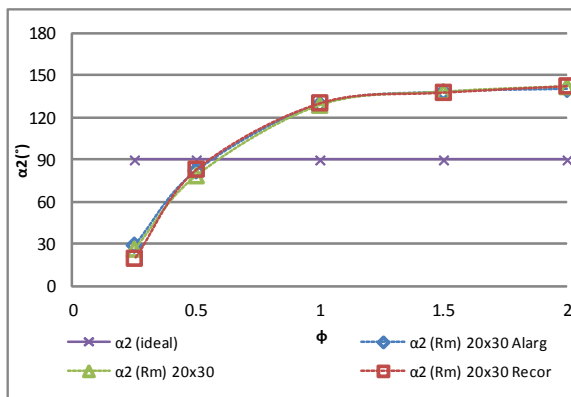


Fig. d): Ángulos α_2 rotor-salida, sentido Directo

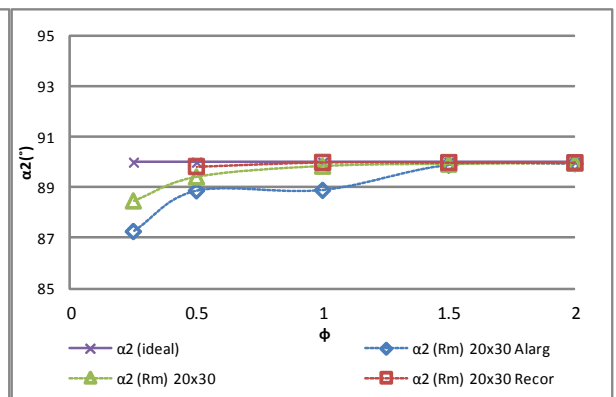


Fig. e): Ángulos α_2 rotor-salida, sentido Inverso

Figura 8.3 Ángulos de guiado para la geometría 20x30 (Takao, 2011) y las propuestas 20x30Rec y 20x30Ala.

Ángulo β_1 (DIR), Fig. b): Existe un ángulo de incidencia adecuado para todas las geometrías en $\varphi \geq 1$, siendo la diferencia máxima en ese rango de 8.1° para 20x30 Ala; esto confirma lo esperado pues el rotor permanece inalterable en las tres geometrías y el fluido llega muy bien guiado desde el estator. Para valores de $\varphi \leq 0.5$ las diferencias son mayores porque la baja velocidad del fluido impide al flujo entrar alineado con el álabe.

Ángulo β_2 (DIR), Fig. c): Se observa un muy buen guiado para todas las geometrías y para todo el rango de φ , siendo el promedio de las diferencias de escasos 2.2° para el caso de de la geometría 20x30 que se escoge como representativa de los 3 comportamientos.

Ángulo α_2 (DIR), Fig. d): En las tres geometrías comparadas el comportamiento es similar y se obtiene la mejor aproximación al ángulo ideal ($\alpha_2=90^\circ$, salida sin rotación) para $0.5 < \varphi < 1$, coincidente con la zona de mejores prestaciones de la turbina. Para velocidades mayores las diferencias aumentan, tendiendo a una asíntota entre valores de ángulos de 130° y 140° , para $\varphi \geq 1$.

En sentido inverso se observa:

Ángulo α_2 (INV), Fig. e): No existe guiado (aletas directrices) entonces el ángulo es 90° para todas las velocidades, existiendo dispersión de unos pocos grados (máximo 3°) en los ángulos a muy bajas velocidades, $\varphi=0.25$.

Ángulo β_2 (INV), Fig. f): En las tres geometrías existe choque del fluido en el ingreso al rotor, este es el efecto deseado cuando el fluido circula en sentido inverso. Los valores de los ángulos están entre 120° - 140° para $\varphi \leq -1$, luego estos ángulos crecen y se alejan aún más del ángulo geométrico (32°).

Ángulo β_1 (INV), Fig. g): Aquí el guiado a la salida del rotor en INV es homogéneo pues no hay diferencia en las geometrías del rotor; presentando un ligero valor mayor la geometría de aletas más largas (20x30 Ala). Los valores promedios de β_1 para $\varphi \leq -0.5$ son: 20x30 Rec= 131° , 20x30= 133° y 20x30 Ala= 129° , respecto a $\beta_1^*=149^\circ$.

Ángulo α_1 (INV), Fig. h): Finalmente cuando el fluido termina su trayectoria y entra en el estator, las tres geometrías presentan homogéneas y elevadas

diferencias al ángulo geométrico de las aletas ($\alpha_1=20^\circ$). Existe un segundo choque del fluido. Los valores promedios de α_1 para $\varphi \leq -1$ son: 20x30 Rec=76°, 20x30=72° y 20x30 Ala=70°. Esto era el objetivo de diseño en circulación INV, donde se favorece que exista choque para incrementar las pérdidas y así disminuir el caudal circulante en este sentido que no produce trabajo útil.

8.3.3 Análisis de pérdidas

En cada uno de los grupos de análisis se comparó las gráficas de pérdidas de los cuatro elementos en que se ha dividido la turbina. Se estudia el comportamiento en el sentido de avance del fluido para ambos sentidos, sentido directo (DIR) e inverso (INV) de circulación.

En este apartado se representa el porcentaje de pérdidas de cada elemento diferenciando por colores, los diferentes valores del coeficiente de caudal (φ). Las figuras se obtuvieron a través de las Ecuaciones 7.3 y 7.4 (capítulo 7).

Este análisis completo de elementos, incluyendo entrada y salida, se realiza por única vez para comprender el funcionamiento en su conjunto; pero no será repetido cuando se estudie el comportamiento de efectos de solidez del estator o rotor (apartados 8.4.3 y 8.5.3).

La Figura 8.4 (columna 1) permite identificar que el diferencial de pérdidas para la corona es mayor para la geometría 20x30 Ala, siendo el valor promedio para todos los φ del 13.1% del total; mientras que las otras 2 geometrías (20x30 y 20x30 Rec) del 11%; este incremento lo explica la prolongación del 20% en la longitud de esa geometría que acarrea un aumento de las pérdidas por rozamiento. Idéntico efecto repercute en la (columna 2), donde además se observa que el porcentaje de pérdidas es inversamente proporcional al incremento de velocidad del flujo.

Para el análisis de la corona en sentido inverso (INV)(columna 3) en el rango de $\varphi \leq -0.5$ el porcentaje pasa de 48% en la 20x30 a 52% para 20x30 Ala; indica que esta última geometría produce un choque mayor en el estator cuando el fluido circula en INV, efecto que beneficia las prestaciones del grupo turbinado.

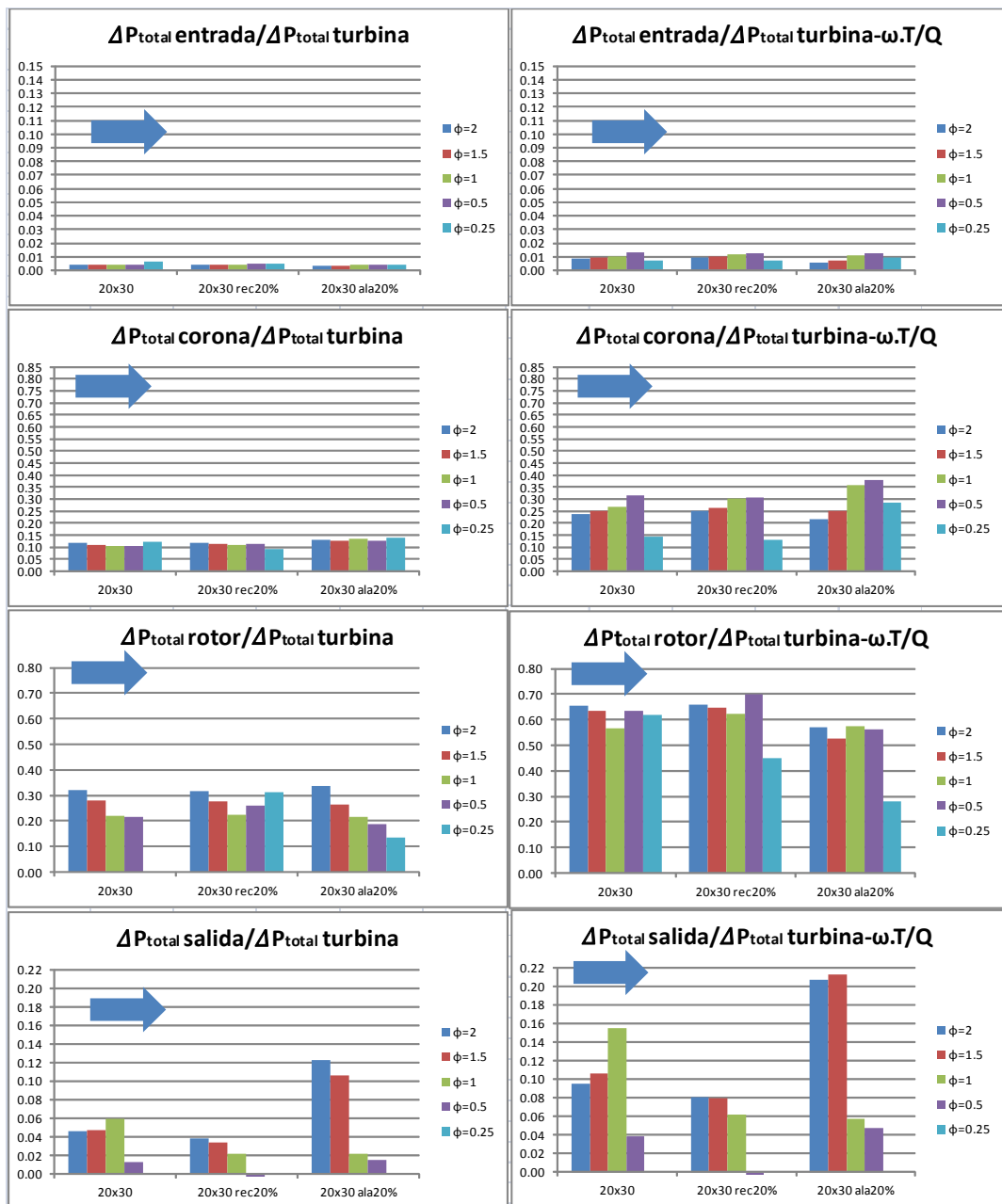


Fig. 8.4 a

Fig. 8.4 b

Figura 8.4 Diferencias porcentuales de presión total en cada elemento. Sentidos directo (DIR) e inverso (INV). DIR (Fig. 8.4 a), DIR excluyendo generación de energía útil (Fig. 8.4 b).

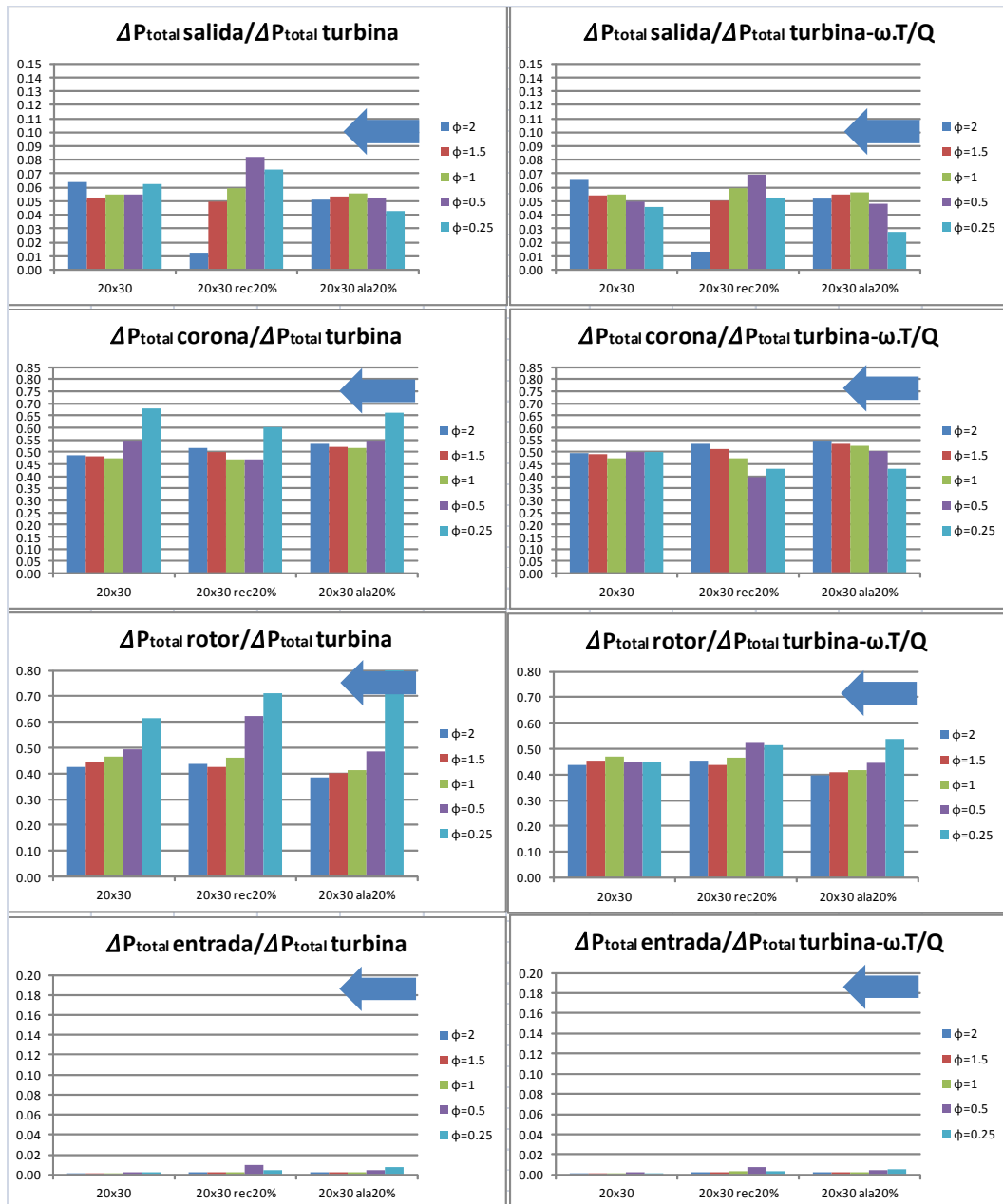


Fig. 8.4 c

Fig. 8.4 d

Figura 8.4 Diferencias porcentuales de presión total en cada elemento. Sentidos directo (DIR) e inverso (INV). DIR (Fig. 8.4 a), DIR excluyendo generación de energía útil (Fig. 8.4 b), INV (Fig. 8.4 c) e INV excluyendo generación de energía útil (Fig. 8.4 d).

8.3.4 Análisis de contornos de velocidades

Comparativa de comportamiento entre 20x30 y las geometrías con aletas directrices modificadas, 20x30 Rec y 20x30 Ala. Se analiza el comportamiento en la corona para el sentido inverso, $\varphi=-2$, Figura 8.5.

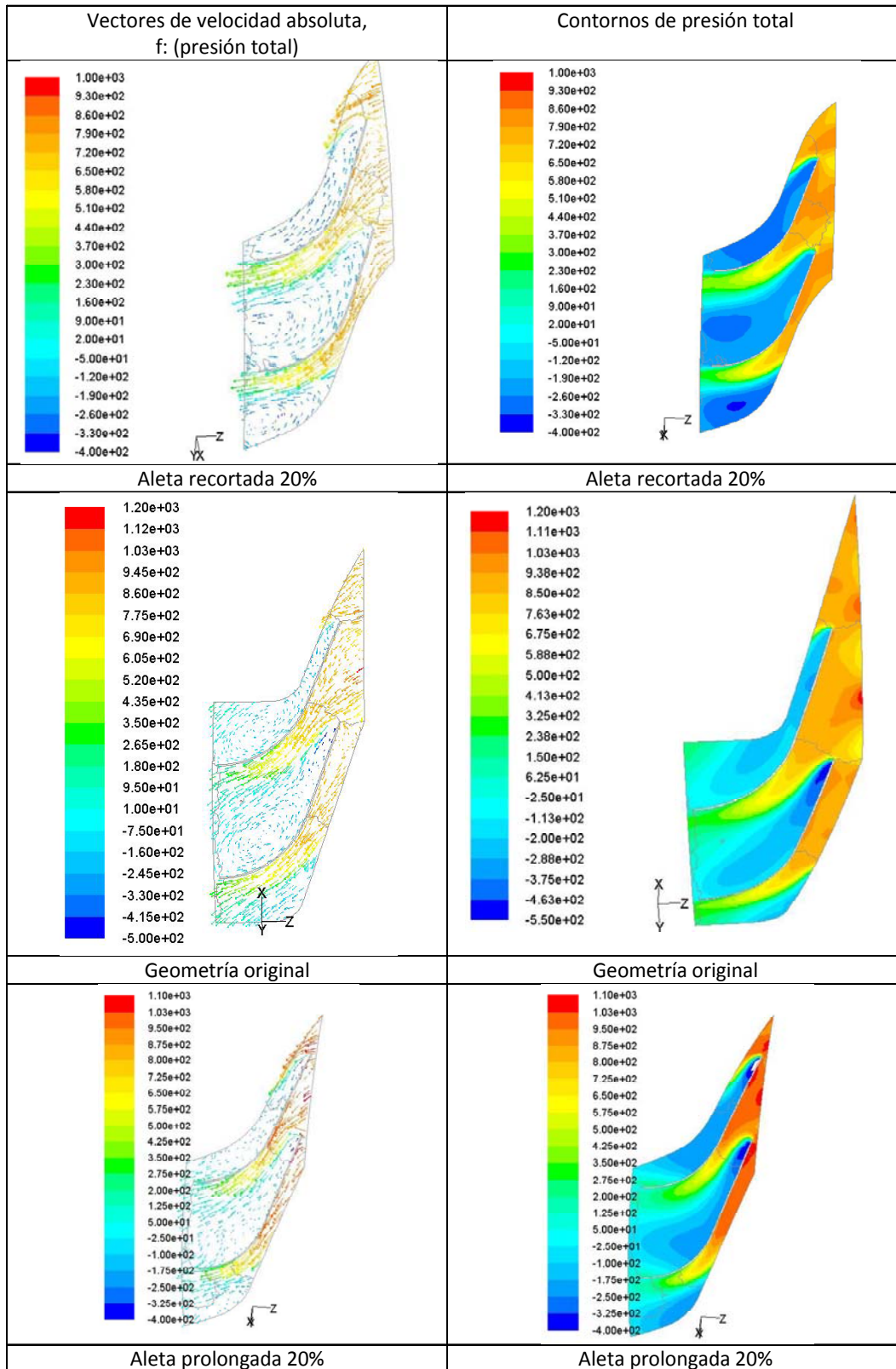


Figura 8.5 Vectores de velocidad y contornos de presión total. Geometrías 20x30, 20x30 Rec y 20x30 Ala, sentido inverso $\phi=-2$.

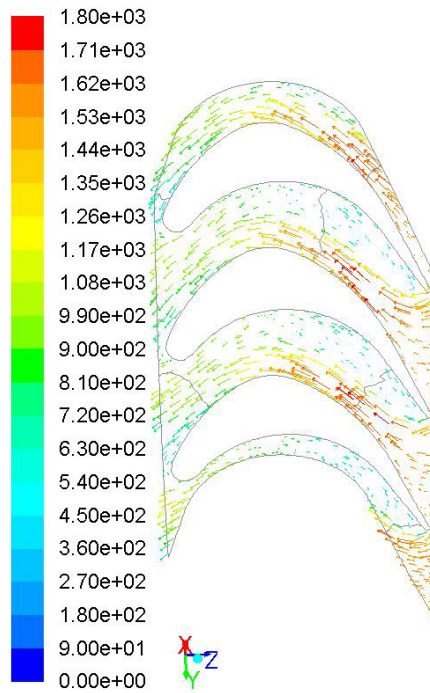


Figura 8.6 Vectores de velocidad relativa en función de la presión total para el rotor. Geometría 20x30, posición Rm y sentido inverso $\phi=-2$.

En Figura 8.5 y Figura 8.6 se observa que existe choque del fluido al circular en sentido inverso al ingresar al rotor y estator, las zonas de mayor severidad son las identificadas con colores rojos y naranjas, corresponde a las zonas de presiones totales mayores.

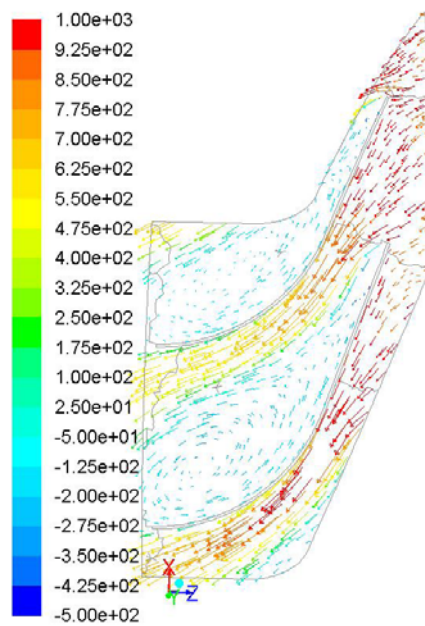


Figura 8.7 Detalle de vectores de velocidad en el estator. Geometría 20x30, posición Hub y sentido inverso $\phi=-2$.

La Figura 8.7 permite reflejar el vórtice que se produce a la salida del estator cuando el fluido circula en sentido inverso; este fenómeno se amplifica con el aumento de velocidad.

8.4 Efectos que produce la solidez del estator

Este apartado está dedicado a comprender como afecta a las prestaciones del grupo turbinado la solidez del estator. Se ha propuesto y modificado la cantidad de aletas directrices (20) que tiene la geometría original (Takao, 2011), se proponen las geometrías 18x30 y 24x30. Las cantidades escogidas surgen de la necesidad de valores divisibles en números enteros para la realización de la periodicidad en la realización del modelo numérico (Capítulo 5).

Será analizada la conveniencia en ambos sentidos de funcionamiento para optar por la solución que brinde prestaciones mejores para el ciclo completo de operación, es decir, sentido directo e inverso.

La teoría indica que incrementar la cantidad de elementos del estator brindará un mejor guiado en sentido de funcionamiento directo. En contrapartida, mayor cantidad de aletas directrices genera mayor superficie de contacto con el fluido y esto se traduce en pérdidas por rozamiento mayores.

8.4.1 Parámetros característicos de operación

Se presenta la comparativa de los parámetros adimensionales C_A y C_T en sentido directo para las tres geometrías que analizan la solidez del estator (20x30, 18x30 y 24x30). Donde es posible identificar que la geometría 24x30 genera un coeficiente de par (C_T) levemente superior a las otras geometrías, se atribuye este pequeño aumento a una mejora en el guiado del estator lo que reduce las pérdidas por choque y beneficia al funcionamiento del rotor, Figura 8.8.

En el sentido de funcionamiento directo la geometría 24x30 presenta para C_A valores de hasta un 6% mayores que a las otras dos geometrías, el efecto es producto del rozamiento y debido al aumento de velocidad por estrechamiento de la sección de paso como consecuencia del mayor cantidad de aletas directrices; este último hecho hace que existan más zonas de desprendimiento.

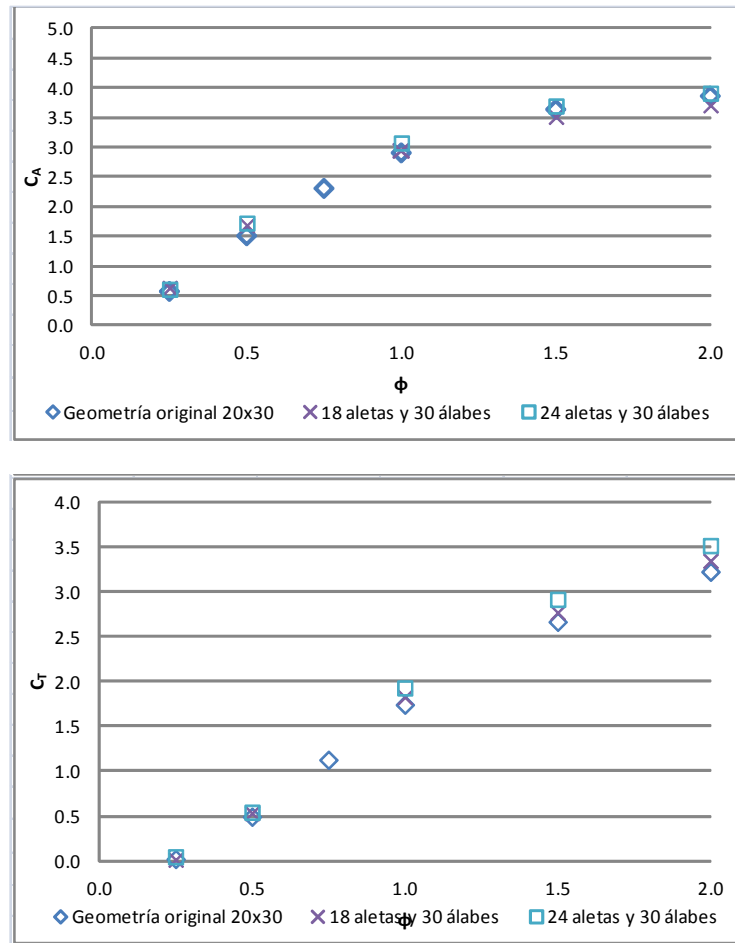


Figura 8.8 Coeficiente de potencia consumida (C_A) y Coeficiente de par (C_T) para la geometría 20x30 (Takaó, 2011) y las propuestas 18x30 y 24x30.

Respecto al coeficiente C_T la geometría 24x30 es superior entre el 9-11% para $\varphi \geq 0.5$; y esto compensa las mayores pérdidas citadas en el párrafo anterior. Así la 24x30 presenta en el rendimiento del grupo turbinado (Capítulo 3, apartado 3.5) valores superiores respecto a la geometría original, 20x30, de entre un 7-14% según se incrementa el coeficiente de caudal, $\varphi \geq 0.5$.

No se presentan en la Figura 8.8 los valores en el sentido inverso porque el comportamiento de C_A y C_T son muy próximos en las tres geometrías comparadas en este apartado.

8.4.2 Análisis del guiado del flujo

Se compara el comportamiento del flujo para las tres geometrías que analizan la solidez del estator (20x30, 18x30 y 24x30), se estudia ambos sentidos de circulación, Figura 8.9.

La interpretación de las figuras y la incertidumbre de los datos (+0.5° a 1.5°) es coincidente con lo descrito en Apartado 8.3.2.

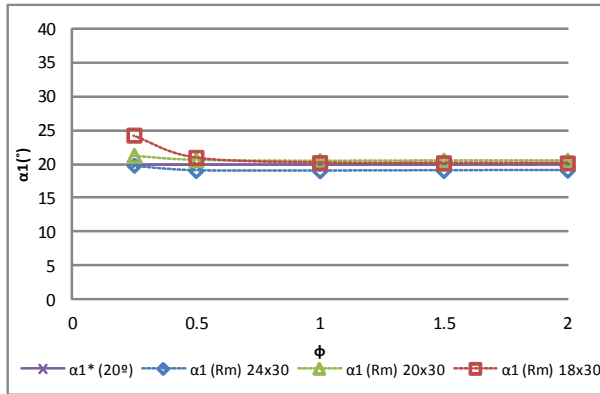


Fig. a): Ángulos α_1 corona-rotor, sentido Directo

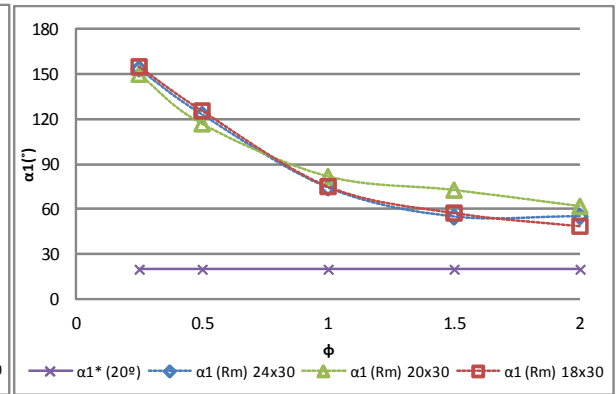


Fig. h): Ángulos α_1 corona-rotor, sentido Inverso

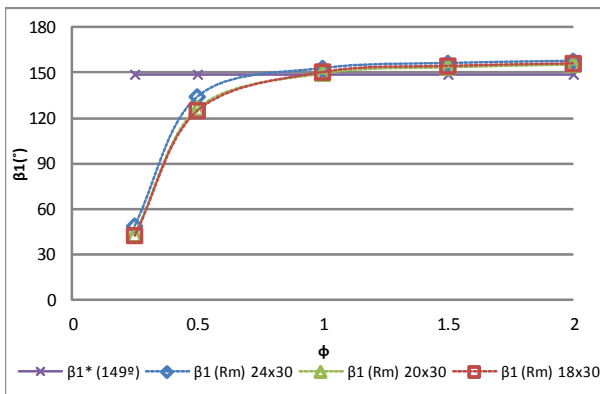


Fig. b): Ángulos β_1 corona-rotor, sentido Directo

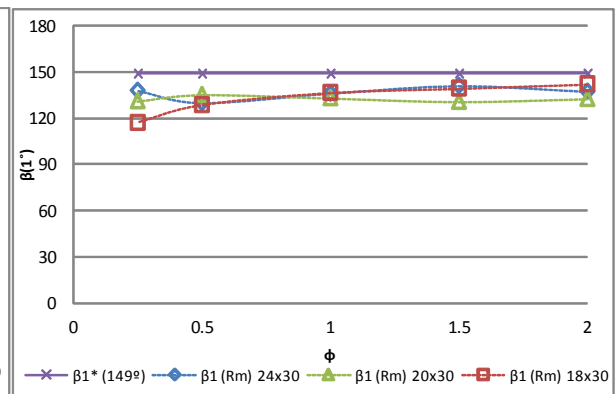


Fig. g): Ángulos β_1 corona-rotor, sentido Inverso

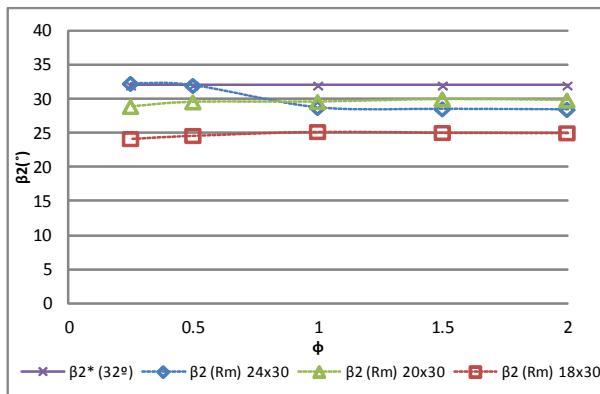


Fig. c): Ángulos β_2 rotor-salida, sentido Directo

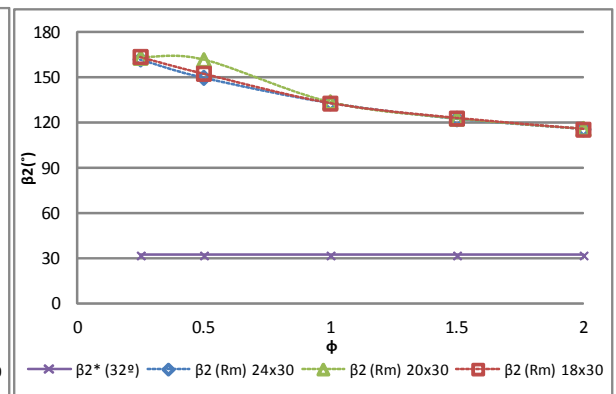


Fig. f): Ángulos β_2 rotor-salida, sentido Inverso

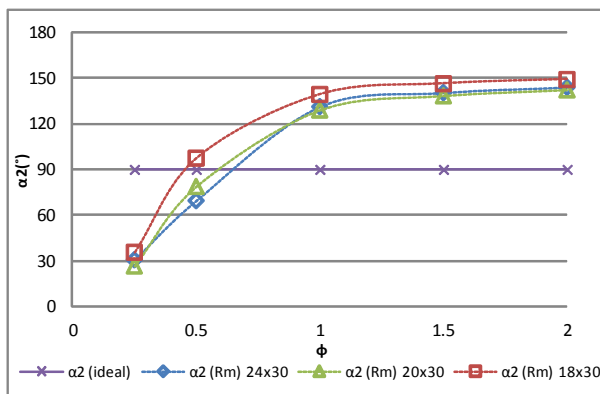


Fig. d): Ángulos α_2 rotor-salida, sentido Directo

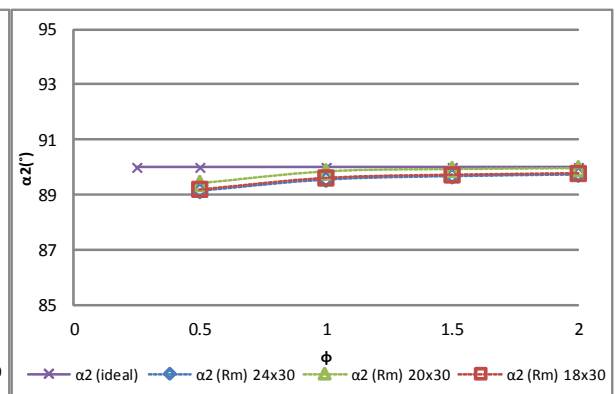


Fig. e): Ángulos α_2 rotor-salida, sentido Inverso

Figura 8.9 Ángulos de guiado para la geometría 20x30 (Takao, 2011) y las propuestas 18x30 y 24x30.

Se presenta la interpretación de cada uno de los ángulos de la Figura 8.9, primeramente los cuatro ángulos en sentido directo (DIR) y luego en sentido inverso (INV):

Ángulo α_1 (DIR), Fig. a): Excelente guiado del fluido a través de las coronas directrices para las tres geometrías comparadas y para todos los $\varphi \geq 0,5$. Para 24x30 existe una diferencia máxima de $<1^\circ$ respecto al ángulo teórico; mientras que para 20x30 y 18x30 esta es $<2^\circ$. Esto es consecuencia que la 24x30 posee un mayor número de aletas.

Para el análisis particular de cada turbina, el guiado más uniforme en los tres superficies cilíndricas que cortan al álabe (Hub, Rm y Tip) es para 24x30, también se deduce que el motivo es tener una solidez mayor en la corona directriz. La comparativa de esos planos indica que la medición en Tip es la que presenta la diferencia mayor, siendo ésta aún de excelente calidad de guiado y $<3^\circ$, Figura 8.10.

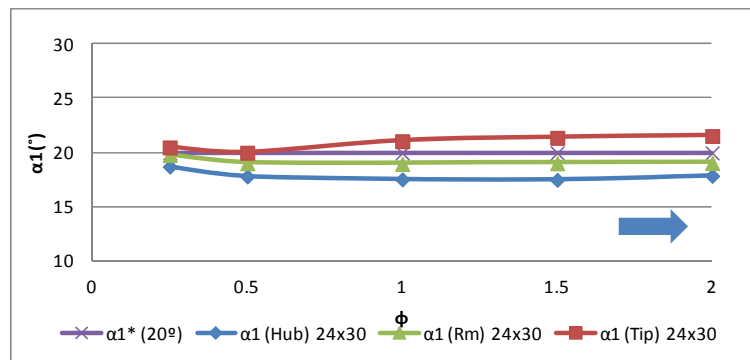


Figura 8.10 Ángulo absoluto de guiado del flujo en el estator para la geometría 24x30; comparativa según secciones cilíndricas (Hub, Rm y Tip).

Ángulo β_1 (DIR), Fig. b): Las tres geometrías poseen un ángulo de incidencia adecuado a partir de velocidades de $\varphi \geq 1$, promedio de las diferencias $<6.5^\circ$. Encontrándose la máxima diferencia en este rango de valores y para las tres geometrías en $\varphi=2$; siendo sus valores siempre $\leq 8.5^\circ$ respecto al ángulo teórico, $\beta_1^*=149^\circ$. Cuando las velocidades son muy bajas, $\varphi \leq 0.5$ la incidencia del flujo empeora.

Ángulo β_2 (DIR), Fig. c): Las tres geometrías poseen un guiado homogéneo para los cinco valores de φ simulados, con ángulos promedios igual a 29° (24x30),

30° (20x30) y 25° (18x30), ésta última presenta la mayor diferencia con el ángulo teórico (32°).

Ángulo α_2 (DIR), Fig. d): Para $0.5 \leq \varphi < 0.7$ el funcionamiento de la turbina se aproxima al ángulo ideal (90°), a partir de $\varphi \geq 1$ el flujo abandona el rotor con un ángulo de tendencia más estable cuyos valores se encuentran entre 130° y 150° para las tres geometrías analizadas.

En sentido inverso se observa:

Ángulo α_2 (INV), Fig. e): No existe guiado (aletas directrices) en este sentido, entonces el ángulo es 90° para todas las velocidades y para cada una de las geometrías. Se excluye del análisis el punto correspondiente a $\varphi=0.25$ por presentar las simulaciones valores no representativos.

Ángulo β_2 (INV), Fig. f): Como era de esperar en los tres casos de análisis los comportamientos son casi idénticos, como consecuencia que es el mismo rotor, y también se pretendía existiera choque del fluido en el ingreso al rotor. Los valores de los ángulos están entre 115°, para $\varphi=-2$, y de hasta 160° en φ muy pequeños.

Ángulo β_1 (INV), Fig. g): Las diferencias no son significativas entre las geometrías. En 20x30 el promedio para todas las velocidades es de 132,4°, respecto al ángulo teórico (149°). En las otras 2 geometrías, 24x30 y 18x30, los valores son: 132,5° y 132,7° respectivamente. Estos valores descienden a medida que baja la velocidad (valores de 140° a 120°), siendo las tres geometrías de comportamiento similar.

Ángulo α_1 (INV), Fig. h): En la salida del rotor las velocidades altas de $\varphi \geq 1.5$, cuyos valores de ángulos oscilan entre 50-60° respecto al $\alpha_1^*=20^\circ$ (teórico), no causan tanto desperfecto en el guiado como las velocidades inferiores. Estas últimas los ángulos del flujo se alejan mucho más del geométrico, obteniendo de esta forma el resultado buscado en sentido inverso.

8.4.3 Análisis de pérdidas

En la Figura 8.11 se representa el porcentaje de pérdidas en el estator, comparando las geometrías 20x30 y 24x30; diferenciando por colores los diferentes valores del coeficiente de caudal (φ). Las figuras se obtuvieron a través

de las Ecuaciones 7.1-7.4 (capítulo 7). Se ha decidido excluir de esta comparación la geometría 18x30 pues la modificación de sólo 2 aletas directrices en la solidez del estator no permite en las figuras apreciar las pequeñas diferencias que se producen. Se estudia el comportamiento en el sentido de avance del fluido para ambos sentidos, sentido directo (DIR) e inverso (INV) de circulación.

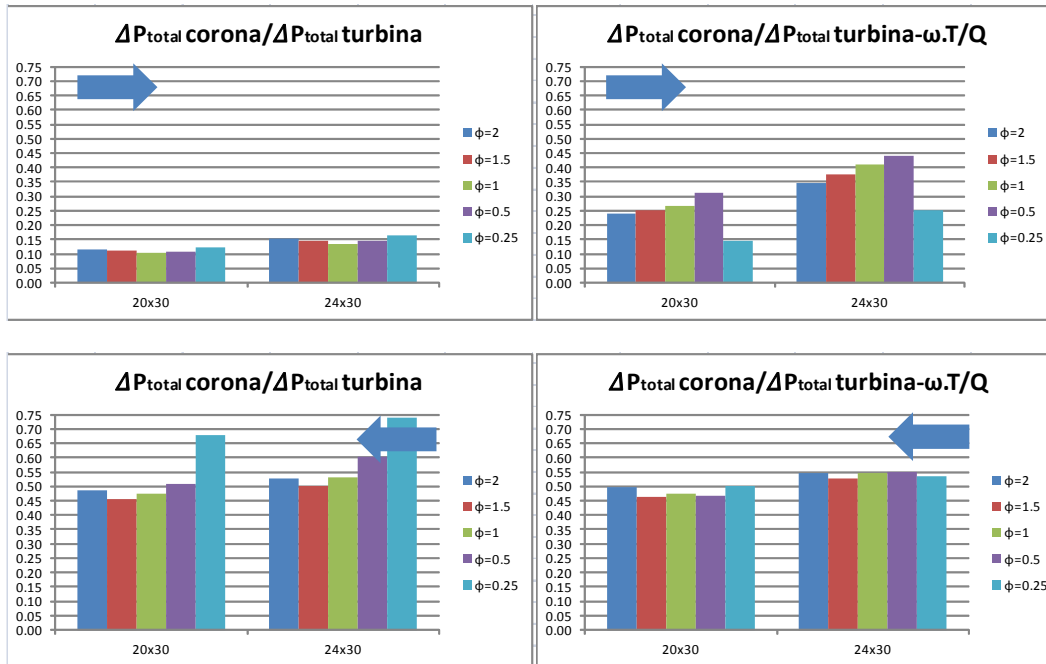


Figura 8.11 Diferencias porcentuales de presión total en la corona para 20x30 y 24x30. Sentido directo (DIR) e inverso (INV).

La Figura 8.11 permite identificar que las pérdidas poseen tendencia similar en ambas geometría, en la corona son mayores para la geometría 24x30, siendo el valor promedio para todos los ϕ de 14.9% del total, mientras que para 20x30 son sólo del 11.2%; este incremento lo explica la mayor superficie que le proporcionan a la geometría cuatro aletas adicionales, que acarrea en sentido directo un aumento de las pérdidas por rozamiento.

Para el análisis del sentido inverso (INV) en el rango de $\phi \leq -0.5$ el porcentaje pasa de 48.1% en la 20x30 a 54.0% para 24x30; indica que esta última geometría produce un choque mayor en el estator cuando el fluido circula en INV, efecto que beneficia las prestaciones del rendimiento general del grupo turbinado, como se expondrá al final de este capítulo.

8.4.4 Análisis de contornos de velocidades

Comparativa de comportamiento entre geometría original 20x30 (Takao, 2011) y las geometrías realizadas para el estudio de la solidez del estator (18x30 y 24x30). Se analiza el comportamiento en la corona para el sentido directo, $\varphi=2$, y para el sentido inverso, $\varphi=-2$.

Se han escogido estas velocidades extremas para permitir visualizar mejor las pequeñas diferencias que se producen en las geometrías, respetando igual escala en todas las geometrías comparadas.

La Figura 8.12 permite observar la relación que existe entre los gradientes de presiones (energía), y la solidez del estator, así la geometría 24x30 es la que posee el diferencial mayor en los contornos de presión total, que se traduce en las pérdidas producidas en este elemento. Este efecto se aprecia también en las figuras de la columna izquierda, representado por los vectores de velocidad, donde una menor cantidad de aletas directrices se traduce en diferenciales de presión de mayor uniformidad en el estator, pero un guiado de menor calidad.

Analizando el comportamiento del fluido en sentido inverso, y comparando la entrada con la salida, se evidencia que el diferencial de presiones aumenta directamente proporcional a la solidez del estator. Este efecto es consecuencia que los conductos de paso entre aletas son de menor tamaño, generando mayor restricción al paso del fluido.

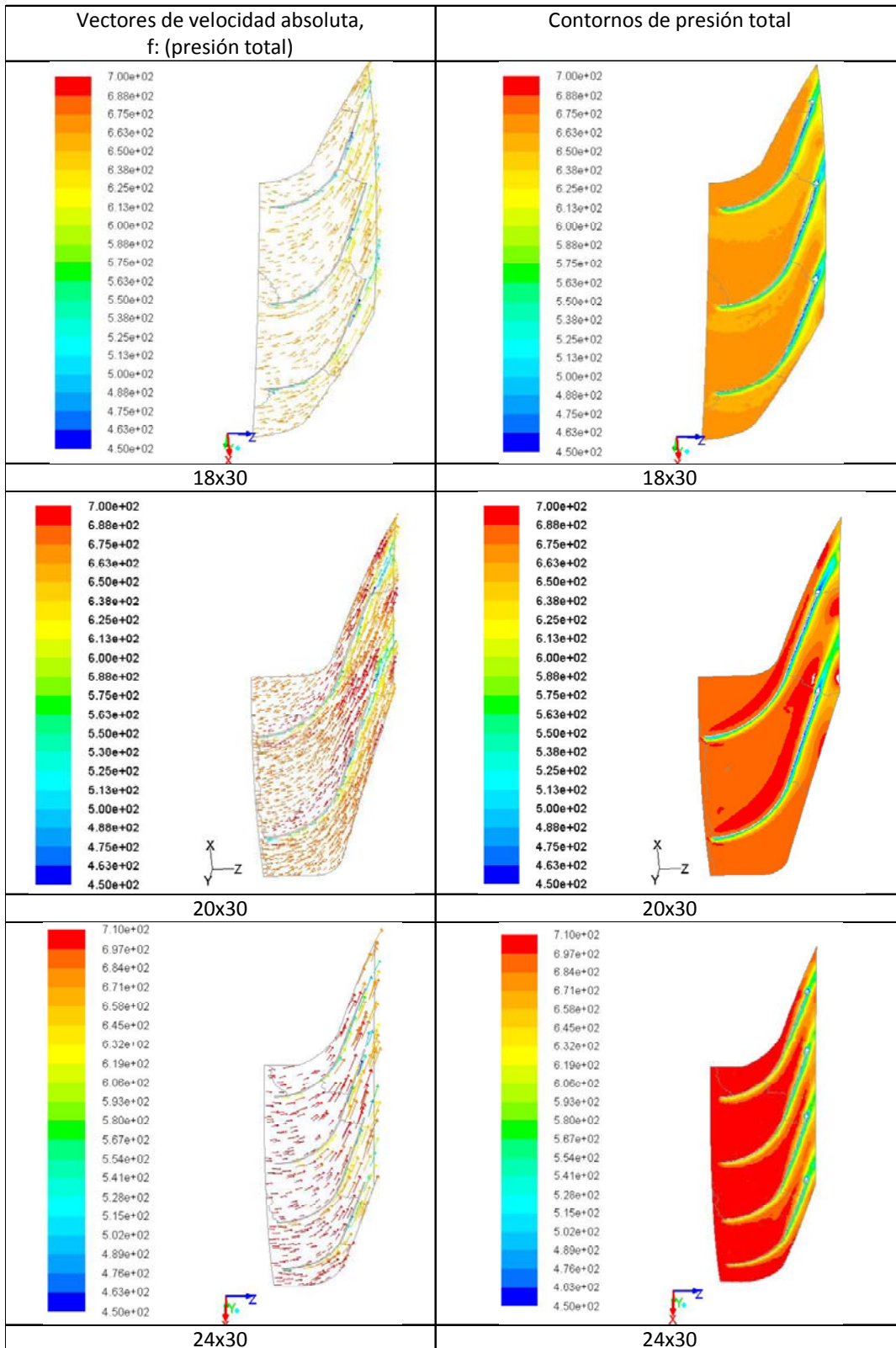


Figura 8.12 Vectores de velocidad y contornos de presión. Geometrías 20x30, 18x30 y 24x30, sentido directo $\phi=2$.

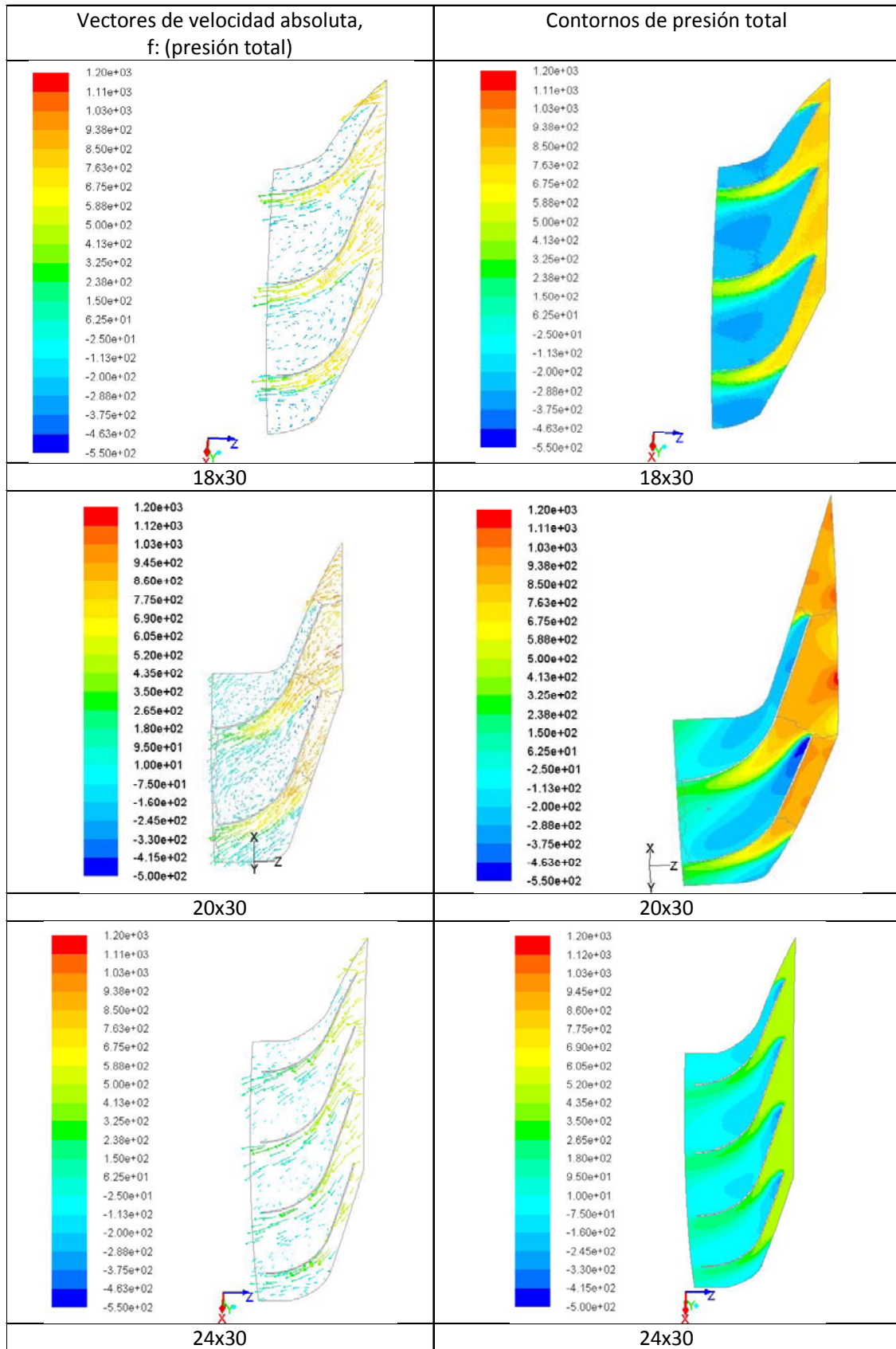


Figura 8.13 Vectores de velocidad y contornos de presión. Geometrías 20x30, 18x30 y 24x30, sentido inverso $\phi=-2$.

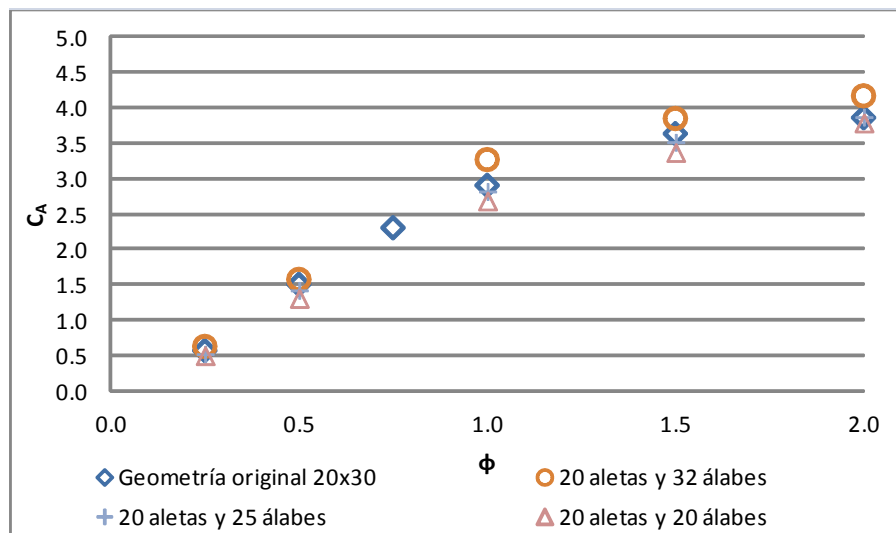
8.5 Efectos que produce la solidez del rotor

Finalmente se analiza como son afectadas las prestaciones del grupo turbinado por la solidez del rotor. Se ha propuesto modificar la cantidad de álabes (30) que tiene la geometría original (Takao, 2011); se propone las geometrías siguientes 20x32, 20x25 y 20x20. Aquí también será analizado el funcionamiento en ambos sentidos de circulación.

La teoría indica que incrementar la cantidad de elementos del rotor los canales de paso tendrán menor sección lo que producirá un aumento de las velocidades, además un mayor número de elementos mejorará el guiado del flujo. Teniendo en cuenta estos dos aspectos se espera que el par producido por el rotor sea mayor. Sin embargo, este incremento de la velocidad, además del aumento de superficies sólidas, provocará mayores pérdidas por fricción.

8.5.1 Parámetros característicos de operación

Se presenta la comparativa de los parámetros adimensionales C_A y C_T en sentido directo de funcionamiento para las 4 geometrías que analizan la solidez del rotor (20x30 , 20x32, 20x25 y 20x20), Figura 8.14.



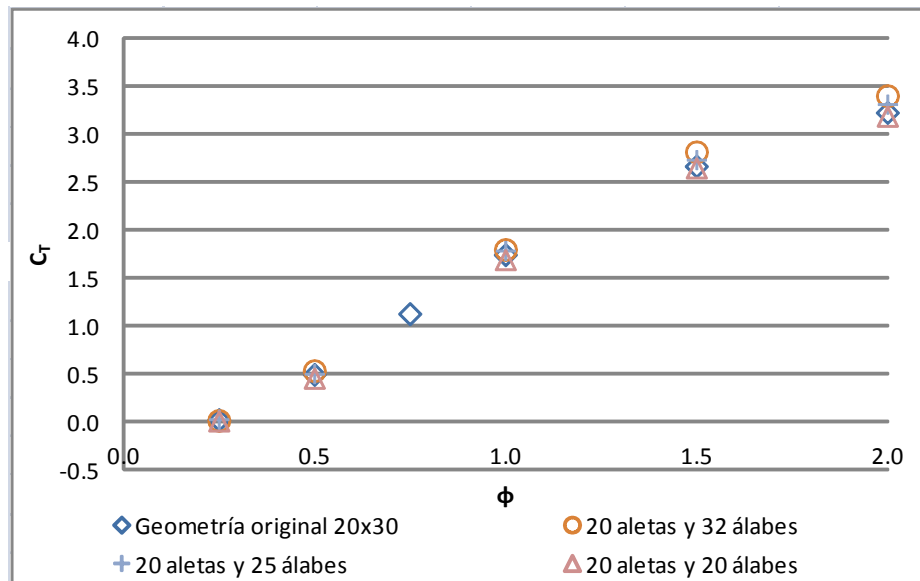


Figura 8.14 Coeficiente de potencia consumida (C_A) y Coeficiente de par (C_T) para la geometría 20x30 (Takao, 2011) y las propuestas 20x32, 20x25 y 20x20. Sentido directo.

En la Figura 8.14 se identifica que en sentido directo (DIR) la geometría 20x32 genera un coeficiente de potencia consumida (C_A) ligeramente superior y a su vez la 20x20 el menor de las 4 geometrías comparadas. La figura refleja claramente que el coeficiente C_A es directamente proporcional a la cantidad de elementos y se hace más evidente a simple vista para $\phi \geq 1$.

Es decir los valores de C_A crecen con el incremento de solidez del rotor; estas diferencias al comparar la geometría original 20x30 son del 3-5% respecto a la 20x25 y del 5-8% si se compara con la 20x32.

Respecto al coeficiente de par (C_T) se aprecian pequeñas diferencias aunque de cierta importancia. Se puede observar que el par producido, C_T , aumenta con la solidez del rotor. Así la 20x25 es menor, un 3% que la 20x30; y ésta última menor un 6% respecto a 20x32.

8.5.2 Análisis del guiado del flujo

Se ha comparado el comportamiento del flujo para las tres geometrías que analizan la solidez del rotor (20x30 original, 20x32 y 20x25), se estudia ambos sentidos de circulación, Figura 8.15. Se ha excluido la geometría 20x20, también simulada, para evitar exceso de información en la figura que impida diferenciar a otras configuraciones más significativas, 20x25. La interpretación de las figuras es coincidente con lo descrito en Apartado 8.3.2.

Seguidamente se presenta la explicación de cada uno de los ángulos de la Figura 8.15, primeramente los cuatro ángulos en sentido directo (DIR) y luego en sentido inverso (INV):

Ángulo α_1 (DIR), Fig. a): Existe un muy buen guiado para todos los φ y geometrías, la diferencia entre el ángulo teórico y los simulados es $<2^\circ$.

Ángulo β_1 (DIR), Fig. b): Se observa un ángulo de incidencia adecuado para $\varphi \geq 1$ para las tres geometrías comparadas. En $\varphi = 1$ se obtiene la coincidencia del ángulo geométrico y el simulado, que está en línea con la zona donde se produce la rendimiento máximo de la turbina. Para los valores de bajas velocidades $\varphi \leq 0.5$ este ángulo se aleja del valor geométrico (149°) pues el flujo no logra acompañar y seguir el perfil propuesto por los álabes. Esto provocará un aumento de las pérdidas por choque a medida que se reduce el caudal.

Ángulo β_2 (DIR), Fig. c): Los guiados a la salida del rotor no presentan diferencias significativas entre las geometrías que se presentan en la figura, siendo las diferencias de sus respectivos promedios $\leq 4\%$. Siendo las geometrías de mayor solidez (20x30 y 20x32) son las que devuelven mejores guiados para el rango de velocidades analizadas ($0.25 \leq \varphi \leq 2$).

Ángulo α_2 (DIR), Fig. d): En todas las geometrías comparadas se obtiene la mejor aproximación al ángulo ideal ($\alpha_2 = 90^\circ$, salida sin rotación) entre $0.5 \leq \varphi < 1$; para velocidades mayores las diferencias aumentan, tendiendo a una asíntota de 130° - 140° , para $\varphi \geq 1$.

En sentido inverso se observa:

Ángulo α_2 (INV), Fig. e): No existe guiado (aletas directrices) entonces el ángulo es 90° para todas las velocidades.

Ángulo β_2 (INV), Fig. f): Se observa que cuando el fluido atraviesa la turbina en este sentido existe choque al ingreso en el rotor y por este motivo los valores de las simulaciones para todas las geometrías analizadas son muy diferentes al ángulo geométrico (32°). Los resultados de los ángulos comprendidos entre 120° - 160° . Esta pérdida de carga generada beneficia al rendimiento volumétrico porque el caudal en sentido inverso será menor y se evita desperdiciar la generación de par que se produce con el caudal circulante en sentido directo.

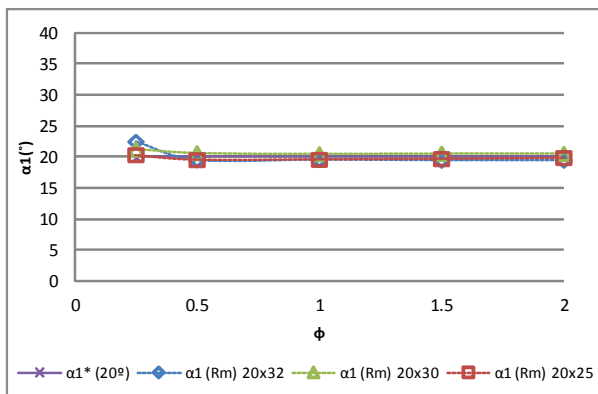


Fig. a): Ángulos α_1 corona-rotor, sentido Directo

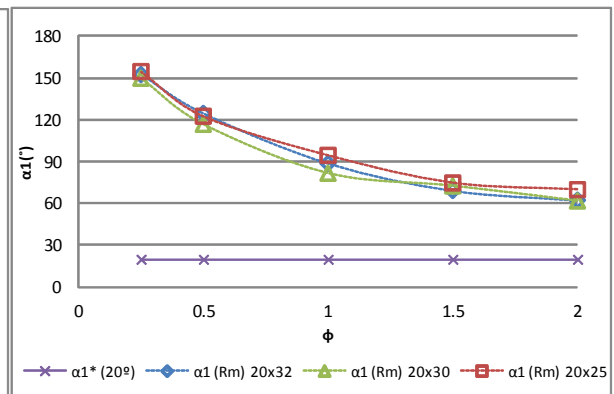


Fig. h): Ángulos α_1 corona-rotor, sentido Inverso

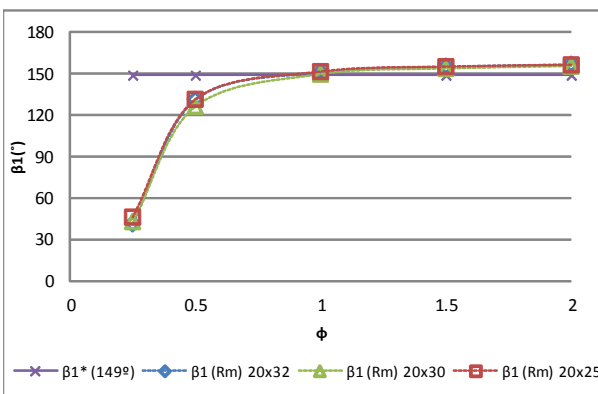


Fig. b): Ángulos β_1 corona-rotor, sentido Directo

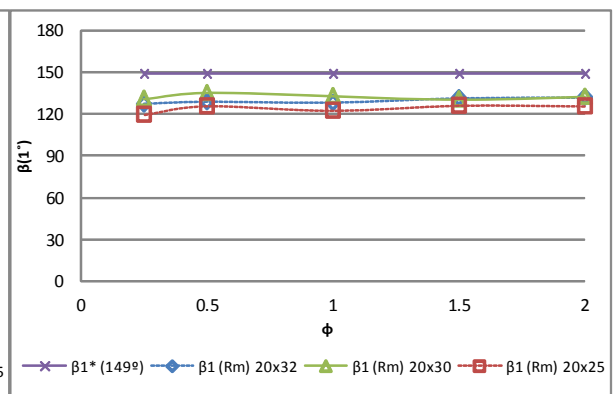


Fig. g): Ángulos β_1 corona-rotor, sentido Inverso

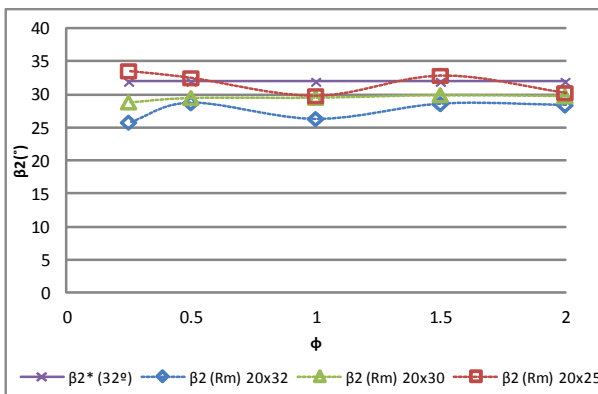


Fig. c): Ángulos β_2 rotor-salida, sentido Directo

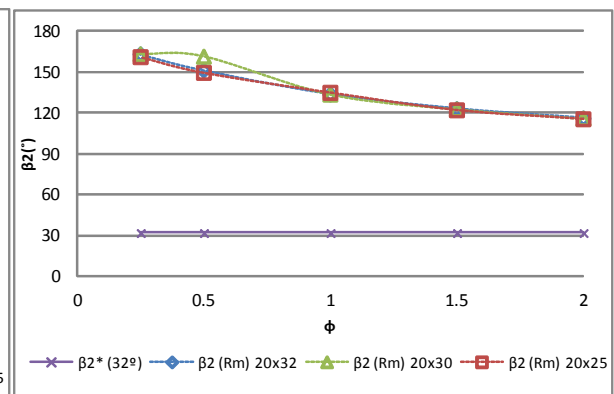


Fig. f): Ángulos β_2 rotor-salida, sentido Inverso

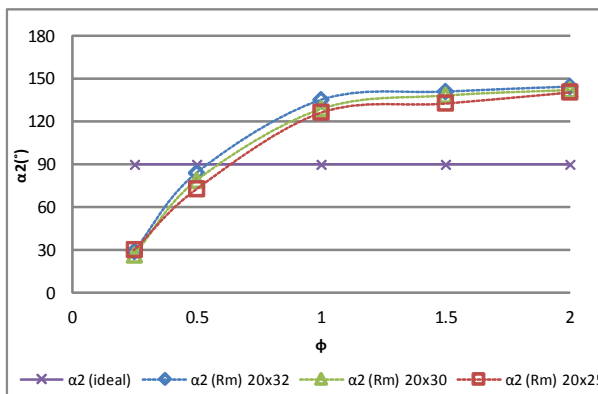


Fig. d): Ángulos α_2 rotor-salida, sentido Directo

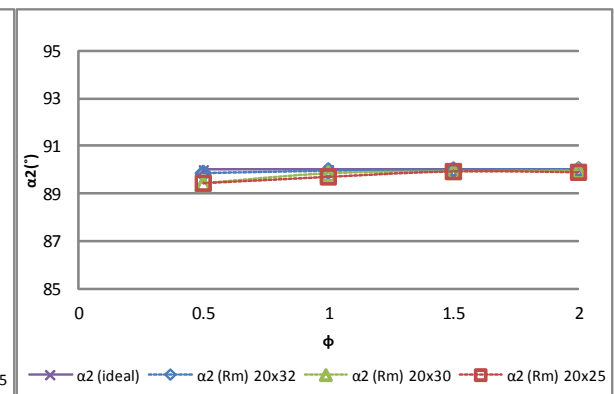


Fig. e): Ángulos α_2 rotor-salida, sentido Inverso

Figura 8.15 Ángulos de guiado para la geometría 20x30 (Takao, 2011) y las propuestas 20x25 y 20x32.

Ángulo β_1 (INV), Fig. g): Los guiados que más se aproximan al valor teórico (149°) son las geometrías 20x30 y 20x32, por poseer las solidez más altas. Las geometrías presentan valores constantes y semejantes para todos los φ , con una media de 130° .

Ángulo α_1 (INV), Fig. h): En todas las geometrías analizadas y para todas las velocidades simuladas aquí también existe choque del fluido al ingresar a la zona correspondiente a las aletas directrices. Este choque disminuye con el aumento de φ .

8.5.3 Análisis de pérdidas

En la Figura 8.16 se representa el porcentaje de pérdidas en el rotor, comparando las geometrías 20x20, 20x25 y 20x30; diferenciando por colores los diferentes valores del coeficiente de caudal (φ). Las figuras se obtuvieron a través de las Ecuaciones 7.3 y 7.4 (capítulo 7). Se ha decidido excluir de esta comparación la geometría 20x32 pues la modificación de sólo dos álabes en la solidez del rotor no permite en las figuras apreciar las pequeñas diferencias que se producen. Se estudia el comportamiento para ambos sentidos de circulación, sentido directo (DIR) e inverso (INV).

La Figura 8.16 permite identificar que para las tres geometrías el diferencial de pérdidas en el rotor decrece con la velocidad del fluido. Los mayores porcentajes son para la geometría 20x30 y menores proporcionalmente a medida que se reduce la solidez del rotor para la 20x25 y la 20x20. Así, para $\varphi=2$ el valor de 20x30 es 32%, 30% para 25x20 y 28% para 20x20. También en $\varphi=1$ se repite la misma tendencia y para 20x30 es de 22% y de 18% y 16% para las otras mismas geometrías.

En la columna derecha de ésta figura, que excluye la generación de energía útil en el rotor. Los diferentes coeficientes de caudal permiten identificar los valores promedios para cada geometría; entonces para $\varphi \geq 0.5$ el valor promedio de 20x30 es 26.0% de pérdidas en el rotor, y respectivamente de 21.6% para 20x25 y de 20.3% en 20x20.

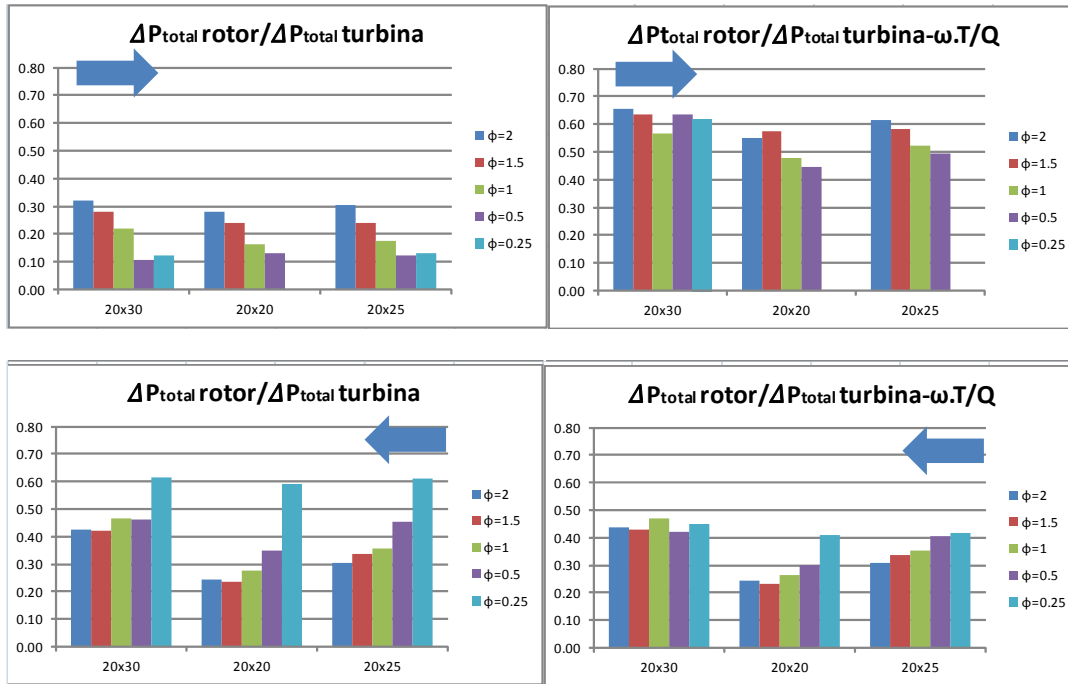


Figura 8.16 Diferencias porcentuales de presión total en el rotor para 20x30 y las geometrías propuestas 20x20 y 20x25. Sentido directo (DIR) e inverso (INV).

Para el análisis del sentido inverso (INV) en el rango de $\phi \leq -0.5$ el porcentaje pasa de 44.4% en la 20x30 a 36.4% para 20x25 y se reduce aún más para 20x20, siendo de 27.7%. Esto indica que el aumento de solidez produce más choque en el rotor cuando lo hace en sentido inverso, efecto que beneficia las prestaciones del grupo turbinado.

8.5.4 Análisis de contornos de velocidades

Comparativa de comportamiento entre geometría original 20x30 (Takao, 2011) y las geometrías realizadas para el estudio de la solidez del rotor (20x30, 20x20, 20x25 y 20x32). Se analiza el comportamiento en la corona para el sentido directo, $\phi=2$, y para el sentido inverso, $\phi=-2$. Se han escogido estas velocidades extremas para permitir visualizar mejor las pequeñas diferencias que se producen en las geometrías, respetando igual escala en todas las geometrías comparadas.

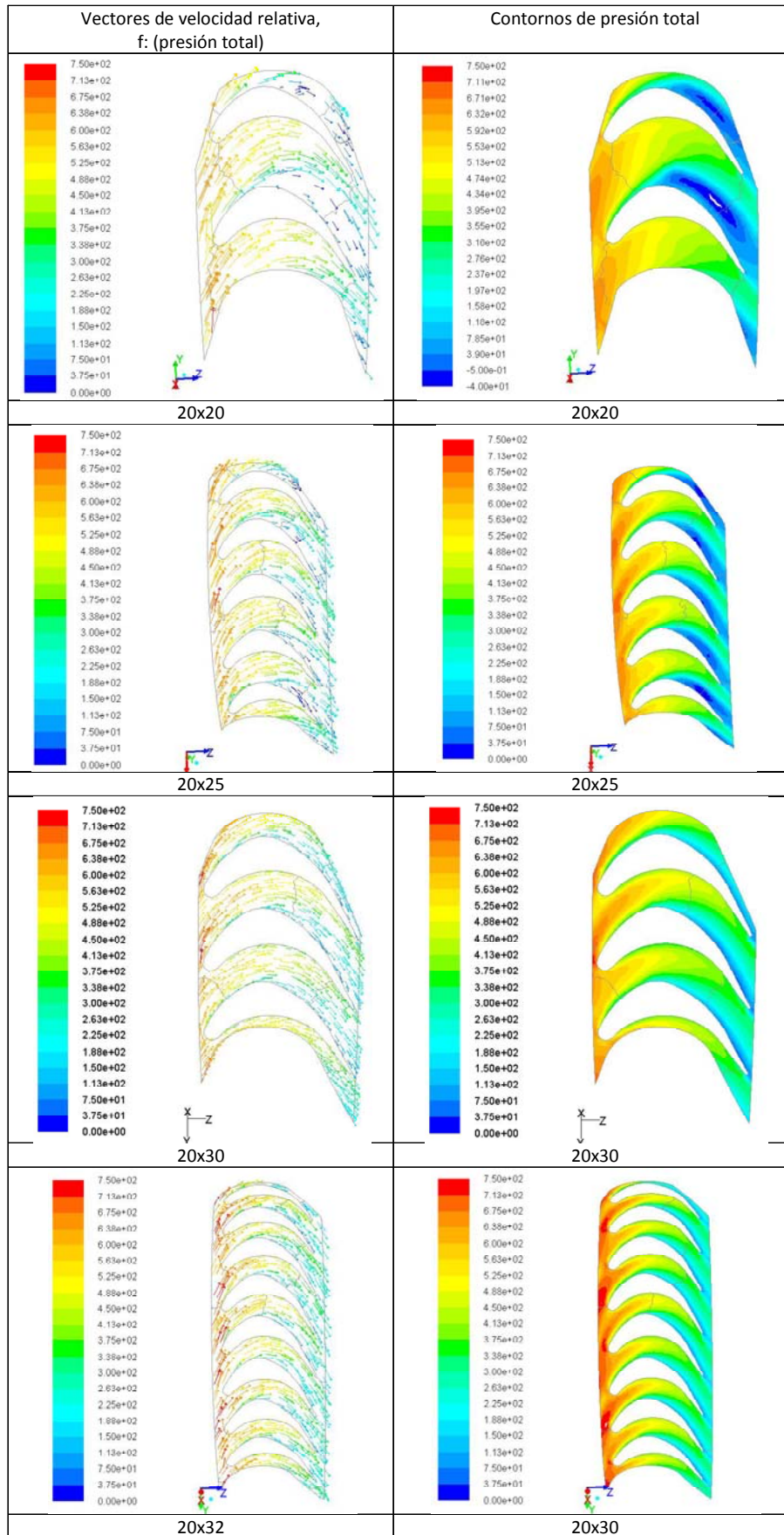


Figura 8.17 Vectores de velocidad y contornos de presión. Geometrías 20x30, 20x20, 20x25 y 20x32, sentido directo $\phi=2$.

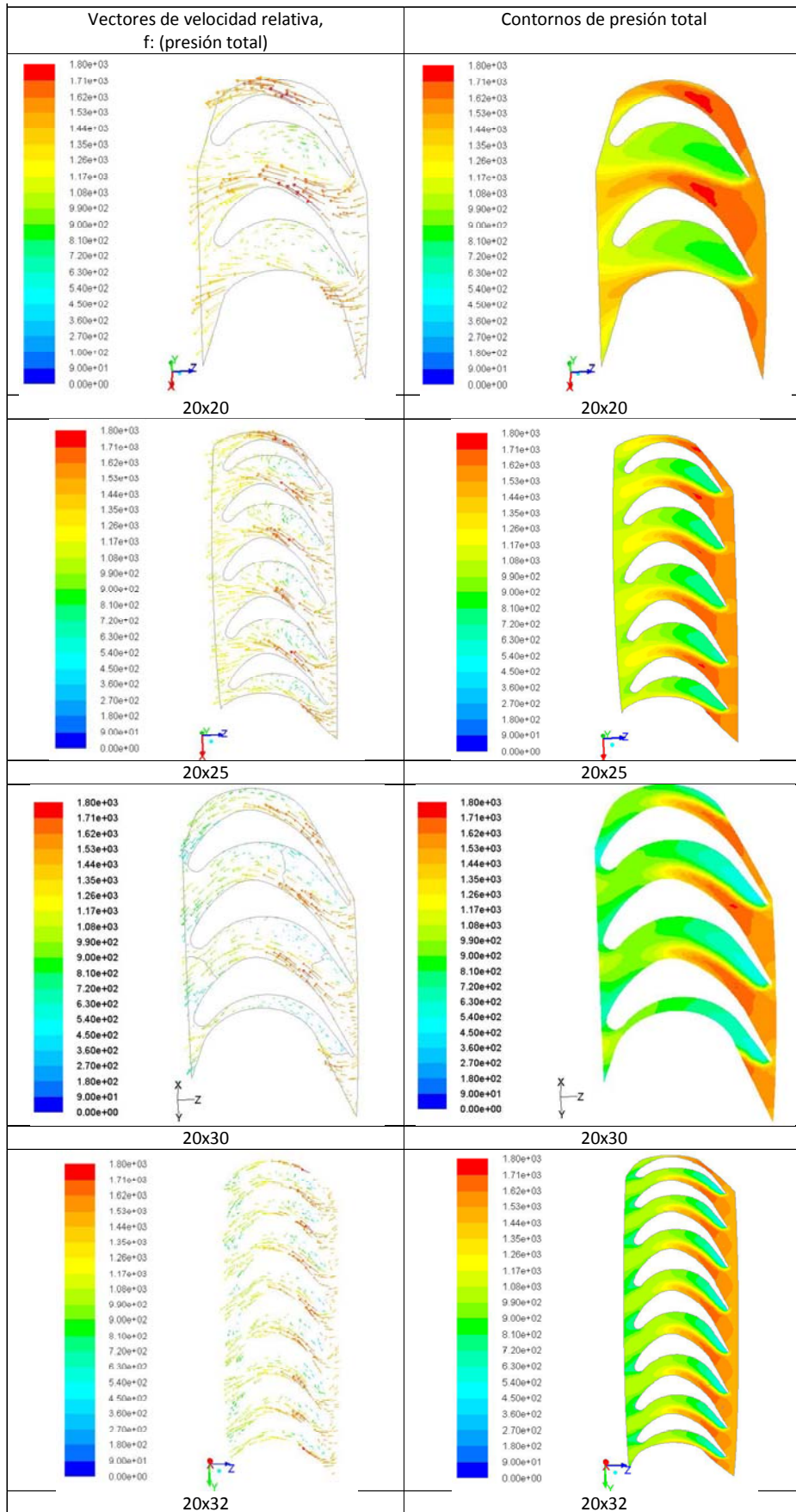


Figura 8.18 Vectores de velocidad y contornos de presión. Geometrías 20x30, 20x20, 20x25 y 20x32, sentido inverso $\phi=-2$.

La Figura 8.17 permite observar que los valores del diferencial de presión entre la entrada y la salida guardan relación directa con la solidez del rotor; así las geometrías 20x30 y 20x32 son las que poseen las zonas de valores mayores de diferencial de presión entre entrada y salida para los contornos de presión total. Este efecto se aprecia también en las figuras de la columna izquierda; aquí se identifica que los vectores de velocidad en esas geometrías de mayor solidez poseen menor desprendimiento en la salida del rotor, al ser los conductos de paso de menor sección.

También en esta comparativa (Figura 8.17) se aprecia el efecto del desprendimiento del flujo en las geometrías de menores solidez (20x20 y 20x25). A través del canal se observa cómo el fluido va perdiendo energía (representado por la presión total), esto es más fuerte en la zona del desprendimiento, donde el guiado se aleja de la directriz propuesta. Este efecto disminuye a medida que las geometrías aumentan la solidez porque el aumento de álabes conlleva un mejor guiado reduciéndose las zonas de desprendimiento, según se aprecia en las geometrías 20x30 y 20x32.

Analizando el comportamiento del fluido en sentido inverso en la Figura 8.18 se observa que los diferenciales de presión en la salida del rotor son inferiores para las geometrías de solidez mayor; este efecto es producto de que los canales de paso entre álabes son de menor tamaño y generan mayor rozamiento con las paredes de los álabes cuando el fluido atraviesa el rotor.

En 20x20, geometría de menor solidez, el fluido atraviesa el elemento produciendo el menor diferencial de presión; efecto indeseado en sentido inverso, donde se busca generar una gran resistencia de paso para aumentar el rendimiento volumétrico. Ese efecto lo genera prioritariamente el estator, aguas abajo, pero que en esta comparativa es el mismo en todos los casos. En contrapartida, un efecto deseado que se produce en 20x20 como consecuencia de una menor solidez es el desprendimiento del flujo en la zona de baja presión del álabe.

8.6 Comparativa de prestaciones

Para concluir el capítulo se presentan las figuras comparativas de los rendimientos de las geometrías más significativas que permiten evidencias como se complementan los efectos de beneficios y desventajas que cada una produce al considerar el sistema en su conjunto y con el funcionamiento completo del ciclo, directo e inverso, (metodología descrita en el apartado 3.5 del Capítulo 3).

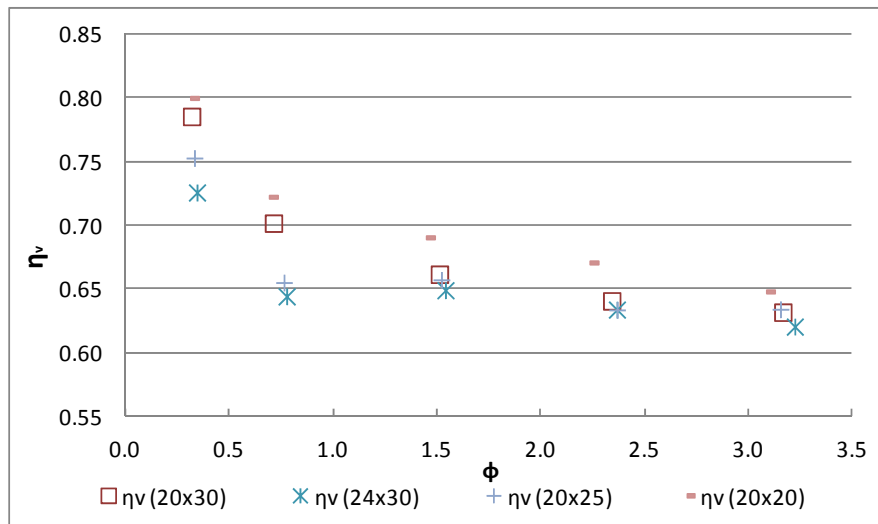


Figura 8.19 Rendimiento volumetrico. Comparación de las configuraciones: 20x30, 24x30, 20x25 y 20x20.

En la Figura 8.19 se muestra el comportamiento del rendimiento volumétrico para las cuatro geometrías comparadas; los valores promedios, para cada geometría y rango de ϕ analizado, oscilan entre el 65-71% y los valores extremos son de 80% y 62%. Siendo la 20x20 la que mejor comportamiento posee.

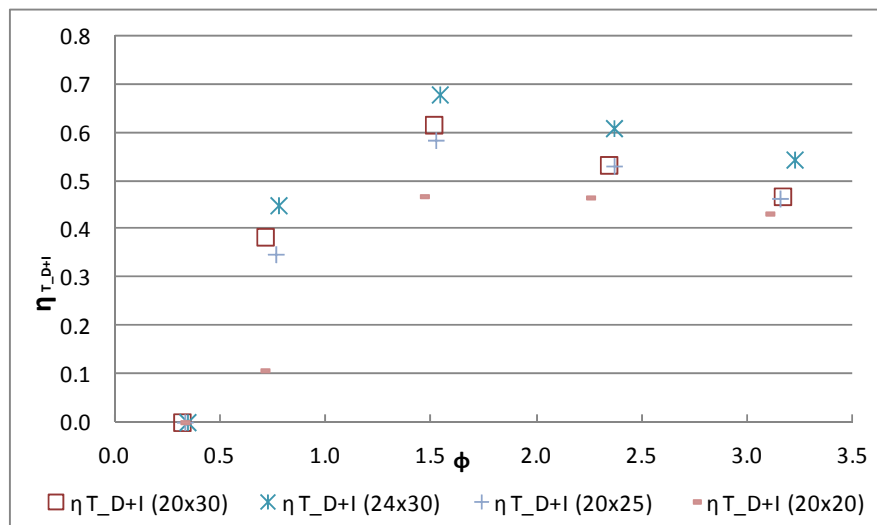


Figura 8.20 Rendimiento medio de las turbinas. Comparación de las configuraciones: 20x30, 24x30, 20x25 y 20x20.

En la Figura 8.20 se ha graficado el rendimiento medio de las turbinas; este considera el par generado por las 2 turbinas que conforman el sistema, $\bar{\eta}_{T_{D+I}}$, Ecuación 3.28 (Capítulo 3).

Aquí se evidencia que la disminución de álabes en la geometría 20x20 afecta la generación de energía útil cuando la turbina funciona en sentido directo; asimismo se observa que la 24x30 es la que obtiene los valores ligeramente mayores.

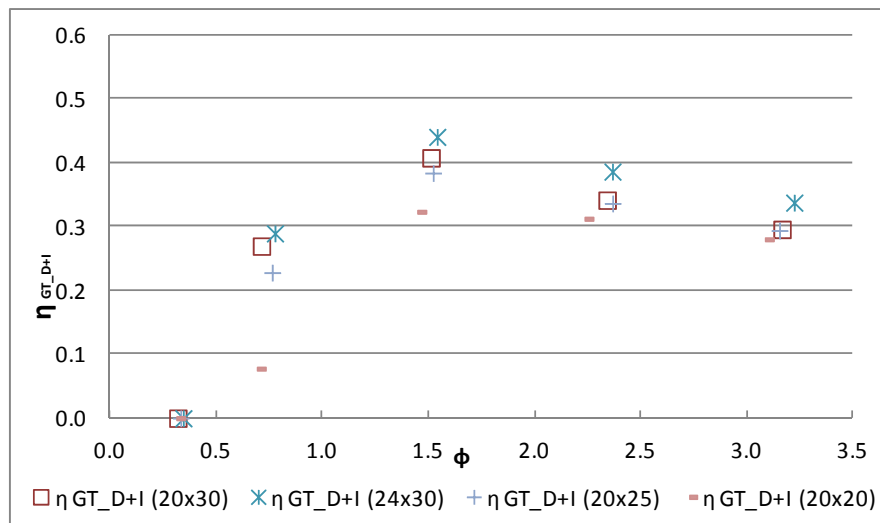


Figura 8.21 Rendimiento medio del sistema. Comparación de las configuraciones: 20x30, 24x30, 20x25 y 20x20.

Finalmente en la Figura 8.21 se ha graficado el rendimiento medio del sistema, $\bar{\eta}_{GT_{D+I}}$, Ecuación 3.29 (Capítulo 3). Se mantiene la tendencia mostrada en la Figura 8.20 y la geometría 24x30 sigue siendo la más conveniente. Además se observa que las diferencias entre las otras geometrías se estrecharon por la compensación que se produce al intervenir el rendimiento volumétrico en el cálculo del rendimiento general del grupo turbinado.

8.7 Conclusiones

En este capítulo se ha comparado la geometría de (Takao, 2011) con otras siete geometrías realizadas para interpretar la influencia que producen en el rendimiento alteraciones específicas en diferentes zonas de la turbina. Las modificaciones de diseño se han realizado individualmente para que las prestaciones particulares no se enmascaren por superposición de efectos.

En todos los casos los mallados de los diferentes modelos son equivalentes, tanto en su tamaño, morfología y estructura como en su calidad, para que sus comparaciones sean adecuadas.

Del análisis de los diferentes efectos que las modificaciones han producido se obtiene que el incremento de longitud en las aletas directrices (20x30 Ala) produce un guiado de mayor calidad, pero en contrapartida incrementan las pérdidas, C_A .

El análisis de flujo referido a la solidez del estator y del rotor ha puesto de manifiesto que la principal fuente de pérdidas en el sentido directo es el rotor; sin embargo al estudiar el sentido inverso es el estator el que genera las pérdidas mayores en todas las configuraciones.

También los vectores de velocidad y contornos de presión fueron útiles para interpretar que los rotores de menores solidez (20x20 y 20x25) benefician al rendimiento volumétrico del grupo turbinado; en contrapartida repercute negativamente en la generación de energía útil. Asimismo a solidez mayores en el rotor se obtiene un coeficiente de par, C_T , más grande.

Se ha comprobado que la relación entre las pérdidas de energía en el sentido directo e inverso es un punto delicado para el rendimiento volumétrico. En cada una de las ocho (siete más la original) geometrías se ha evidenciado que el sistema pierde entre un 30-35 del caudal procedente de la cámara como consecuencia del flujo que atraviesa la turbina que funciona en sentido inverso. Adicionalmente la turbina que funciona en ese sentido genera un pequeño par negativo para los coeficientes de caudal bajos, lo que disminuye el rendimiento del grupo turbinado.

Al comparar las geometrías con distintas solidez de estator y rotor se ha visto que existen turbinas que aunque con menor rendimiento en sentido directo, éstas pueden compensar este inconveniente por medio de la reducción del caudal que circula por la turbina en el sentido inverso. Esto es un beneficio para el grupo turbinado porque se dispone de mayor cantidad de flujo por la turbina que opera en sentido directo y es la generadora de par.

En referencia al guiado en sentido directo se ha verificado que las 18 aletas directrices dispuestas en la geometría 18x30 son suficientes para un correcto guiado en el estator; aunque en sentido inverso una cantidad mayor de estas ayuda a incrementar las pérdidas buscadas para disminuir el caudal en ese sentido.

El estudio de la solidez del rotor permite identificar que las geometrías 20x20 y 20x25, es decir las de solidez inferiores, son las que poseen los rendimientos volumétricos mayores. En contrapartida la disminución de la solidez del rotor repercute negativamente en la generación de energía útil cuando la turbina funciona en sentido directo.

El mayor rendimiento medio de las turbinas para el rango de coeficientes de caudales analizados fue para la geometría 24x30; esta presenta un rendimiento volumétrico del 65%, inferior a las otras, pero que aún así le permite obtener valores levemente mayores en el rendimiento medio del sistema, resultando la geometría más beneficiosa.

CAPÍTULO 9

Conclusiones

9 CONCLUSIONES

Al inicio de la memoria se ha descrito en forma sintética los elementos de un sistema OWC, indicando el funcionamiento de estas centrales.

Seguidamente se identificaron las ventajas de las turbinas de impulso axial frente a las turbina Wells, analizando en particular el sistema de turbinas gemelas axiales unidireccionales elegido para desarrollar la presente tesis.

Se han presentado los coeficientes adimensionales de par (C_T) y de potencia consumida (C_A) de las turbinas axiales y aplicando la teoría unidimensional que ha permitido identificar los ángulos de diseño óptimos ideales de aletas directrices y álabes que permiten maximizar las prestaciones.

Se ha desarrollado una metodología para el cálculo del rendimiento medio del grupo turbinado; expresando dos posibles alternativas, $\bar{\eta}_{GT_{D+I}}$ y $\bar{\eta}_{GT_{D}}$ (esta última asume nulo el par generado en sentido inverso). Presentando los resultados obtenidos al simular la geometría en estudio (Takao, 2011), que concluye que el $\bar{\eta}_{T_{D+I}} > \bar{\eta}_{T_{D}}$.

Se presenta una metodología para la selección de una turbina OWC para una geometría de cámara determinada y unas características del oleaje; donde se obtiene que los parámetros de diseño (diámetro y velocidad angular) de la turbina dependen linealmente de la relación de tamaño de la cámara, y que también existe una correspondencia de los parámetros de amortiguamiento de la cámara y de la turbina que permite que el sistema OWC funcione en condiciones óptimas.

Para simular el comportamiento del grupo turbinado se ha desarrollado un modelo numérico e indicando sus características. El mismo ha sido construido con mallas de elementos hexaédricos y tetraédricos, y se ha escogido el modelo k- ϵ Realizable para caracterizar la turbulencia.

En lo referente a la validación, el modelo simulado ha sido satisfactorio con los resultados experimentales de la bibliografía (Maeda, 2001 y Mala, 2011), siendo la tendencia de los resultados muy buenas para el coeficiente de par (C_T) y aceptables para el coeficiente de potencia consumida (C_A), donde existen diferencias en caudales elevados. Completan la validación los resultados

experimentales de Takao, 2011; en estos se ha detectado un error sistemático en que los valores presentados superan los valores máximos ideales que se obtienen al aplicar la teoría unidimensional. Entonces para su utilización, pues los autores antes citados carecen de resultados en sentido inverso de flujo, se ha propuesto una posible corrección para ambos sentidos de flujo y así se obtiene que las diferencias halladas entre estos resultados y los del modelo numérico son despreciables.

Se han presentado las gráficas en ambos sentidos de flujo de los coeficientes que caracterizan el funcionamiento, C_A , C_T y η ; para poder analizar el comportamiento del flujo de la geometría patrón simulada, correspondiente al grupo turbinado (Takao, 2011) y denominada 20x30 (20 aletas directrices y 30 álabes).

Las simulaciones evidencian que para el sentido directo de funcionamiento el rendimiento presentan valores de conjunto superiores a los obtenidos en turbinas de tipo Wells, que tienen un valor de rendimiento pico superior pero en un rango muy estrecho de funcionamiento. Complementariamente en sentido inverso se logra obtener elevadas pérdidas, que era lo deseado en la configuración de diseño para así dificultar el paso de caudal en ese sentido.

Para analizar el guiado los ángulos geométricos de diseño, de las aletas directrices y los álabes, fueron comparados con los del flujo resultante de las simulaciones.

Las simulaciones en el rotor demuestran que los resultados obtenidos al comparar el ángulo de entrada, $\beta_1^*=14^\circ$, son muy bueno a partir de $\varphi \geq 1$; y los correspondientes a la salida, $\beta_2^*=32^\circ$, tienen sólo ligeras diferencias con las simulaciones durante todo el rango de velocidades analizado. Adicionalmente para el sentido inverso el efecto buscado se logra, existiendo pérdidas por choque muy elevadas cuando el flujo atraviesa el rotor y el estator.

En el análisis correspondiente al intercambio de energía que se produce en el elemento móvil, el rotor, se observa que en sentido directo que es extraído un porcentaje elevado de energía útil en éste elemento. Por el contrario cuando el

flujo circula en sentido inverso se logra el objetivo de grandes pérdidas en el rotor y en el estator.

Finalmente se han comparado la geometría de (Takao, 2011) con otras siete geometrías derivadas de esta, de mallados equivalentes, para interpretar la influencia que producen en el rendimiento modificaciones específicas en diferentes zonas de la turbina, obteniendo los siguientes resultados:

El incremento de superficie en las aletas directrices produce un guiado de mayor calidad en el estator, pero en contrapartida incrementan las pérdidas haciéndola una elección no válida.

En el análisis de flujo referido a la solidez del estator y del rotor ha puesto de manifiesto que la principal fuente de pérdidas en el sentido directo es el rotor; sin embargo al estudiar el sentido inverso es el estator el que genera las pérdidas mayores en todas las configuraciones.

También los vectores de velocidad y contornos de presión fueron útiles para interpretar que los rotores de menores solidez benefician al rendimiento volumétrico del grupo turbinado; en contrapartida repercute negativamente en la generación de energía útil. Asimismo a solidez mayores en el rotor se obtiene un coeficiente de par más grande.

En referencia al guiado en sentido directo se ha verificado que 18 aletas directrices en el estator son suficientes para un correcto guiado; aunque en sentido inverso una cantidad mayor de estas ayuda a incrementar las pérdidas buscadas para disminuir el caudal en ese sentido.

Los resultados del rendimiento volumétrico han evidenciado que en las ocho geometrías el sistema desaprovecha entre un 30-35% del caudal para la generación de energía.

Al comparar las geometrías con distintas solidez de estator y rotor se ha visto que existen turbinas que aunque con menor rendimiento en sentido directo, pueden compensar este inconveniente por medio de la reducción del caudal que circula por la turbina en el sentido inverso. Esto es un beneficio para el grupo turbinado porque se dispone de mayor caudal para la generación de par.

El mayor rendimiento medio de las turbinas para el rango de coeficientes de caudales analizados fue para la geometría 24x30; esta presenta un rendimiento volumétrico inferior a las otras, pero que aún así le permite obtener valores levemente mayores en el rendimiento medio del sistema, resultando la geometría más beneficiosa.

CAPÍTULO 10

Bibliografía

10 BIBLIOGRAFIA

10.1 Bibliografía expresada por orden alfabético

- Anand S., Jayashankar V., Nagata S., Toyota K., Takao M., Setoguchi T (2007a). Turbines for wave energy plants. Proceedings of the 8th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows Lyon, July 2007. ISAI8-31
- Anand S., Jayashankar V., Nagata S., Toyota K., Takao M., Setoguchi T (2007b). Performance estimation of bi-directional turbines in wave energy plants. Journal of Thermal Science. November 2007, Volume 16, Issue 4, pp 346-352
- Ballesteros, R., González, J., Fernández, J., & Argüelles, K. (2003). Técnicas numéricas en Mecánica de Fluidos. Gijón.
- Castro, F., el Marjani, A., Rodríguez, M., & Parra, T. (2007). Viscous flow analysis in a radial impulse turbine for OWC wave energy systems. Proceedings of the 7th European Wave and Tidal. Porto.
- Castro F., Pereiras B., Rodríguez M., Lopez I., Iglesias G. & Valdez P. (2012). An alternative approach to match the turbine to the characteristics of an OWC wave power plant. ISOPE, 2012.
- Crespo, A. Mecánica de Fluidos. s.l.: Ed. Paraninfo, 2006. ISBN: 8497322924.
- Csanady GT (1964) Theory of Turbomachines. New York: McGraw Hill.
- Dixon SL and Hall CA (2010). Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, 6th edn. Amsterdam, The Netherlands: Elsevier.
- Falcao A., Gato L. (2012) Comprehensive renewable energy. Volume 8. Ocean Energy, Chapter 8.5 Air turbines. Elsevier, 2012.
- Garrido Julio (2011) Simulación Fluidodinámica de una turbina de impulso axial para centrales OWC. Proyecto de fin de carrera, Escuela de Ingenierías Industriales. Universidad de Valladolid, España.
- Gato LMC, Warfield V, and Thakker A (1996) Performance of high-solidity Wells turbine for an OWC wave power plant. Journal of Energy Resources Technology—Transactions of the American Society of Mechanical Engineers 118: 263–268.
- Grant RJ and Johnson CG (1979). Performance tests on a single stage Wells turbine. CEBG Report No. MM/MECH/TF 207.
- Grant RJ, Johnson CG, and Sturge DP (1981) Performance of a Wells turbine for use in a wave energy system. Future energy concepts. IEE Conference Publication No. 192.
- Greenpeace (2005). Renovables 2050. Un informe sobre el potencial de las energías renovables en España.
- Heath T, Whittaker T J T and Boake C B, (2000). The design, construction and operation of the LIMPET wave energy converter, Islay - Scotland.
- Hyun BS, Moon JS, Hong SW, and Lee YY (2004) Practical numerical analysis of impulse turbine for OWC-type wave energy conversion using commercial CFD code. In: Proceedings of the 14th International Offshore Polar Engineering Conference, pp. 253–259.
- Inoue, M., Kaneko, K., Setoguchi, T., & Saruwatari, T. (1988). Studies on the wells turbine for wave energy generation (Turbine characteristics and design parameter for irregular wave). JSME International Journal, 31, 676-682.

- Instituto para la diversificación y ahorro de la energía (IDEA) (2005). Plan España Renovables 2005-2010. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio.
- Jayashankar V, Anand S, Geetha T, et al. (2009) A twin unidirectional impulse turbine topology for OWC based wave energy plants. *Renewable Energy* 34: 692–698.
- Jayashankar V, Mala K, Jayaraj J, et al. (2010) A twin unidirectional turbine topology for wave energy. In: *Proceedings of the 3rd International Conference on Ocean Energy*. Bilbao, Spain.
- Kaneko, K., Setoguchi, T., & Raghunathan, S. (1992). Self rectifying turbines for wave energy conversion. *International Journal of offshore and Polar engineering*, 2.
- Kim, T., Takao, M., Setoguchi, T., Kaneko, K., & Inoue, M. (2001). Performance comparison of turbines for wave energy conversion. *Int. J. Thermal Science*, 40, 681-689.
- Lopez I., Iglesias G., Lopez M., Castro F. & Rodríguez M., Lopez I., (2012). Turbine-chamber coupling in an OWC wave energy converter. *Coastal engineering* 2012.
- Maeda, H., Santhakumar, S., Setoguchi, T., Takao, M., Kinoue, Y., & Kaneko, K. (1999). Performance of an impulse turbine with fixed guide vanes for wave energy conversion. *Renewable Energy*, 533-547.
- Maeda H., Takao M., Setoguchi T., et al. (2001). Impulse turbine for wave power conversion with air flow rectification system. In: *International Offshore Polar Engineering Conference*. Stavanger, Norway, June 17-22, 2001.
- Mala K, Jayara J, Jayashankar V, et al. (2011). A twin unidirectional impulse turbine topology for OWC based wave energy plants – Experimental validation and scaling. *Renewable Energy* 36: 307–314.
- Mamun, M. (2006). The Study on the Hysteretic Characteristics of the Wells Turbine in a Deep Stall Condition. PhD. Thesis, Saga University, Department of Energy and Material Science.
- Marjani, A. e., Castro, F., Bahaji, M., & Filali, B. (2006). 3D Unsteady Flow Simulation in an OWC Wave Converter Plant. *ICREPO'06*. Palma de Mallorca (Spain).
- Marjani, A. e., Castro, F., Rodríguez, M., & Parra, M. (2008). Numerical modelling in wave energy conversion systems. *Energy*, 33, 1246-1253.
- McCormick ME (1979) Ocean wave energy concepts. In: *Proceedings of MTS-IEEE Oceans 79 Conference*, pp. 553–557. San Diego, CA.
- McCormick ME (1981). *Ocean Wave Energy Conversion*. New York: Wiley.
- McCormick, M. (1989). A experimental study of the performance of counter-rotating wave energy conversion turbine. *Journal of Energy Resources Technology*, 111, 167-173.
- McCormick, M., Rehak, J., & Williams, B. (1992). An experimental study of a bidirectional radial turbine for pneumatic wave energy conversion. *Mastering the Oceans Through Technology*, Vol. 2, pp. 866-870.
- McCormick, M., & Cochran, B. (1993). A performance study of a bi-directional radial turbine. *Proceedings of the European Wave Energy Symposium*, (págs. 443-448). Edimburgh.
- Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. Gobierno de España (2011). *Energía producida en España, año 2010*. I.S.B.N.: 978-84-15280-08-8.
- Perreiras, (2008). Tesis doctoral: Estudio de una turbina de impulso radial para el aprovechamiento de la energía del oleaje. Valladolid, España.

- Pereiras, B., Castro, C., Marjani, A. e., & Rodríguez, M. (2008). Radial impulse turbine for wave energy conversion. A new geometry. Proceedings of the ASME 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE), 15-20 de Julio de 2008.
- Pereiras, B., Castro, F., Marjani, A., y Rodriguez, M., (2011). An Improved Radial Impulse Turbine for OWC. Elsevier, 2011, Renewable Energy, Vol. 36, pp. 1477-1484.
- Pereiras B., Takao M., Valdez P., Garrido J., Castro F. (2012). CFD Study of a unidirectional axial turbine for twin turbine topology in OWC Plants. International Conference on Ocean Energy (ICOE).
- Raghunathan S, Tan CP, and Wells NAJ (1980) Test on 0.2m diameter Wells turbine. The Queen's University of Belfast Report No. WE/80/14R.
- Raghunathan S, Tan CP, and Wells NAJ (1982) Theory and performance of a Wells turbine. Journal of Energy 6: 157–160.
- Raghunathan, S. (1995a). The Wells Turbine for Wave Energy Conversion. Prog. Aerospace Sci, Vol. 31, pp. 335-386.
- Raghunathan S (1995b) A methodology for the Wells turbine design for wave energy conversion. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy 209: 221–232.
- Raghunathan S, Curran R, and Whittaker TJT (1995c) Performance of the Islay Wells air turbine. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy 209: 55–62.
- Red eléctrica de España (REE) (2009). El sistema eléctrico español. Informe Técnico, REE.
- Richard, D. and Weiskopf, F. (1986). Studies with, and testing of the McCormick pneumatic wave energy turbine with some comments on PWECS systems. Proceedings of international symposium on utilization of ocean waves-wave to energy conversion, (pp. 80-102).
- Schlichting Hermann, Gersten Klaus, E. Krause, H. Jr. Oertel, C. Mayes "Boundary-Layer Theory" 8th edition Springer 2004 ISBN 3-540-66270-7.
- Setoguchi, T, et al. 1, (1996). Impulse turbine with self-pitch-controlled guide vanes for wave power conversion: guide vanes connected by links. International Journal of Offshore and Polar Engineering, Vol. 6, pp. 76-80. ISSN 1053-5381.
- Setoguchi, T., Takao, M., Kinoue, Y., Kaneko, K., Santhakumar, S., & Inoue, M. (2000). Study on an Impulse Turbine for Wave Energy Conversion. International Journal of Offshore and Polar Engineering , 10 (2), 145-152.
- Setoguchi T, Santhakumar S, Maeda H, et al. (2001) A review of impulse turbines for wave energy conversion. Renewable Energy 23: 261–292.
- Setoguchi, T., Santhakumar, S., Takao, M., & Kaneko, K. (2002). A performance study of a radial impulse turbine for wave energy conversion. Journal of of Power and Energy , 216 (A1), 15-22.
- Setoguchi T, Kinoue Y, Kim TH, et al. (2003) Hysteretic characteristics of Wells turbine for wave power conversion. Renewable Energy 28: 2113–2127.
- Setoguchi, T., & Takao, M. (2006). Current status of self rectifying air turbines for wave energy conversion. Energy Conversion and Management , 2382-2396.

- Takao, M., Setoguchi, T., Kaneko, K., Raghunathan, S., & Inoue, M. (2002a). Noise characteristics of turbines for wave power conversion. *Journal of Power and Energy* , 216: Part A, 223-228.
- Takao, M., Setoguchi, T., Kaneko, K., Kim, T., Maeda, H., & Inoue, M. (2002b). Impulse turbine for wave energy conversion with air flow rectification system. *International Journal of Offshore and Polar engineering* , 12 (2), 142-146.
- Takao, (2004). Radial turbine with pitch controlled guide vanes for wave energy conversion.
- Takao, M., Fujioka, Y., & Setoguchi, T. (2005). Effect of pitch-controlled guide vanes on the performance of a radial turbine for wave energy conversion. *Ocean Engineering* , 2079-2087.
- Takao, M., Fujioka, Y., & Setoguchi, T. (2005). Effect of pitch-controlled guide vanes on the performance of a radial turbine for wave energy conversion. *Ocean Engineering* , 2079-2087.
- Takao, M., Fujioka, Y., Homma, H., Kim, T., & Setoguchi, T. (2006). Experimental study of a radial impulse turbine using pitch-controlled guide vanes for wave power energy conversion. *International Journal of Rotating Machinery* , 1-7.
- Takao M., Takami A., Okuhara S., et al. (2011) A twin unidirectional impulse turbine for wave energy conversion. *Proceedings of the 10th International Symposium on Experimental computational Aerothermodynamics of Internal Flows*. 4-7 July 2011, Brussels, Belgium. ISAI10-101.
- Takao M. & Setoguchi T. (2012). Air turbines for wave energy conversion. Hindawi Publishing Corporation. *International Journal of Rotating Machinery*. Volume 2012, Article ID 717398.
- Tease, W., Lees, J., & Hall, A. (2007). Advances in Oscillating Water Column Air Turbine development. *Proceedings of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference*. Oporto (Portugal).
- Thakker A, Frawley P, and Khaleeq HB (2002) An investigation of the effects of Reynolds number on the performance of 0.6m impulse turbine for different hub to tip ratios. In: *Proceedings of the 12th International Offshore Polar Engineering Conference*, pp. 682–686.
- Thakker A and Dhanasekaran TS (2003) Computed effects of tip-clearance on performance of impulse turbine for wave energy conversion. *Renewable Energy* 29: 529–547.
- Thakker, A., Hourigan, F., Setoguchi, T., & Takao, M. (2004). Computational fluid dynamics benchmark of an impulse turbine with fixed guide vanes. *Journal of Thermal Science*, 13 (2), 109-114.
- Thakker A and Dhanasekaran TS (2005a). Experimental and computational analysis on guide vane losses of impulse turbine for wave energy conversion. *Renewable Energy* 30: 1359–1372.
- Thakker A and Hourigan F (2005b) Computational fluid dynamics analysis of a 0.6 m, 0.6 hub-to-tip ratio impulse turbine with fixed guide vanes. *Renewable Energy* 30: 1387–1399.
- Thakker A and Hourigan F (2005c) A comparison of two meshing schemes for CFD analysis of the impulse turbine for wave energy applications. *Renewable Energy* 30: 1401–1410.
- Thakker, A., Dhanasekaran, T.S. and Ryan, J. (2005d). Experimental studies on effect of guide vane shape on performance of impulse turbine for wave energy conversion. *Renewable Energy*. N 30. P. 2203-2219.

Thakker, A., Hourigan, F., Dhanasekaran, T., Hemry, M. E., Usmandi, Z., & Ryan, J. (2005e). Design and performance analysis of impulse turbine for a wave energy power plant. *International Journal of Energy Research*, 29, 13-16.

Thakker, A., & Abdulhadi, R. (2007). Effect of Blade Profile on the Performance of Wells Turbine under Unidirectional Sinusoidal and Real Sea Flow Conditions. *International Journal of Rotating Machinery* .

www.comunidad.eduambiental.org

www.eve.es

www.pelamiswave.com

www.pico-owc.net

www.textoscientificos.com

www.wavedragon.net

www.wavegen.co.uk

PUBLICACIONES

Se incluyen en este apartado las publicaciones relacionadas con la presente tesis en las que ha participado el doctorando.

Artículos:

- Bruno Pereiras, Pablo Valdez, Francisco Castro, Julio C. Garrido.
“CFD Analysis of a Unidirectional Axial Turbine for Twin Turbine Topology in OWC Plants”
 Proceedings of the ASME 2013 32th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. OMAE2013. June 9-14, 2013, Nantes, France
- F. Castro, B. Pereiras, M. Rodríguez I. Lopez, G. Iglesias, P. Valdez.
“An alternative approach to match the turbine to the characteristics of an OWC wave power plant”
 International Society of Offshore and Polar Engineers. ISOPE-2012. June 17-23, 2012, Rhodes, Greece.

Posters:

- Pablo Valdez.
“ANÁLISIS FLUIDOMECÁNICO DE UN GRUPO TURBINADO DE DOS TURBINAS AXIALES UNIDIRECCIONES PARA PLANTAS DE OSCILACION DE COLUMNA DE AGUA (OWC)”
 VI Reunión de Jóvenes Investigadores Iberoamericanos Nov, 2012, Tordesillas, España.
- Pablo Valdez, Bruno Pereiras; Francisco Castro; Miguel A. Rodríguez.
“Optimized design and the interaction between the turbine and the chamber for the radial impulse turbine”
 International Network on Offshore Renewable Energy (INORE) Alcoutim, Portugal; May, 2011.

Abstract

- **“CFD Study of a unidirectional axial turbine for twin turbine topology in OWC Plants”.**
 International Network on Offshore Renewable Energy (INORE) Denmark, 2012.
- **“Optimized design and the interaction between the turbine and the chamber for the radial impulse turbine”.**
 International Network on Offshore Renewable Energy (INORE) Alcoutim, Portugal; May, 2011.

CFD ANALYSIS OF A UNIDIRECTIONAL AXIAL TURBINE FOR TWIN TURBINE TOPOLOGY IN OWC PLANTS

Bruno Pereiras ⁽¹⁾

Pablo Valdez ⁽²⁾

Francisco Castro ⁽²⁾

Julio C. Garrido ⁽²⁾

(1) Department of Energy, Polytechnic School of Gijon, University of Oviedo.
Campus de Viesques, 33171 Gijon, Spain.
email: pereirasbruno@uniovi.es

(2) Department of Energy and Fluid Mechanics Engineering. School of Industrial Engineers. University of Valladolid. Paseo del Cauce 59, E-47011 Valladolid, Spain
email : castro@eis.uva.es

ABSTRACT

OWC devices are widely known among researchers in ocean energy. It is well-known that the efficiency of the device is closely related to the efficiency of the Power-Take-Off (PTO) which is usually a turbine. Traditionally, self-rectifying turbines are the most widely considered for working in an OWC because unidirectional turbines require a system of valves to rectify the flow. However, another option recently proposed is the use of the “twin turbine” configuration. This paper focuses on the performance of the turbines used in this configuration.

A numerical model has been developed and validated with data from the bibliography. This model has been used to analyze the flow field of the turbine when working in both performance modes: direct and reverse. Flow angles and loss distribution have been analyzed and interesting conclusions can be extracted.

Once the flow field has been analyzed, changes in the turbine geometry are proposed in order to improve the efficiency of the whole system by increasing the blockage made by the turbine in reverse mode. These changes, focused on the solidity of the rotor and guide vanes, were implemented and new simulations were carried out. The results obtained are the core of this work.

INTRODUCTION

The OWC converts variations in sea surface elevation into pneumatic energy. The power module, which includes a turbine, converts pneumatic energy into mechanical shaft power. There

has been significant research into the use of bidirectional turbines for this application.

Wave motion is used to drive an oscillating water column which works as a piston, generating a bidirectional air flow. In the early years, a valve rectification system was used to drive a turbine [1]. However, this system was replaced by the use of self-rectifying air turbines such as the Wells turbine and other newly proposed ones. The use of these turbines allows us to suppress the valve system, thus reducing maintenance problems and increasing the global efficiency of the device, despite the lower efficiency of the self-rectifying turbines.

Nevertheless, a new configuration recently proposed [2, 3] has given rise to discussions regarding the need to use self-rectifying turbines. This configuration is called “twin turbine” and is comprised of two turbines (Fig. 1). Its performance is based on using a turbine as a backflow preventer while the other turbine is working. Hence, it is possible to use unidirectional turbines with a higher efficiency without any valve system.

In a twin unidirectional turbine topology, both unidirectional turbines work throughout the entire cycle (exhalation or inhalation) but one turbine works in direct mode (producing energy) while the other works in reverse mode (backflow preventer) and they alternate their roles with the OWC motion. The efficiency of the unidirectional turbine during direct mode can attain values of over 70% [4], and this value could probably be improved by means of a thorough-

going design of the guide vanes and blades. There are experimental works focused on this point [5, 6].

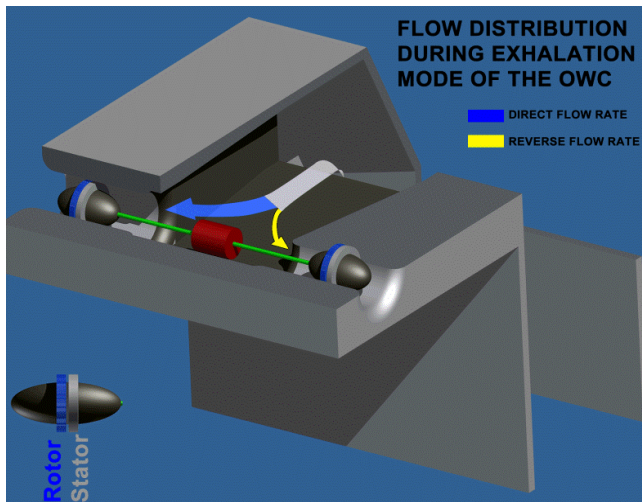


Fig. 1 Plan of the twin unidirectional turbine topology.

It is obvious that the efficiency of the turbine when working in direct mode is an important aspect, but the global efficiency of the system also relies on another factor: how effective the blockage of the flow is in reverse mode. Note that the flow through the turbine in reverse mode does not produce energy. As far as the authors know, most of the research conducted into the twin turbine configuration has been done under the assumption of disregarding the flow through the turbine in reverse mode.

Nevertheless, recent works have begun to take into account the flow through the turbine when working in reverse mode. In [7], a quasi-steady analysis taking into account both turbines, one in reverse mode and another in direct mode, is made. However, the importance of the reverse flow over the global efficiency is not quantified. In [8], a possible solution for the reverse flow is presented: using a fluidic diode to increase the flow blockage in reverse mode. However, results combining the diode with the twin turbines are not presented.

The authors think that improvements in the global efficiency of the twin turbine configuration could be achieved by modifying the turbine geometry. The objective should be to strengthen the flow blockage in reverse mode without reducing the efficiency in direct mode. This could be achieved by making slight modifications to the turbine geometry, but confronting this task requires a previous, complete analysis of the flow pattern. Turbines for a “twin turbine” configuration are similar to classical axial impulse turbines (running in direct mode). However, as far as the authors know, there are no studies in the literature regarding the flow pattern in reverse mode.

The first steps were taken to create a CFD model which allowed us to analyze the flow pattern in depth. The model was based on a geometry extracted from the bibliography which allowed us to validate the model with published results. Hence, the model is based on a unidirectional axial turbine from [5]. Once the model is validated and the flow pattern analyzed, it is possible to confront the task of improving the global efficiency by modifying the geometry. Moreover, the influence of the flow in reverse mode is quantified by means of a quasi-steady analysis.

NUMERICAL MODEL

The flow simulation is solved with FLUENT v12®, which uses the finite volume numerical method for solving the Navier-Stokes equations by using a segregated solver. In order to reduce the calculation power needed, simulations were carried out in a periodic domain (Fig. 2). The mesh - a combination of hexahedral and tetrahedral cells - consists of 3×10^6 cells and was built in GAMBIT® 2.4.

The turbine geometry was extracted from [5], Type I, with a setting angle of the guide vanes of 20° . Note that the number of vanes has been reduced from 26 in the original geometry to 24 in the numerical model in order to obtain a periodic domain. It is also important to point out that the geometry of the model was built by taking into account the tip because it plays a fundamental role in the axial turbine performance [9].

Since the computational volume includes rotating components ($\omega = 375$ rpm), the sliding mesh technique (SMM) was used in order to manage the relative movement between the rotor and the stator of the turbine. Therefore, two interfaces are placed upstream and downstream of the rotor (Fig. 2).

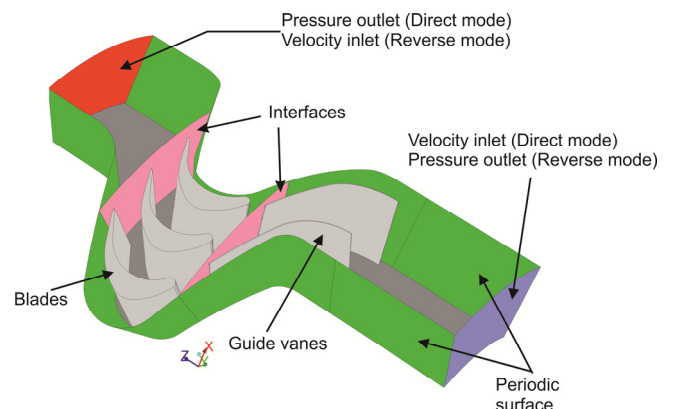


Fig. 2. Numerical geometry and boundary conditions

The realizable $k-\epsilon$ turbulence model was used with the Enhanced Wall Function. The y^+ values are in the correct range. The time-dependent term is approximated with a second-order implicit scheme. The pressure-velocity coupling was recreated through the SIMPLE algorithm. The highest order Monotone Upwind Scheme for Conservation Laws (MUSCL) has been

used for convection term discretization and the classical central difference approximation for diffusion terms.

The simulations were carried out under steady conditions like the experimental tests. Therefore, the boundary conditions (flow rate and rotational speed) remain constant in each simulation although the model is unsteady since the relative position between the rotor and guide vanes varies with time. The flow rate is adjusted by modifying the boundary conditions at the inlet.

The usual dimensionless coefficients in OWC turbines have been used to show the results:

$$C_T = \frac{T_o}{\frac{1}{2} \rho (v_R^2 + u_R^2) b L z v_R} \quad \text{Eq. 1}$$

$$C_A = \frac{\Delta P Q}{\frac{1}{2} \rho (v_R^2 + u_R^2) b L z v_R} \quad \text{Eq. 2}$$

where ρ : density of air, v_R : mean axial flow velocity, u_R circumferential speed at r_R , b : blade height, L : blade chord and z : number of rotor blades. Efficiency, which is the ratio of shaft power output to pneumatic power input, can be expressed in terms of the coefficients mentioned above:

$$\eta = \frac{T_o \omega}{\Delta P Q} = \frac{C_T}{C_A \phi} \quad \text{Eq. 3}$$

The flow coefficient is defined as:

$$\phi = \frac{v_R}{u_R} \quad \text{Eq. 4}$$

The influence of the grid size over the main parameters was analyzed. The results are shown in Fig. 3 where the coefficients C_A and C_T , corresponding to a flow coefficient of $\phi=1$, are represented. C_A and C_T are divided by C_A^* and C_T^* which correspond to the values obtained with the larger mesh.

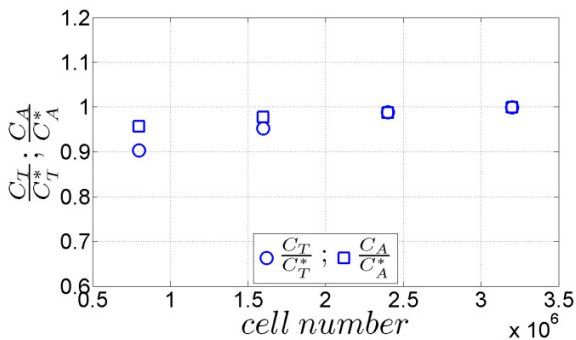


Fig. 3. Influence of the grid size

VALIDATION

As said before, the turbine geometry was extracted from [5], as well as the experimental data used to validate the numerical model. It is important to note that there are no values of the reverse flow to validate the model in both flow directions. According to the authors' experience, validating the model in one flow direction is enough.

The comparison between experimental and numerical results is shown in Fig. 4 in terms of C_A and C_T . It can be seen that the agreement in C_T is very good while the difference between the experimental and numerical is almost negligible. However, in terms of C_A , the agreement is worse. At low flow coefficients, the simulations predict the C_A correctly, but the difference becomes greater as the flow coefficient increases. The problem at large flow coefficients, in the authors' opinion, could be explained by two reasons: 1) the mesh needs to be improved by using hexahedral elements in the whole mesh in order to better predict the flow pattern and the stator-rotor interaction; 2) the reduction of the number of guide vanes from 26 to 24 in the numerical model could lead to producing fewer friction losses, i.e., at large flow coefficients.

Nevertheless, taking into account the good agreement of the C_T in the whole range of flow coefficients and the C_A at low flow coefficients, the authors consider that the model is sufficiently reliable. There are papers in recent literature regarding axial turbines for wave energy which also present similar differences between the numerical and experimental results at large flow rates, e.g. [9, 10].

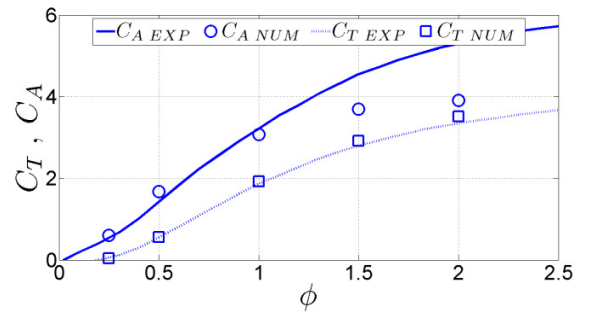


Fig. 4. Experimental [5] vs. numerical results.

RESULTS AND DISCUSSION

In Fig. 5 and Fig. 6, the C_A and C_T of the numerical model are represented, including the values in reverse mode.

It can be clearly seen that the input coefficient is much greater in reverse mode. In fact, the difference between the direct and reverse mode should be as large as possible as it would reduce the flow through the turbine when working in reverse mode.

The performance of the C_A and C_T in reverse mode is mainly caused by the high incidence losses produced at the inlet of both the rotor and guide vanes.

As was to be expected, the C_T , Fig. 6, is below zero in reverse mode at low flow coefficients. Note that, if both turbines are directly connected to the same rotation axis, this negative torque produced by the turbine in reverse mode reduces the total torque produced by the system.

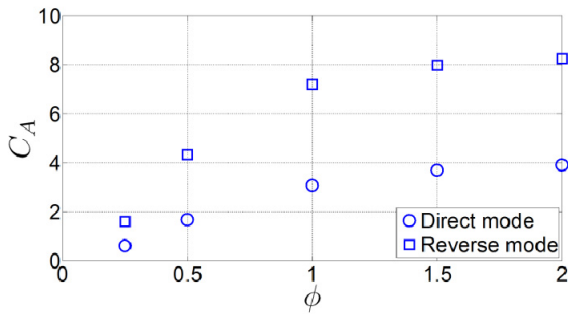


Fig. 5. Input coefficient. Numerical results.

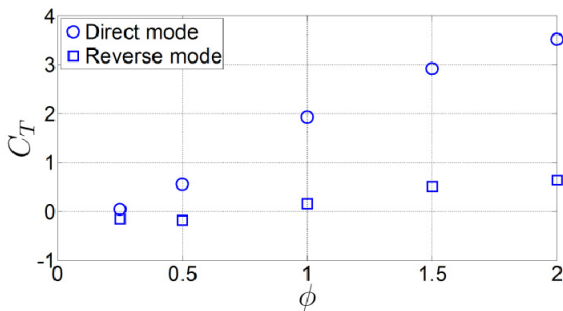


Fig. 6. Torque coefficient. Numerical results.

In the following figures, from Fig. 8 to Fig. 11, the flow angles are analyzed in order to throw light on the flow pattern. In these figures, the flow angles at three different radii are depicted: close to the hub, the mean span and the blade tip. The references taken are depicted in Fig. 7.

The direct mode is analyzed first. The performance of an impulse turbine working in this mode is well-known. It is similar to classical gas turbines. In Fig. 8, the absolute flow angle (α) at the guide vanes outlet can be seen. The flow is well-guided by the vanes over the whole span because the flow angle is almost the same as the geometry angle (α^*). In the same position, between the IGV and the rotor, analysis of the relative flow angle (β) is much more interesting (Fig. 9). Here, the large incidence losses produced at the rotor inlet at low flow coefficients is clearly shown. This produces a sharp drop in the efficiency.

Fig. 10 and Fig. 12 correspond to the turbine performance in reverse mode: the flow comes out from the rotor to the guide vanes. The incidence losses at the rotor inlet in the reverse mode are clearly shown in Fig. 10. The absence of any guide vane before the rotor in reverse mode leads to very high incidence losses at the leading blade edge.

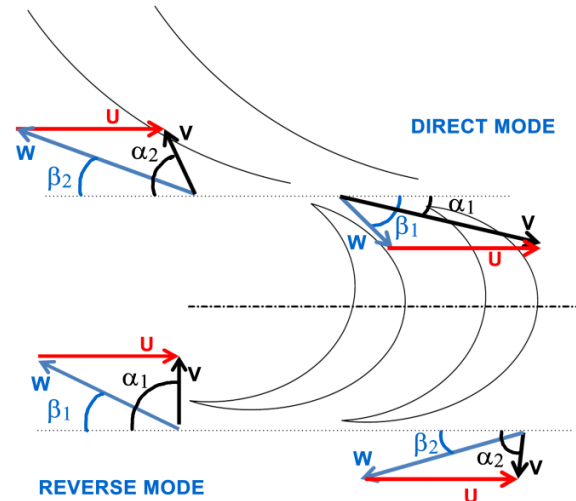


Fig. 7. References of flow angles.

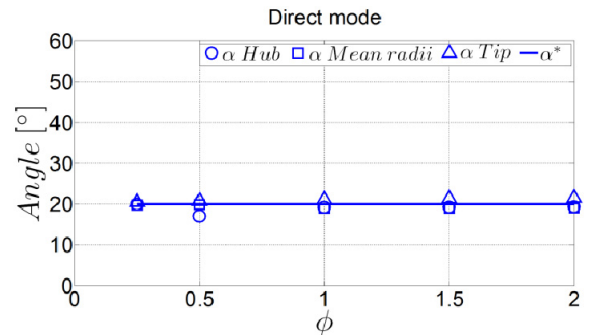


Fig. 8. Absolute flow angle between the guide vanes and the rotor in direct mode.

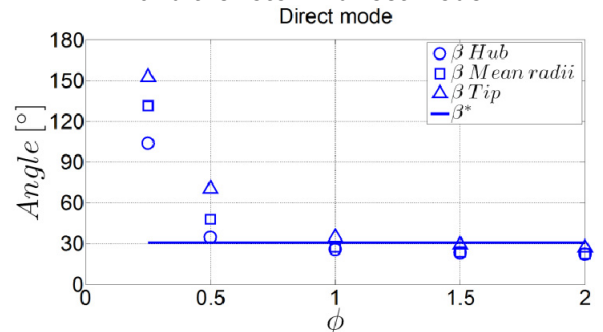


Fig. 9. Relative flow angle between the guide vanes and the rotor in direct mode.

In Fig. 11, we can see how good the guidance made by the rotor at the trailing edge is. The blade does not make a good guidance and it will increase the secondary losses inside the rotor channel. Moreover, it leads to large incidence losses at the guide vanes leading edge, as shown in Fig. 12. Nevertheless, as mentioned before, this is not a problem because reducing the flow rate through the turbine in reverse mode is desirable. These losses block the flow in this direction and force the air through the other twin turbine which is working in direct mode and producing energy.

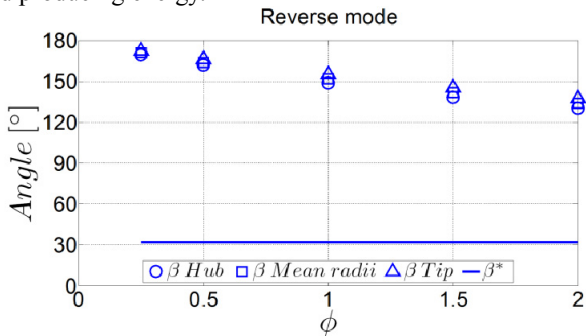


Fig. 10. Relative flow angle at the rotor inlet in reverse mode.

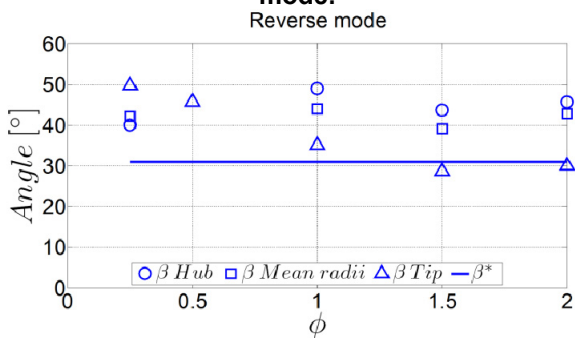


Fig. 11. Relative flow angle between the guide vanes and the rotor in reverse mode.

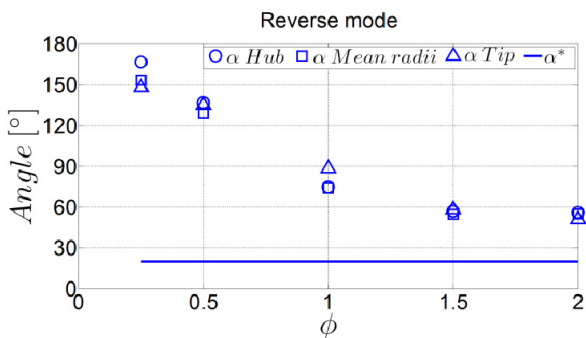


Fig. 12. Absolute flow angle between the guide vanes and the rotor in reverse mode.

It is clear from Fig. 8 to Fig. 12 that the incidence losses, both at the guide vanes inlet and rotor inlet, are important. The difficulty in separating these losses from those generated by the

tip leakage, secondary flows or endwall losses is well known because they are closely related [11]. Nevertheless, in contrast to classical axial turbines, which are designed to work at a specific performance point, the axial turbines for wave energy conversion (including “twin turbines”) work at a very large range of flow coefficients. In [9], it is reported that, for an axial impulse turbine, the influence of the losses derived from the tip clearance on the efficiency is negligible for tip clearances of less than 1% of the blade span, which is our case. Moreover, in [12], a good prediction of the turbine performance is made, despite disregarding the tip leakage. Hence, it could be assumed that losses in the turbine analyzed in this paper are mainly the result of the flow incidence and secondary flows.

The loss distribution separated by elements can be seen in Fig. 13 (direct mode) and Fig. 14 (reverse mode). Losses are calculated as the pressure drop in each element related to the total pressure drop in the whole turbine. The energy extracted by the rotor is not taken into account and is subtracted from the pressure drop of the rotor and the total. Therefore, only losses are shown in the graphs.

In direct mode, the flow goes through the elements from the guide vanes to the outlet, rotor in the middle. It is clearly shown that the largest source of loss is the rotor. Note that, in spite of the rise of incidence losses at low flow coefficients (Fig. 9) at the rotor inlet, the weight of the rotor losses is almost constant.

The contribution of the guide vanes is also important. This was greater than expected by the authors, taking into account that the flow pattern in the rotor is much more complex. There is no tip clearance or incidence losses in direct mode in the guide vanes. Therefore, the losses in the guide vanes are mainly produced by endwalls and boundary layers on the vanes.

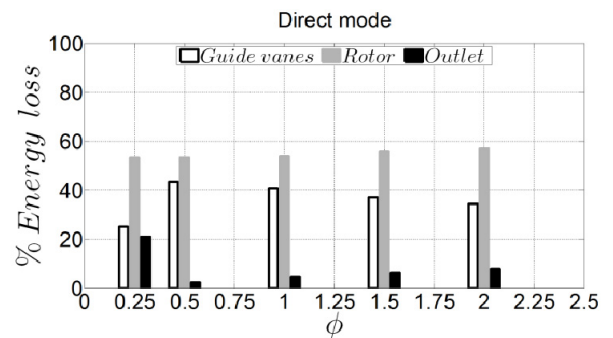


Fig. 13. Loss distribution in direct mode.

In Fig. 14, the reverse mode is depicted. This gives very useful information for those who have worked with “twin turbines”. The flow goes through the elements in the opposite direction: the rotor, the guide vanes and, finally, the inlet (which in reverse mode is the outlet). At larger flow coefficients, the pressure drop is distributed between the rotor

and guide vanes, while at smaller flow coefficients the guide vanes become more prominent. This behavior could be easily related to Fig. 10 and Fig. 12. Comparing these two figures, it can be seen that the intensity of the incidence losses at the rotor leading edge could be considered constant (Fig. 10). However, at the leading edge of the guide vanes the incidence losses increase considerably when the flow coefficient is reduced. This explains why the losses at the guide vanes become more important at small flow coefficients.

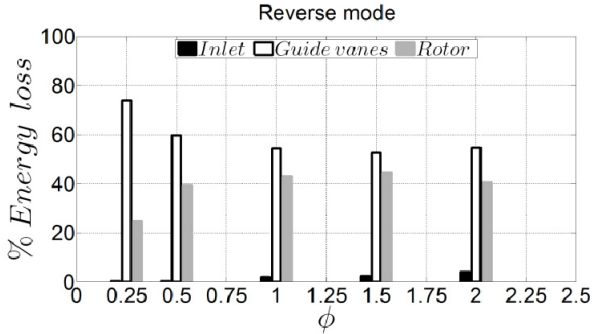


Fig. 14. Loss distribution in reverse mode.

Once the analysis of the flow pattern inside the turbine is completed, it is necessary to evaluate the performance of the whole system under non-stationary conditions.

A non-steady analysis has been developed assuming that the flow rate generated by the OWC device is sinusoidal, as usual in the bibliography:

$$Q_{total} = Q_{max} \sin(2\pi t / T) \quad \text{Eq. 5}$$

$$\omega = \omega_1 = \omega_2 \quad \text{Eq. 6}$$

$$Q_{total} = q_{direct} + q_{reverse} \quad \text{Eq. 7}$$

$$\Delta P_t = \Delta P_1 = \Delta P_2 \quad \text{Eq. 8}$$

Where Q_{total} , Q_{max} , t and T are the total flow rate through the whole system, the amplitude of the Q_{total} , time and the period of the OWC motion; q is the flow rate through a turbine and subscripts *direct* and *reverse* denote the performance mode of the turbine; ω and ΔP_t are the rotation velocity and the pressure drop, both of them being equal for the two turbines. The performance of the turbines is obtained from the steady flow data (Fig. 5 and Fig. 6).

According to this approach, it is possible to determine the flow rate through each turbine (Fig. 15). In this figure, the flow rates are divided by Q_{max} and the time by the period in order to achieve dimensionless data. The volumetric efficiency, $\eta_{vol} = q_{direct} / Q_{total}$, is also plotted. It can be clearly seen that about 1/3 of the flow is escaping through the turbine which is working in reverse mode and is not producing energy due to its low torque (Fig. 6). Therefore, an important amount of energy

is being lost because the turbine which is working in reverse mode is not blocking the flow.

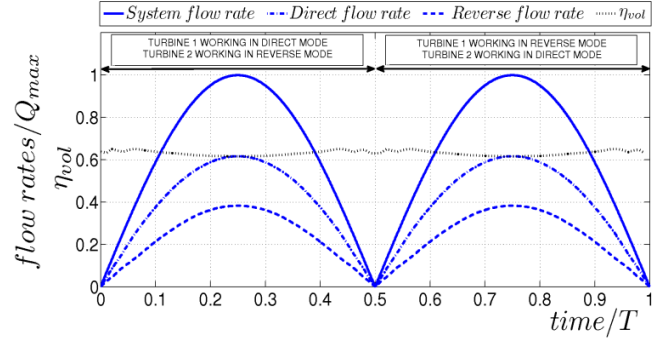


Fig. 15. Flow rate distribution under sinusoidal total flow rate.

The evaluation of the system performance is made in terms of the mean efficiency, which is defined as:

$$\begin{aligned} \bar{\eta}_{system} &= \frac{\frac{1}{T} \int_0^T \omega T_{total} dt}{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta P_t Q_{total} dt} = \dots \\ &= \frac{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta P_t q_{direct} dt}{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta P_t Q_{total} dt} \frac{\frac{1}{T} \int_0^T \omega (T_{direct} + T_{reverse}) dt}{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta P_t q_{direct} dt} \quad \text{Eq. 9} \\ &= \underbrace{\frac{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta P_t q_{direct} dt}{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta P_t Q_{total} dt}}_{\bar{\eta}_{input}} \underbrace{\frac{\frac{1}{T} \int_0^T \omega (T_{direct} + T_{reverse}) dt}{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta P_t q_{direct} dt}}_{\bar{\eta}_{tt}} \end{aligned}$$

where T_{total} is the total torque on the electricity generator. Therefore:

$$\bar{\eta}_{system} = \bar{\eta}_{tt} \bar{\eta}_{input} \quad \text{Eq. 10}$$

where:

$\bar{\eta}_{input}$ is a parameter directly related to the volumetric

efficiency of the system (Fig. 15). $\bar{\eta}_{tt}$ is the efficiency of the twin turbine group which is calculated with regard to the flow rate which is supposed to produce energy (q_{direct}).

There are references [7] where the $\bar{\eta}_{tt}$ is calculated by not taking into account the torque of the turbine in reverse mode, despite the fact that they are considering the flow through the turbine in reverse mode. It is a common hypothesis which perfectly matches reality if some kind of device is placed at the rotation axis to segregate the torque in reverse mode. In this work, the authors have opted to take into account the torque in reverse mode.

The $\bar{\eta}_{input}$ could be expressed in a simpler manner by assuming a parabolic relation between the flow rate and pressure drop for the turbine performance. It is a widespread simplification to simulate a non-linear power take-off [13], which is the case of impulse turbines, with the relation: $Q_i = k_i \Delta P^{1/2}$, where the subscript i corresponds to *direct* or *reverse*, depending on the flow direction. Thus:

$$\frac{1/T \int_0^T \Delta P_t q_{direct} dt}{1/T \int_0^T \Delta P_t Q_{total} dt} = \bar{\eta}_{input} \approx \frac{k_{direct}}{k_{reverse} + k_{direct}} \quad \text{Eq.11}$$

This expression is not exact, but it allows us to carry out a quick assessment of how good the blockage made by the turbine in reverse mode is. Nevertheless, the results shown in this work are based on Eq. 9 while the aim of Eq. 11 is mainly illustrative.

It is important to underline that mean efficiencies of the system will be plotted against the flow coefficient amplitude for the whole system, defined as:

$$\Phi = (Q_{max} / A_R) / u_R \quad \text{Eq. 12}$$

Note that, in this definition of the flow coefficient amplitude, the reverse flow is taken into account.

The terms of Eq. 9 are plotted in Fig. 16. The terms have been evaluated under two hypotheses: neglecting the torque in reverse mode and taking it into account. The aim of Fig. 16 is to compare the two methods for calculating the mean efficiency of the system. The $\bar{\eta}_{input}$ is not affected by these considerations and therefore it is the same for both configurations. It is clear from the graph that the influence of the torque of the turbine working in reverse mode on the mean efficiency is critical.

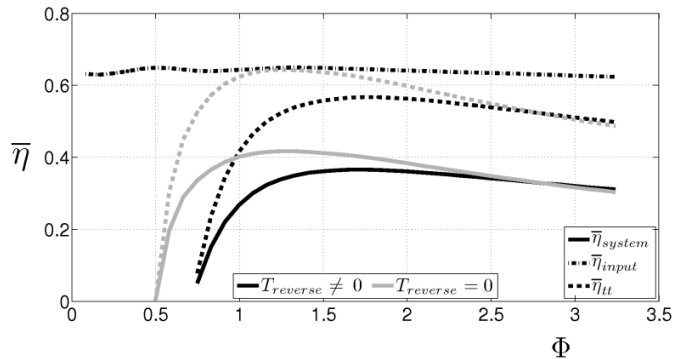


Fig. 16. Mean efficiencies of the system.

It can be seen that the volumetric efficiency plays an important role in the system efficiency because 1/3 of the flow generated by the OWC is being wasted. This is one of the main goals of the authors: to show that the volumetric efficiency is critical in the twin turbine system. An important conclusion can be extracted: if the flow blockage made in reverse mode could be increased, the volumetric efficiency would rise and the system efficiency would also increase.

This is where the analysis of the flow pattern previously made attains great importance. It is necessary to increase the losses in reverse mode to reduce the flow through the turbine working in reverse mode. Two different ways can be followed to confront this question: 1) by modifying the blade and vane profiles to change the flow pattern, or 2) by changing the solidity of the rotor and/or guide vanes. The authors chose the second option.

New simulations with different solidities were carried out. The cases studied are shown in Table 1. The nomenclature used to show the results is the same as in Table 1: the cases are identified by the number of vanes and blades. The original geometry with 24 vanes and 30 blades will be 24x30.

Table 1. Cases studied: “n° vanes” x “n° blades”.

Rotor Solidity constant	Guide vanes solidity constant
18x30	20x20
20x30	20x25
24x30	20x32

A brief summary of the results is presented in order to limit the length of the paper. The results of the best geometries of each block from Table 1 are subsequently shown. These geometries are: 24x30 and 20x25. Their mean efficiencies are plotted in Fig. 17. Geometry 20x20 is also plotted to underline the importance of the volumetric efficiency.

The maximum efficiency is almost the same for all geometries. Nevertheless, 24x30 is better over a larger range of flow coefficients. It could be considered as the best configuration and the performance of the three geometries is very similar, especially at greater system efficiencies.

However, it is necessary to underline that the three geometries attain similar $\bar{\eta}_{system}$, but their strong points are different.

Geometry 20x20, in spite of its low $\bar{\eta}_{tt}$, 5% less than the other geometries, reaches almost the same $\bar{\eta}_{system}$ due to its better $\bar{\eta}_{input}$. This geometry is not as efficient as others in direct mode, but it is compensated for because greater losses are produced in reverse mode due to the worse guidance made

by the rotor (Fig. 18), which generates larger incidence losses at the leading edge of the guide vanes. Therefore, $\bar{\eta}_{input}$ increases.

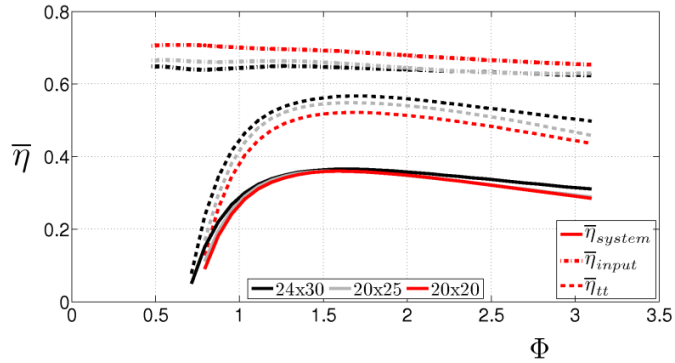


Fig. 17. Mean efficiencies of the system. Turbines installed: 24x30 and 20x25.

However, having fewer blades is the main drawback of the 20x20 with respect to 20x25 and 24x30 when the turbine is working in direct mode. This is the reason why, from the point of view of the system, the 20x25 and 24x30 geometries are slightly better at low/large flow coefficient amplitudes.

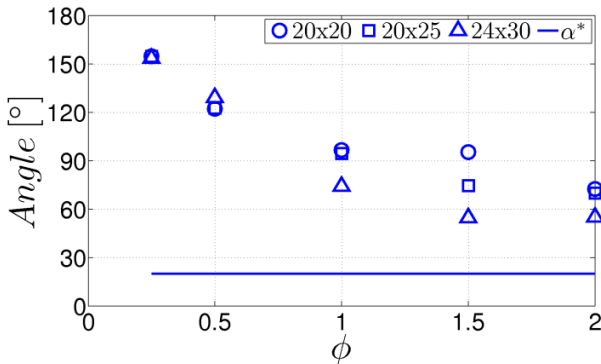


Fig. 18. Absolute angle between rotor and guide vanes in reverse mode.

The authors consider that an optimized geometry could be designed in order to increase the mean efficiency of the system.

Another conclusion extracted from the results is related to the number of guide vanes. In Fig. 19, it is possible to compare the guidance made by the guide vanes in different configurations and it is clear that 18 vanes are enough to guarantee a correct guidance in direct mode. Note that more simulations should be done with fewer than 18 vanes because the lack of guidance hardly appears at low flow coefficients.

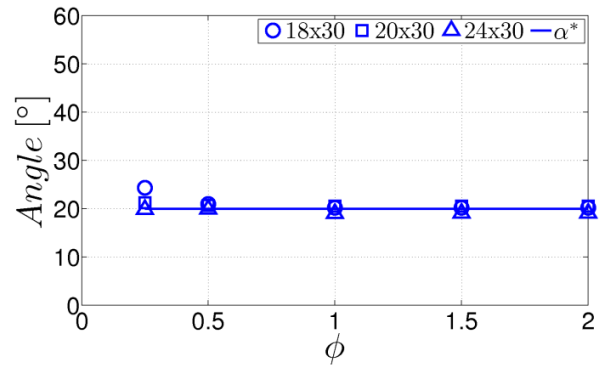


Fig. 19. Absolute angle between the guide vanes and the rotor in direct mode.

CONCLUSIONS AND FUTURE WORK

This paper presents a numerical model of a unidirectional turbine for OWC devices based on a twin turbine configuration. This numerical model has been utilized to carry out an in depth analysis of the flow pattern of a unidirectional turbine in both performance modes: direct and reverse. To the authors' knowledge, this has not been done before.

The numerical model allows us to increase knowledge of the flow pattern, especially during reverse mode and extract conclusions that could be useful for new designs.

The flow analysis has revealed that the main source of loss in direct mode is the rotor whereas, in reverse mode, it is the row of guide vanes due to the large incidence losses.

The relation between the losses in direct and reverse mode is critical. It has been seen that the system is wasting around 1/3 of the flow because of the flow through the turbine working in reverse mode which is not supposed to be producing energy. Moreover, the turbine working in reverse mode produces, at low flow coefficients, a negative torque which reduces the system efficiency if the two turbines are directly connected to the same rotation axis.

The final part of the paper compares the results of several geometries. These geometries have different solidities of the rotor and guide vanes. It has been seen that the turbines with lower efficiency in direct mode can compensate for this drawback by reducing the flow through the turbine in reverse mode. This involves a rise in the flow rate through the other turbine, which is working in direct mode and producing energy.

In the near future, the authors plan to use the information here presented to propose an optimum solidity for the rotor and guide vanes. This proposed geometry will be simulated over the next months.

ACKNOWLEDGMENTS

This research is conducted as part of the common project between the Fluid Mechanics Research Teams of the University of Valladolid and the University of Oviedo, respectively. The authors would like to thank group GR57 of the JCyl for the support provided. P. Valdez is supported by a fellowship from the European Union Mobility Program: 2009-1655/001ECW (project EADIC LOT16).

REFERENCES

- [1] T. Setoguchi and M. Takao, 2006. "Current status of self-rectifying air turbines for wave energy conversion." *Energy Conversion and Management*, pages 2382-2396.
- [2] V. Jayashankar, S. Anand, T. Geetha, S. Santhakumar, V. Jagadeesh Kumar, M. Ravindran, T. Setoguchi, M. Takao, K. Toyota and S. Nagata, 2009. "A twin unidirectional impulse turbine topology for OWC based wave energy plants," *Renewable Energy*, vol. 34, no. 3, pages 692-698.
- [3] K. Mala, J. Jayaraj, V. Jayashankar, T. Muruganandam, S. Santhakumar, M. Ravindran, M. Takao, T. Setoguchi, K. Toyota and S. Nagata, 2011. "A twin unidirectional impulse turbine topology for OWC based wave energy plants – Experimental validation and scaling," *Renewable Energy*, vol. 36, no. 1, pages 307-314.
- [4] M. Takao and T. Setoguchi, 2012. "Air Turbines for Wave Energy Conversion," *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2012.
- [5] H. Maeda, M. Takao, T. Setoguchi and M. Inoue, 2001. "Impulse Turbine for Wave Power Conversion with Air Flow Rectification System," *Proceedings of the 11th (2001) International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE)*, vol. 1, 17-22, June, 2001.
- [6] M. Takao, T. Setoguchi, K. Kaneko, T. Kim, H. Maeda and M. Ionue, 2002. "Impulse turbine for wave energy conversion with air flow rectification system," *International Journal of Offshore and Polar engineering*, vol. 12, no. 2, pages 142-146.
- [7] T. Takao, A. Takami, S. Okuhara and T. Setoguchi, 2011. "A twin unidirectional impulse turbine for wave energy conversion," *Journal of Thermal Science*, vol. 20, no. 5.
- [8] P. Dudhgaonkar, V. Jayashankar, P. Jalihal, S. Kedarnath, T. Setoguchi, M. Takao, S. Nagata and K. Toyota, 2011. "Fluidic Components for Oscillating Water Column Based Wave Energy Plants," *Proceedings of ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference*, vol. 1, pages 1979-1983, 24-29 July, 2011.
- [9] A. Thakker and T. Dhanasekaran, 2003. "Computed effects of the tip clearance on performance of impulse turbine for wave energy conversion," *Renewable energy*, vol. 29, pages 529-547.
- [10] A. Thakker and M. Elhemry, 2007. "3-D CFD analysis on effect of hub-to-tip ratio on performance of an impulse turbine for wave energy conversion". *Thermal Science*, vol. 11, n° 4, pages 157-170.
- [11] J. Denton, 1993. "Loss Mechanism in Turbomachines," *Journal of Turbomachinery*, vol. 115, no. 4, pages 621-656.
- [12] A. Thakker, J. Jarvis and A. Sahed, 2008. "Quasi-Steady Analytical Model Benchmark of an Impulse Turbine for Wave Energy Extraction". *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2008, n° Article ID 536079.
- [13] A. Sarmento, 1992. "Wave Flume Experiments on Two-Dimensional Oscillating Water Column Wave Energy Devices," *Experiments in Fluids*, vol. 12, pages 286-292.

An alternative approach to match the turbine to the characteristics of an OWC wave power plant

F. Castro, B. Pereiras, M. Rodríguez, I. Lopez, G. Iglesias, P. Valdez

*1 University of Valladolid, Escuela Ingenierías Industriales,
Paseo del Cauce 59, 47011, Valladolid, Spain.*

*2 University of Santiago de Compostela, GICA, EPS,
Campus Universitario s/n, 27002, Lugo, Spain.*

ABSTRACT

Oscillating water column wave power plants (OWC) are widely used in the ocean wave energy conversion. It is universally accepted that for a good efficiency of the plant, the turbine and the chamber should be matched each other according to the wave climate site. The damping applied by the turbine has appreciable effects on the chamber performance of the OWC plant. In this work an alternative methodology is presented to couple the chamber and the turbine. The methodology made a whole dimensional analysis of the OWC plant. It has been assumed: incompressible flow, sinusoidal wave height variation and neglected Reynolds influence.

The wave data for the plant site and the chamber geometry are the input data. The behavior of the chamber for the prevailing sea conditions is numerically simulated. From numerical results, the pneumatic power coefficient is represented versus the damping coefficient. Then, the optimum damping is set.

Once the optimum damping is found the target is to determine a turbine which matches this damping. Considering the quasi-steady assumption, numerical results were used to simulate the turbine performance under unsteady flow conditions. The dimensionless performance curves of any kind of turbine are the input data to determine the diameter and rotational speed. The calculation of the diameter is based on the pressure drop caused by the turbine on the OWC. The last step is to determine the rotational speed, it is calculated to achieve that the turbine operates close to its maximum efficiency.

This methodology is worked out to compare the size and the rotational speed for different kinds of turbines. Also the influence of sea conditions changes in the characteristics of the optimum turbine is studied.

KEY WORDS: OWC, Damping Chamber, Turbine selection.

INTRODUCTION

Wave energy may have a lot of advantages due to the high concentration of energy. The OWC plants are one of the most employed devices in the conversion of wave energy, this kind of plants has a partially submerged air chamber with an opening in the front wall that connects with open sea.

The global efficiency of an OWC plant is obtained as the product of the associate efficiency to the three energy transformation processes: the transformation between wave energy and pneumatic energy, the transformation of the pneumatic energy in mechanical energy and the conversion of mechanical energy in electrical energy. Moreover, these processes are interrelated; the turbine behavior has influence on the chamber performance.

One of the main problems to overcome is the coupling between the chamber and the turbine because there is the possibility that the turbine works with maximum efficiency but the chamber has much lesser efficiency and eventually the global efficiency is worse. That is why it is necessary to study the coupling between both the turbine and the chamber.

Falção A.F. et al. (2002) has developed a stochastic method to evaluate the average performance of an OWC wave energy device equipped with a Wells turbine. In the basic studies as well as in the design stages of a wave energy plant, the knowledge of the statistical characteristics of the local wave climate is essential. For Wells turbines it is possible to assume that incident waves are monochromatic, and an analysis in the frequency domain can be carried out.

Tease et al (2007) carried out the maximization of turbine performance and minimization of construction costs. He made different experiments on breakwater OWC collector under different sea states and applied damping levels to quantify how

the pneumatic power varied.

Curran et al (1997) optimized the hydraulic performance of an OWC with a suitable analytical model that describes the behavior of the system. This is based on the equation which describes the damped movement of an oscillating body, and optimal damping is applied. He obtained that the behavior of the device is better if it is over damped over the optimal damping.

Falnes (2007) has demonstrated that there is an upper limit of the energy that can be captured in an OWC. This limit is a function of the wave height and wave frequency, and the maximum energy that can be obtained increases with the distance to the shore.

Thakker et al (2004) has made a numerical quasi-steady, one-dimensional study of the behavior of an axial impulse turbine and a Wells turbine whose damping has been introduced into the model. He has utilized the characteristics of turbine obtained in steady conditions. After he has solved the one-dimensional impulse equation with the damping of the turbine, he could obtain the total output power, the total input power and the efficiency of the conversion system under irregular, unsteady flow conditions.

Weber (2007) considers that the disregard of the requirements carries important errors in the prediction of the device performance from scale model tests. In order to avoid that, he utilizes a perturbation expansion method to calculate the non-linearities associated with the simultaneous changes of interior air pressure and air volume.

Evans et al (1995) utilizes the linear water wave very accurately and efficiently approximated with a Galerkin method.

The aim of this paper is to describe an alternative methodology to match the turbine to the characteristics of an OWC wave power plant. The level of damping applied by the turbine must optimize the performance of the OWC. The main results are the size and rotational speed of the turbine, so that it works at maximum efficiency.

DIMENSIONAL ANALYSIS

Chamber

In this alternative methodology it is assumed the incident wave to be regular or monochromatic. From the local wave climate the representative height H and period T for the location may be determined. If it is assumed that wave height has sinusoidal variation,

$$h = H \sin\left(\frac{2\pi t}{T}\right) \quad \text{Eq. 1}$$

Then, the pressure difference between the chamber and the ambient could be assumed as:

$$\Delta P = \Delta P_{\max} \sin\left(\frac{2\pi t}{T}\right) \quad \text{Eq. 2}$$

Where ΔP_{\max} is the amplitude. We calculate the average pressure difference and power:

$$\overline{\Delta P} = \frac{1}{T} \int_0^T |\Delta P| dt \quad \overline{W} = \frac{1}{T} \int_0^T Q \Delta P dt \quad \text{Eq. 3}$$

It is assumed that \overline{W} and Q are function of: $T, H, \overline{\Delta P}, g, \rho_a, \rho_w, (bL)^{1/2}$, and air chamber geometry, where \overline{W} is the mean power, Q is the flow rate, T is the wave period, H is the height of the wave, $\overline{\Delta P}$ is the mean drop pressure between the chamber and the atmosphere, g is the gravitational acceleration, ρ_a and ρ_w are the densities of air and water respectively, L is the chamber length and b its depth. Applying dimensional analysis the following dimensionless variables are obtained:

$$\frac{\overline{W} T^3}{\rho_a (bL)^{5/2}}, \frac{\sqrt{\rho_a} Q}{bL \sqrt{\overline{\Delta P}}}, \frac{\overline{\Delta P} T^2}{\rho_a bL}, \frac{\rho_w}{\rho_a}, \frac{g}{\sqrt{bL} T^{-2}}, \frac{H}{\sqrt{bL}} \quad \text{Eq. 4}$$

The coefficients of power, chamber damping, pressure, density ratio, Froude number, and the ratio wave height and chamber size. The chamber damping coefficient use the instantaneous values because the instantaneous relation between the pressure drop and flow-rate can be described by a parabolic approximation.

Numerical wavetank experiments Lopez et al (2012) were carried out in a model of the chamber of the OWC plant that will be built at La Guardia Breakwater at the northwest of Spain. These experiments show how the pneumatic power captured varies with the applied damping level under different sea states, characterized by Froude number $\left(\frac{g}{\sqrt{bL} T^{-2}}\right)$ and $\frac{H}{\sqrt{bL}}$. The results have been processed according the former dimensional analysis.

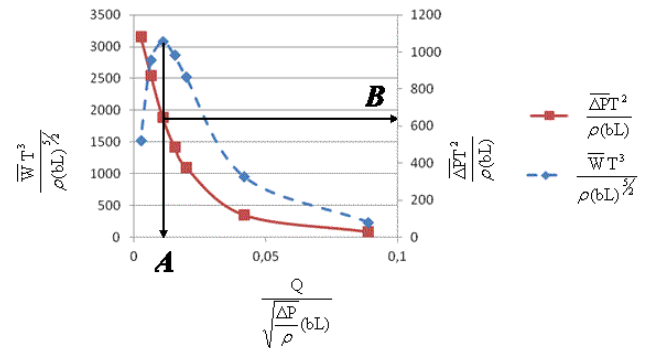


Fig. 1. Power coefficients (dash line) and pressure coefficient (solid line) versus damping coefficient for $\frac{H}{\sqrt{bL}} = 0.12$ and $\frac{g}{\sqrt{bL} T^{-2}} = 85.44$

The Fig. 1 shows variation of the power coefficient with the damping coefficient, keeping constant the Froude number and $\frac{H}{\sqrt{bL}}$. There is a maximum of power when the damping is optimum. Therefore, to get the maximum efficiency of a OWC plant the turbine damping should be close to the optimum chamber damping, Eq. 5.

$$\frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} = A \frac{Lb}{\sqrt{\rho}} \quad \text{Eq. 5}$$

Also, from Fig. 1 the value B of the pressure coefficient is determined:

$$\overline{\Delta P} = B \frac{\rho_a b L}{T^2} \quad \text{Eq. 6}$$

The optimal dumping of the chamber changes with the wave climate. The Fig. 2 shows the behavior of the optimal dumping with the non-dimensional wave amplitude and the wave period. The influence of the wave period is much more important.

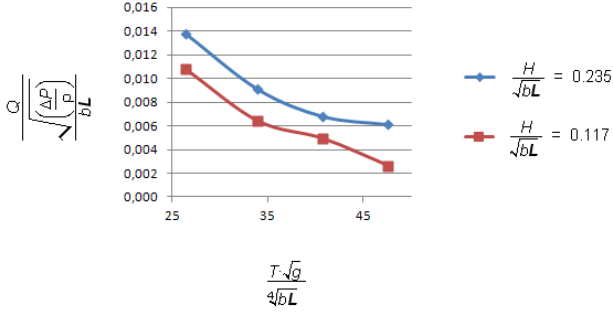


Fig. 2. Optimal dumping versus amplitude and period of the wave for La Guardia breakwater.

Turbine

We assumed that the turbine of an OWC operates in a periodically oscillating flow, Eq. 2, therefore the performance parameters such as power are obtained by averaging the instantaneous operating conditions over a period, as in Eq. 3.

To characterize the turbine aerodynamic performance the following dimensionless variables have been defined.

$$\frac{\sqrt{\rho} \overline{W}_t}{D^2 (\Delta P_{max})^{3/2}} = f_1 \left(\frac{\sqrt{\rho} \omega D}{\sqrt{\Delta P_{max}}} \right) \quad \text{Eq. 7}$$

$$\frac{\sqrt{\rho} Q}{D^2 \sqrt{\Delta P}} = f_2 \left(\frac{\sqrt{\rho} \omega D}{\sqrt{\Delta P_{max}}} \right)$$

Where \overline{W}_t is the average mechanical power at the shaft, D is the turbine diameter and ω is the rotational speed. The effects of the variation in Reynolds number and Mach number are ignored. The functions f_1 and f_2 depend on the shape of the turbine but not on its size and rotational speed.

As the turbine works with a periodical and bidirectional flow, it is necessary to know its non steady performance, or assume that the behavior of the turbine could be considered to be quasi-steady. This hypothesis is well accepted Setoguchi et al (2002) and Thakker et al (2005). Based on this assumption the torque, the pressure drop and mass flow-rate predicted by CFD analysis were used to obtain a prediction of the classical steady coefficient C_A and C_T versus ϕ .

Flow coefficient

$$\phi = \frac{v_R}{u_R}$$

Input coefficient

$$C_A = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho (v_R^2 + u_R^2)} \quad \text{Eq. 8}$$

Torque coefficient

$$C_T = \frac{T_o}{\frac{1}{2} \rho (v_R^2 + u_R^2) r_R A_R}$$

From these coefficients and the periodical variation of ΔP , Eq. 2, it is possible to calculate the pneumatic power used and the mechanical one produced per cycle,

$$\overline{W}_n = \frac{1}{T} \int_0^T \Delta P_{max} \sin \frac{2\pi t}{T} Q(t) dt \quad \text{Eq. 9}$$

$$\overline{W}_m = \frac{1}{T} \int_0^T \omega T_o(t) dt$$

Where T_o is the torque produced. Therefore the average Efficiency, $\overline{\eta}$, that will be used as design variables is,

$$\text{Mean Efficiency} = \overline{\eta} = \frac{\overline{W}_m}{\overline{W}_n} \quad \text{Eq. 10}$$

For a radial impulse turbine the mean efficiency is represented in Fig. 3. From this plot is obtained the optimal pressure coefficient for the turbine, $\frac{\sqrt{\rho} \omega D}{\sqrt{\Delta P_{max}}} = C$.

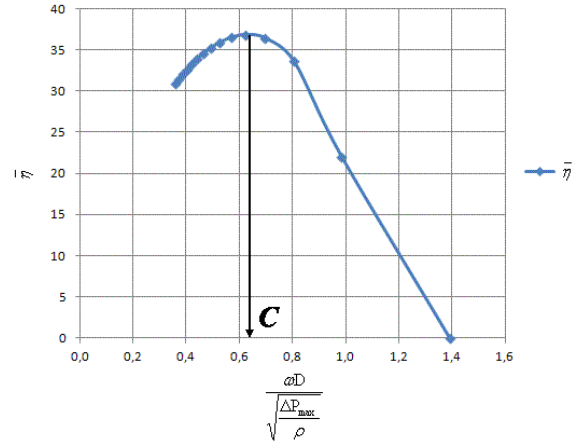


Fig. 3. Dimensionless plot of radial impulse mean efficiency versus pressure head.

In the Fig. 4 the relation between the pressure drop and flow-rate for a radial impulse turbine is represented, Pereiras et al (2009). A parabolic approximation can be used to describe this relation. Therefore the value of the damping coefficient ($\frac{\sqrt{\rho} Q}{D^2 \sqrt{\Delta P}} = E$) will be constant and it will not depend on the pressure coefficient.

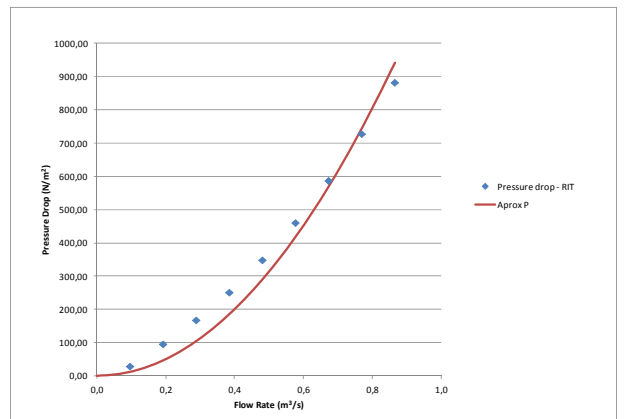


Fig. 4. Plot of pressure drop through the turbine versus flow-rate. Comparison between numerical points and the parabolic approximation.

If we set that both damping coefficient are equal, i.e. in the turbine variables $E = \frac{\sqrt{\rho} Q}{D^2 \sqrt{\Delta P}}$ we introduce the ratio $\frac{Q}{\sqrt{\Delta P}}$ from the Fig. 1, the turbine diameter can be determined:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\sqrt{\rho} Q}{D^2 \sqrt{\Delta P}} &= E \\ \frac{Q}{\sqrt{\Delta P}} &= A \frac{Lb}{\sqrt{\rho}} \end{aligned} \right\} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{LbA}{E}} \quad \text{Eq. 11}$$

Therefore, the turbine diameter is function of the air chamber and turbine damping coefficients as well as the chamber size.

To determine the rotational speed ω it is necessary to know ΔP_{max} . This is gotten from the pressure coefficient, Fig. 1, assuming that $\bar{\Delta P} = \Delta P_{max} / 2$.

$$\left. \begin{aligned} \frac{\bar{\Delta P} T^2}{\rho_a bL} &= B \text{ (Fig. 1)} \\ \frac{\bar{\Delta P}}{\Delta P} &= \Delta P_{max} / 2 \end{aligned} \right\} \Rightarrow \Delta P_{max} = 2 B \frac{\rho_a bL}{T^2} \quad \text{Eq. 12}$$

Then:

$$\omega = \frac{C \sqrt{\Delta P_{max}}}{\sqrt{\rho} D} = \frac{C}{T} \sqrt{\frac{2BE}{A}} \quad \text{Eq. 13}$$

A turbine with these characteristics simultaneously matches the required optimum chamber damping and maintains the optimal flow coefficient for efficient conversion of pneumatic power.

RESULTS

In this section the former methodology is going to be applied to determine the diameter and rotational speed of the turbine for the future La Guardia OWC breakwater wave power plant at the northwest of Spain. This Breakwater plant will have several chambers; each one has a span and depth of 3.2x4 m respectively at the free surface level.

The sea at La Guardia breakwater has a wave height **H** and period **T** representative of 1 m and 7.8 s respectively. The representative Froude ($\frac{g}{\sqrt{bL} T^{-2}}$) and ($\frac{H}{\sqrt{bL}}$) are 85.43 and 0.12 respectively, for these using a numerical model Lopez et al (2012), its optimum damping is obtained.

With this methodology the characteristics of a radial impulse turbine, outlined at Pereiras et al (2009) would be 1.14 m of diameter, 148 rpm rotational speed and 569 W of power. For an axial impulse turbine, outlined Thakker et al (2005b), would be 0.59 m diameter, 331 rpm rotational speed and 676 W of power.

Using the numerical study made for the La Guardia breakwater for different sea conditions, we can set the optimum damping for different sea states, Fig. 2. In the table 1 the evolution of the diameter and rotational speed of the optimum turbine, is shown.

Three different radial turbines have been tested, the original one ($z = 1$), a turbine with an axial length a 50% bigger than the original ($z = 1.5$) and a turbine with an axial length a 100% bigger than the original one ($z = 2$), in all the cases the radial lengths are the same. The data of the original radial turbine have been taken from Pereiras et al (2009), and the data of the axial turbine from Thakker et al (2005b).

Table 1 Values of rotational speed, diameter and estimated power for different values of wave height and period of wave

	T(s)	H=1				H=2			
		7,8	10	12	14	7,8	10	12	14
Radial									
z=1	ω (rpm)	148,7	237,85	284,2	416,8	221,4	274,807	348,2	373,9
	D (m)	1,14	0,88	0,77	0,57	1,29	1,05	0,91	0,86
	W (watt)	565	667	589	383	2214	2424	2364	2188
z=1,5	ω (rpm)	183,8	294,11	351,4	515,4	273,8	339,81	430,6	462,4
	D (m)	0,92	0,71	0,62	0,46	1,04	0,85	0,73	0,69
	W (watt)	574	677	598	389	2247	2460	2399	2220
z=2,0	ω (rpm)	215,7	345,038	412,2	604,7	321,2	398,651	505,2	542,4
	D (m)	0,79	0,61	0,54	0,39	0,90	0,73	0,63	0,60
	W (watt)	573	676	597	388	2243	2456	2395	2216
Axial									
	ω (rpm)	331,5	530,389	633,7	929,5	493,8	612,803	776,6	833,8
	D (m)	0,59	0,46	0,40	0,29	0,67	0,54	0,47	0,45
	W (watt)	671	792	700	455	2630	2879	2807	2598

The rotational speed increases if the wave period increases and if the wave amplitude increases. And the behavior of size is opposite, whether the amplitude or the period of wave increases then the optimum diameter of turbine decreases. However, there is always a combination of size and rotational speed of the turbine to maintain the maximum pneumatic power and the optimum efficiency in the turbine.

If the turbine size is changeless and the wave conditions change, in this case it is not possible to maintain both maximum pneumatic power and best efficiency in the turbine, so that the rotational speed can be changed in order to maintain the best efficiency of this turbine but the pneumatic power will not be maximum.

CONCLUSIONS

An alternative methodology to match the turbine to the characteristics of an OWC wave power plant has been described. The level of damping applied by the turbine must optimize the performance of the OWC. The main results are the size and rotational speed of the turbine, so that it works at maximum efficiency.

A first predesigned of size, rotational speed and power of radial and axial turbines, for specific chamber geometry, has been obtained versus wave characteristics: amplitude and period.

This method has the advantage that the only necessary relevant information is the knowledge of a small number of non-dimensional parameters from the chamber and the turbine.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors wish to thank the Agencia Española de Cooperación Internacional and JCyL, group GR57, for the support provided.

REFERENCES

- Curran, R., Stewart, T.P., Whittaker, T (1997). Design synthesis of oscillating water column wave energy converters: performance matching. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A. Journal of Power and Energy.. P. 489-505.
- Evans D. V. & Porter R. (1995). Hydrodynamic characteristics of an oscillating water column device. Applied Ocean Research n 17. P. 155-164.
- Falção A.F. Rodrigues R.J.A. (2002). Stochastic modelling of OWC

wave power plant performance. *Applied Ocean Research* n 24. Elsevier. P. 59-71.

Falnes J. (2007) A review of wave-energy extraction. *Marine Structures* n. 20.. P. 185–201.

Lopez, I., Iglesias G., Lopez, M., Castro F., Rodriguez M.A. (2012) Coupling between the chamber and turbine in the OWC wave energy converter for the A Guarda breakwater. ICCE, Santander.

Pereiras, B.; Castro, F.; Rodríguez, M.A. (2009) Tip Clearance Effect on the Flow Pattern of a Radial Impulse Turbine for Wave Energy Conversion. Isope. Osaka, Japan. ISSN 1098-6189.

Setoguchi, T.; Santhakumar, S.; Takao, M.; Kaneko, K. (2002). A performance study of a radial impulse turbine for wave energy conversion. *Proc Instn Mech Engrs Vol 216 Part A: J Power and Energy* n 216. P. 15-22.

Tease, W.K., Lees, J., Hall A. (2007) Advances in oscillating water column Air turbine development. *Proceedings of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference*, Porto, Portugal,

Thakker, A., Usmani Z., Dhanasekaran, T.S. (2004) Effects of turbine damping on performance of an impulse turbine for wave energy conversion under different sea conditions using numerical simulation techniques. *Renewable Energy* n 29.. P. 2133–2151.

Thakker, A.; Hourigan, F.; Dhanasekaran, T.S.; Hemry, M. El.; Usmandi, Z.; Ryan, J. (2005). Design and performance analysis of impulse turbine for a wave energy power plant. *International Journal of Energy Research*. N 29. P. 13-16.

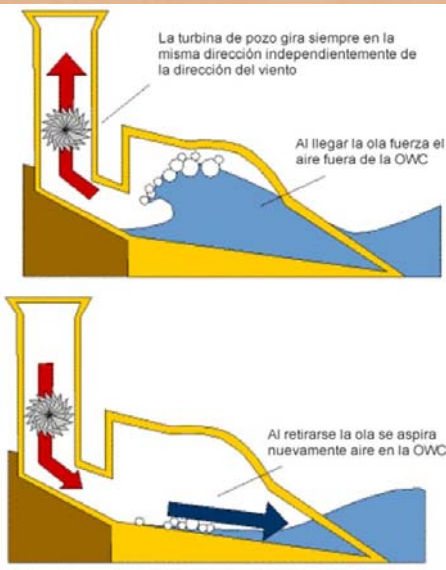
Thakker, A.; Dhanasekaran, T.S.; Ryan, J. (2005b) Experimental studies on effect of guide vane shape on performance of impulse turbine for wave energy conversion. *Renewable Energy*. N 30. P. 2203–2219.

Weber, J. (2007) Representation of non-linear aero-thermodynamic effects during small scale physical modelling of OWC WECs. *Proceedings of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference*, Porto, Portugal.

ANALISIS FLUIDOMECANICO DE UN GRUPO TURBINADO DE DOS TURBINAS AXIALES UNIDIRECCIONES PARA PLANTAS DE OSCILACION DE COLUMNA DE AGUA (OWC)

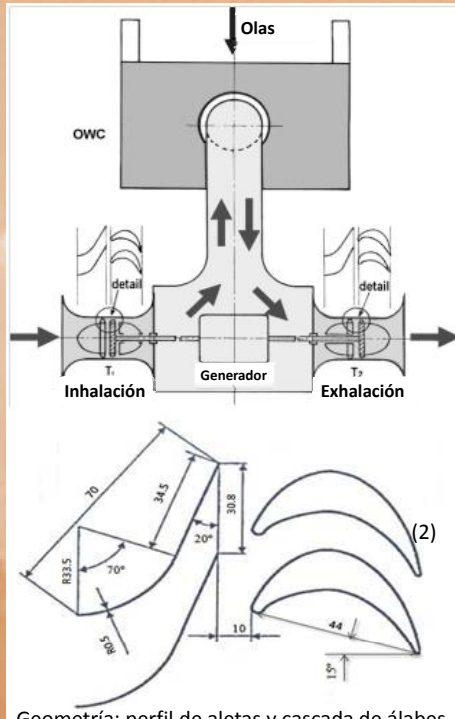
Pablo P. Valdez

CENTRALES DE COLUMNA DE AGUA OSCILANTE



Objetivos: 1) Desarrollar un modelo computacional que sea válido para simular el flujo. 2) Obtener parámetros característicos que describan el comportamiento del sistema. 3) Mejorar el rendimiento del sistema con propuestas de geometrías de turbinas.

GRUPO TURBINADO DE DOS TURBINAS AXIALES UNIDIRECCIONES



Geometría: perfil de aletas y cascada de álabes.



Grupo turbinado de dos turbinas axiales unidireccionales. V. Jayashankar y otros, 2010

$$(1) \phi = \frac{Q}{u_R A_R} = \frac{v_a}{u_R}$$

Coefficientes: (1) caudal, (2) par y (3) potencia consumida.

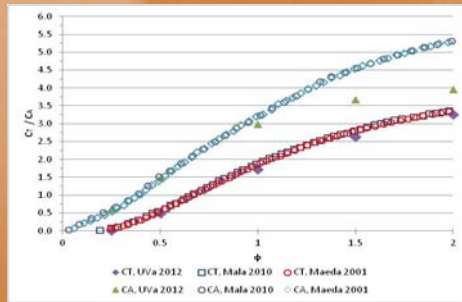
$$(2) C_T(\phi) = \frac{T_0}{\frac{1}{2} \rho (v_a^2 + u_R^2) b l z r_R} = \frac{T_0}{\frac{1}{2} \rho u_R^2 (1 + \phi^2) b l z r_R}$$

$$(3) C_A(\phi) = \frac{\Delta P_0}{\frac{1}{2} \rho (v_a^2 + u_R^2)} = \frac{\Delta P_0}{\frac{1}{2} \rho u_R^2 (1 + \phi^2)}$$

$$(4) \eta = \frac{T_0 \omega}{\Delta P_0 Q} = \frac{C_T}{C_A \phi} \quad (5) \eta_V = \frac{k_D}{k_I + k_D} \quad (6) \bar{\eta}_{GT} = \eta_V \cdot \eta_T$$

Rendimientos: (4) estacionario, (5) volumétrico y (6) medio general.

VALIDACION DEL MODELO



Las simulaciones numéricas realizadas son compatibles con la bibliografía; se válida modelo.

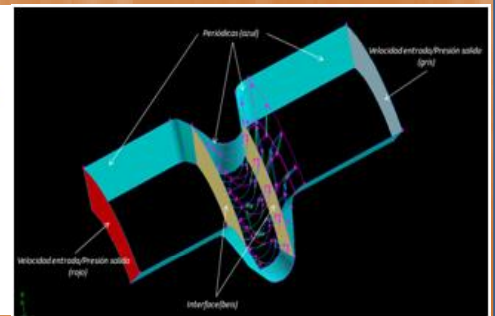
MODELO NUMERICO (CDF)



Autodesk Inventor: Turbina 3D.

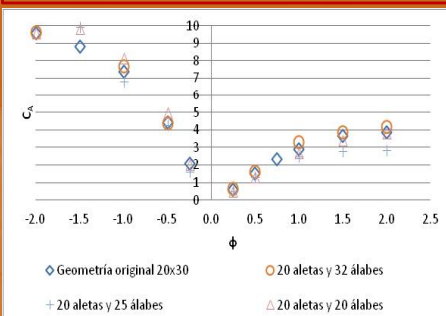


Gambit: Malla 3D.

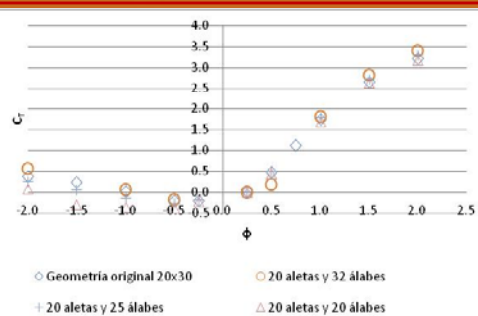


Fluent: Condiciones de contorno del modelo.

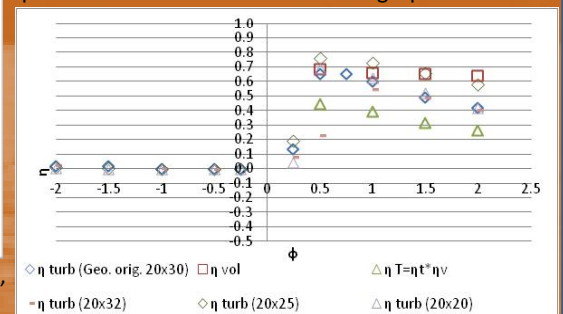
RESULTADOS, PROPUESTAS Y DISCUSION



Agradecimientos: Esta investigación ha sido posible con la ayuda de la Universidad of Bologna, Italia; proyecto EADIC LOT 16, Programa de movilidad de la Unión Europea 2009-1655/001 ECW.



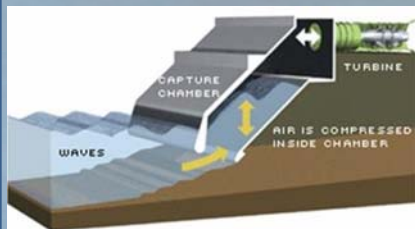
Se presentan propuestas de geometrías de turbinas que incrementan el rendimiento del grupo turbinado.



OPTIMIZED DESIGN AND THE INTERACTION BETWEEN THE TURBINE AND THE CHAMBER FOR THE RADIAL IMPULSE TURBINES FOR WAVE ENERGY CONVERSION

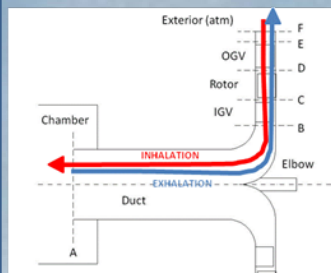
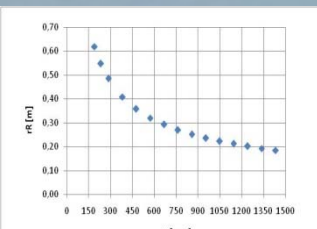
P. Valdez, B. Pereiras, F. Castro, M.A. Rodríguez

TURBINE DESIGN (Pereiras et al. 2008 - PhD)



Flow coefficient

$$\phi = \frac{Q}{u_R A_R} = \frac{v_R}{u_R}$$



OWC SYSTEMS

A radial impulse turbine works as inflow/outflow radial turbine depending on the movement of the OWC.

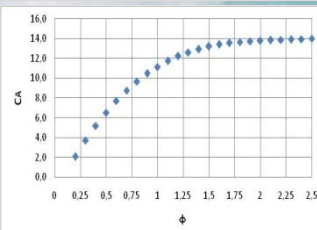
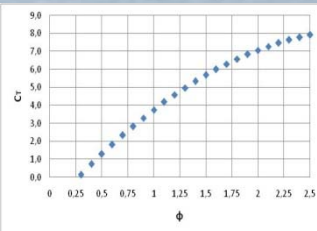
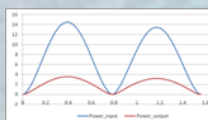
$$\Delta P = \Delta P_{\max} \sin\left(\frac{2\pi t}{T}\right)$$

Torque coefficient

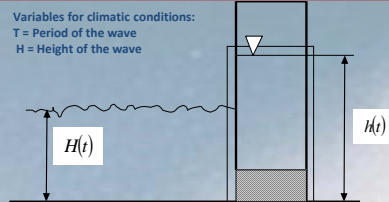
$$C_T = \frac{T_{\text{real}}}{T_{\text{reference}}} = \frac{T_o}{\frac{1}{2} \rho (v_R^2 + u_R^2) r_R b l z}$$

Input coefficient

$$C_A = \frac{\text{Input power}}{\text{Reference power}} = \frac{\Delta P Q}{\frac{1}{2} \rho (v_R^2 + u_R^2) b l z v_R} = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho (v_R^2 + u_R^2) b l z A_R}$$



CHAMBER



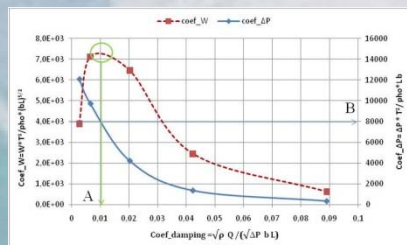
Adimensional analysis:

Power coefficient

$$\frac{\overline{WT}^3}{\rho_a (bL)^{5/2}}$$

Pressure coefficient chamber

$$B = \frac{\Delta P T^2}{\rho_a b L}$$



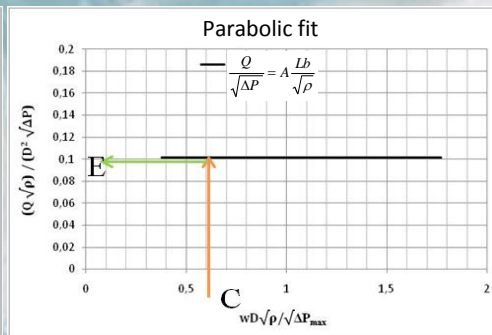
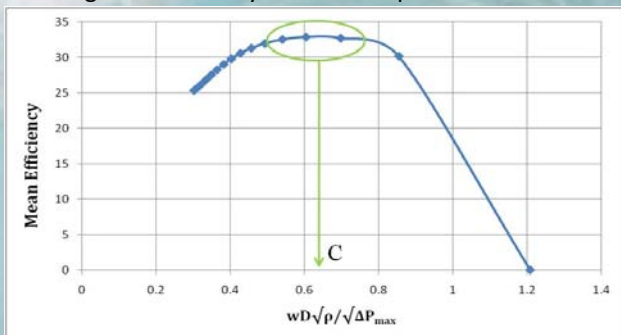
Damping coefficient chamber

$$A = \frac{\sqrt{\rho_a} Q}{b L \sqrt{\Delta P}}$$

We are analyzing the results of OWC's chamber to obtain the most suitable turbines.

INTERACTION BETWEEN THE TURBINE AND THE CHAMBER

The interaction between the turbine and the chamber is an important factor, which influences directly on the global efficiency of the OWC plant.



Pressure coefficient turbine

$$C = \frac{\sqrt{\rho_a} \omega D}{\sqrt{\Delta P_{\max}}}$$

For a radial impulse turbine

$$\frac{\sqrt{\rho_a} Q_{\max}}{D^2 \sqrt{\Delta P_{\max}}} = E$$

Global efficiency

$$\text{Output power [W]} = \frac{1}{T} \int_0^T T_o \omega dt$$

$$\text{Input power [W]} = \frac{1}{T} \int_0^T \Delta P Q dt$$

$$\eta_{\text{total}} = \eta_{\text{chamber}} \eta_{\text{turbina}}$$

Taking the optimum damping conditions, we have started a process which allow us to determinate the turbine size and rotation speed. These turbine features give the optimum damping conditions which maximize the global efficiency.

Acknowledgements

This research has been possible for the cooperation of the Agencia Española de Cooperación Internacional y Desarrollo, AECID y Junta de Castilla y León GEX 57 and the University of Bologna – Italy; this last is supported by project EADIC LOT 16, European Union Mobility Programme 2009-1655/001 ECW.

Future works:

- Experimental validation of numerical results.
- Efficiency improvement in chamber-turbine interaction.

The first step is mainly to propose turbine size and rotation speed



Universidad de Valladolid Spain



ALMA MATER STUDIORUM UNIVERSITA DI BOLOGNA Italy



Universidad Tecnológica Nacional Buenos Aires - Argentina

UNIVERSITY OF VALLADOLID

Energetic and Fluids Mechanics Engineering Department

Contact:

pablo_valdez@cf1.eis.uva.es

ETSII, Paseo del cauce 59,

47011, Valladolid, Spain

Abstract

“CFD Study of a unidirectional axial turbine for twin turbine topology in OWC Plants”. INORE Denmark, 2012.

This research is focused on a unidirectional turbine, to be used in a twin unidirectional turbine topology which is a alternative to the others turbines traditionally installed in OWC system in order to enhance the performance of wave energy plant.

All self rectifying turbines work under special conditions due the bidirectional flow caused by OWC, moreover it is the main reason of the low turbine's efficiency. In a twin unidirectional turbine topology, the axial unidirectional turbine works during all the cycle (exhalation or inhalation). There is one turbine always working in direct sense and the other one in inverse sense. As a result, a suitable choice of design factors has been suggested for the setting angle of guide vane and the rotor profile.

The study has been made assuming a quasi-steady performance of the turbine. This study has been initiated with an existing geometry which characteristics and experimental information of its performance is available in the bibliography.

The geometry of the unidirectional turbine was proposed with the promise of very significant improvements in the energy capture in OWC plants. This research shows the initial results of a three dimensional numerical model, validated with experimental results of previous papers. The numerical model allows to calculate the performance of the turbine and to understand the behavior of the flow in its interior.

Once the model was validated, different geometries were developed in order to study the influence of setting angles and solidity in the turbine performances.

For future works, we want to optimize the geometry, to include changes in the guide vane and the rotor blade profiles as well as to optimize the solidity of blades and guide vanes with the aim to improve the performance of the turbine.

Abstract

“Optimized design and the interaction between the turbine and the chamber for the radial impulse turbine”. INORE Alcoutim, Portugal; May, 2011.

The Oscillating Water Column (OWC) power plants are based on wave energy, they convert low pressure wave into energy pneumatic, as bi-directional air form of flows. Air turbines, which are capable of rotating uni-directionally with bi-directional air flow, are used to extract mechanical power which is further converted into electrical power through a generator. The OWC is one of the most used system to extract energy from oceans and to get mechanical energy by an air turbine.

Several groups of air turbines have been used for pneumatic energy conversion into mechanical energy in OWC plants. The Wells turbine has been used widely, however, according to research reported in today’s literature, this type of turbine has inherent crucial disadvantages, which are connected to narrow flow rate range for high operating efficiency.

The numerical CFD (Computer Fluids Dynamics) model previously developed has been used to improve aerodynamically the internal geometry of the radial turbine. With a better efficiency the radial impulse turbine is now attractive for the industry.

The aim of this work is to continue developing an optimized design for the radial impulse turbine, according to which an alternative geometry has been developed. To carry out a global mechanical design of the turbine, the first step is principally to propose a turbine’s size and rotation speed.

The research deals with turbines for OWC plants to energy extraction from the waves, and the interaction between the turbine and the chamber is an important factor, which is a direct influence on the global efficiency of the OWC plant. Therefore, it has been necessary to study both in order to control the turbine operations.

The team of investigation is busy analyzing the results of OWC's chamber to obtain exactly of functioning suitably for turbines. For a particular chamber we are trying to optimize the global efficiency, which is reached in the a particular damping conditions. We are holding for a turbine which gives this damping conditions.

Results from a numerical model of chamber under different damping conditions are being used to carry out this model.

Taking the optimum damping conditions, we have started a process which allow us to determinate the turbine’s size and rotation speed. These turbine features give the optimum damping conditions which maximize the global efficiency.