



UNIVERSIDAD  
**NACIONAL**  
DE COLOMBIA

# **Efecto de la superficie libre en el desempeño global de una turbina fluvial**

**Luis Eduardo Rodríguez Jaime**

Universidad Nacional de Colombia  
Facultad de Ingeniería  
Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica  
Bogotá D.C., Colombia  
2021

# **Efecto de la superficie libre en el desempeño global de una turbina fluvial**

**Luis Eduardo Rodríguez Jaime**

Tesis o trabajo de investigación presentada(o) como requisito parcial para optar al  
título de:

**Magister en Ingeniería– Ingeniería Mecánica**

Director:

Aldo Germán Benavides Morán

Codirector:

Santiago Laín Beatove

Universidad Nacional de Colombia  
Facultad de Ingeniería  
Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica  
Bogotá D.C., Colombia  
2021

## **Agradecimientos:**

Deseo expresar mis agradecimientos al director de este trabajo, Dr. Aldo Germán Benavides, por el apoyo, el rigor y la dedicación brindada. De igual forma al co-director, Dr. Santiago Laín, quien generosamente facilitó los recursos físicos que posibilitaron buena parte de las simulaciones; su conocimiento y aportes puntuales fueron fundamentales en el devenir de esta investigación.

A la Universidad Nacional, institución en la cual he adquirido y forjado mis conocimientos y de la cual siempre he recibido apoyo. Este trabajo no habría tenido lugar sin la facilidad otorgada por la beca auxiliar docente. En este sentido agradezco al profesor Carlos Duque, quien indirectamente me permitió regresar a la universidad al seleccionarme para el curso de modelación matemática, la cual fue una gran experiencia docente para mí. Reconozco los conocimientos que me aportó, y la oportunidad brindada.

A mis compañeros y amigos, con quienes compartí experiencias y momentos, especialmente antes de comenzar la pandemia.

Este trabajo también fue posible gracias a la fuerza y al apoyo vital de mi familia. Agradezco a mis padres y a María Luisa por su apoyo incondicional, a mi hermana por sus consejos y energía y mi novia por paciencia y comprensión.

## Resumen:

Las turbinas hidrocínéticas son un importante campo de estudio en energías renovables. Uno de los aspectos menos estudiados computacionalmente hasta la fecha es el efecto de la superficie libre en el desempeño del rotor. En este trabajo se presenta el estudio numérico por medio de CFD de una turbina hidrocínética considerando la superficie libre. Se presentan simulaciones considerando dos profundidades de inmersión, definidas por la inmersión de la punta del aspa denominadas  $0.19D$  y  $0.55D$  (con  $D$ =diámetro). Los modelos de turbulencia  $k - \omega SST$  y  $SST Transition$  son implementados sin superficie libre, definiendo  $SST Transition$  para todas las simulaciones transitorias con superficie libre debido a su mejor predicción del coeficiente de potencia. Las variaciones en el coeficiente de potencia y de empuje son estudiadas en ambas inmersiones, así como la deformación de la superficie libre y el desarrollo de la estela. El comportamiento a distintas velocidades de rotación, bajo las dos condiciones de inmersión, es comparado con datos experimentales describiendo una curva similar a la experimental. Se presentan simulaciones cambiando la longitud del dominio y el coeficiente de bloqueo, evidenciando la validez del dominio computacional empleado. Finalmente, se estudia el comportamiento incluyendo el soporte que sostiene el rotor, lo que incrementa principalmente el coeficiente de empuje reportado. La mayor inmersión reporta coeficientes de potencia superiores, lo cual está de acuerdo con los datos experimentales y con estudios computacionales previos.

**Palabras clave:** Turbina hidrocínética, Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), coeficiente de potencia, superficie libre.

# Contenido

|  |    |
|--|----|
| 1. CARACTERÍSTICAS Y DESCRIPCIÓN DE LAS TURBINAS HIDROKINÉTICAS: .....                         | 14 |
| 1.1. Tecnología hidrocínética.....   | 14 |
| 1.2. Ventajas y desventajas de turbinas hidrocínéticas.....                                    | 14 |
| 1.3. Esquemas de conversión y operación:.....  | 15 |
| 1.4. Energía del viento y energía hidrocínética: .....   | 16 |
| 1.5. Conceptos fluido–dinámicos .....  | 17 |
| 1.6. Efecto de la superficie libre en estudios previos: .....                                  | 21 |
| 1.7. Teoría de flujo en canal abierto.....   | 23 |
| 2. MODELADO DE TURBINAS HIDROKINÉTICAS .....   | 26 |
| 2.1. Ecuaciones de transporte a resolver en CFD: .....   | 26 |
| 2.1.1. Modelo <i>SST k – <math>\omega</math></i> .....   | 28 |
| 2.1.2. Modelo <i>SST Transition</i> .....  | 29 |
| 2.1.3. Modelo Volume of Fluid (VOF) .....  | 29 |
| 2.2. Modelo de Disco actuador .....  | 31 |
| 2.3. Blade Element Momentum (BEM). .....   | 32 |
| 2.4. Moving Reference Frame (MRF). .....   | 33 |
| 2.5. Técnica de malla deslizante (Sliding mesh): .....   | 34 |
| 3. METODOLOGÍA Y RESULTADOS.....   | 35 |
| 3.1. Modelo 3D de la Turbina Hidrocínética empleada. ....                                      | 35 |
| 3.2. Software y hardware empleados.....  | 38 |
| 3.3. Simulaciones ejecutadas .....   | 39 |
| 3.4. Simulaciones sin considerar superficie libre ( <i>SST k – <math>\omega</math></i> ) ..... | 40 |
| 3.5. Simulaciones sin considerar superficie libre <i>SST Transition</i> .....                  | 43 |
| 3.6. Simulaciones que incluyen la Superficie libre .....                                       | 47 |
| 3.6.1. Configuración y análisis de independencia de malla .....                                | 47 |

|        |   |    |
|--------|---|----|
| 3.6.2. | Variación de la velocidad de rotación (TSR).....                    | 51 |
| 3.6.3. | Deformación de la superficie libre y campos de velocidad (TSR=6) .. | 57 |
| 3.6.4. | Deformación de la superficie libre con variación del TSR.....       | 65 |
| 3.6.5. | Variación en la longitud del dominio .....                          | 67 |
| 3.6.6. | Modificación de la profundidad del canal.....                       | 71 |
| 3.7.   | Simulaciones con la estructura que sostiene al rotor .....          | 73 |
| 4.     | CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO.....                                  | 84 |
|        | BIBLIOGRAFÍA: .....   | 86 |

## Listado de Figuras

|            |  |    |
|------------|--|----|
| FIGURA 1:  | ELEMENTOS BÁSICOS DE UNA TURBINA HIDROKINÉTICA. ELABORADA POR EL AUTOR, ADAPTADA DE (ALBERNAZ, PINHEIRO, AMATANTE, AMATANTE, & CAVALCANTE, 2015). .....  | 14 |
| FIGURA 2:  | CLASIFICACIÓN DE TURBINAS HIDROKINÉTICAS. ELABORADA POR EL AUTOR, ADAPTADA DE (TANBHIR, NAWSHAD, & ISLAM, 2011). LA TURBINA A ANALIZAR CORRESPONDE A UNA DE FLUJO AXIAL DE GENERADOR SUMERGIDO. ....   | 16 |
| FIGURA 3:  | CRECIMIENTO DE LA CAPA LÍMITE EN UNA PLACA PLANA. ELABORADA POR EL AUTOR, AADAPTADA DE (WHITE, 1998):.....   | 20 |
| FIGURA 4:  | ALGUNOS FACTORES QUE AFECTAN EL DESEMPEÑO DE LA TURBINA Y EL DESARROLLO DE LA ESTELA. IMAGEN PROPIA ADAPTADA DE (BAHAJ, MYERS, RAWLINSON-SMITH, & THOMSON, 2012).....  | 21 |
| FIGURA 5:  | ESQUEMA DE FLUJO DE CANAL ABIERTO. IMAGEN PROPIA ADAPTADA DE (ADAMSKI, 2013). .....  | 24 |
| FIGURA 6:  | ESQUEMA DE LA FRACCIÓN DE VOLUMEN Y DE LA INTERFAZ. IMAGEN PROPIA ADAPTADA DE (KATOPODES, 2019).....   | 30 |
| FIGURA 7:  | REPRESENTACIÓN PARA EL MODELO DE DISCO ACTUADOR (IMAGEN ELABORADA POR EL AUTOR ADAPTADA DE (PINILLA, 2011)).....   | 31 |
| FIGURA 8:  | DISCRETIZACIÓN DE LA GEOMETRÍA DEL ASPA UTILIZADA EN EL BEM. ELABORADA POR EL AUTOR ADAPTADA DE (MANWELL & MCGOWAN, 2009). ....  | 32 |
| FIGURA 9:  | DOMINIO COMPUTACIONAL. (IMAGEN ELABORADA POR EL AUTOR). ....   | 34 |
| FIGURA 10: | OBTENCIÓN DE LOS PERFILES EN DESIGNFOIL R6.46. EN ESTE CASO SE PRESENTA PARA EL PERFIL 63-815 .....  | 36 |
| FIGURA 11: | RESULTADOS OBTENIDOS A PARTIR DE DESIGNFOIL Y RESULTADOS INTERPOLADOS PARA LAS DISTINTAS SECCIONES POR MEDIO DE UN CÓDIGO PROGRAMADO EN SCILAB. ....   | 36 |
| FIGURA 12: | A) FORMA DEL PERFIL A LO LARGO DEL ASPA EN AUTODESK INVENTOR. B) SEGMENTOS EN LOS QUE SE DIVIDIÓ EL PERFIL: PARTE SUPERIOR (AZUL), PARTE INFERIOR (NEGRO), BORDE DE SALIDA (AMARILLO) Y DOS SEGMENTOS PARA EL BORDE DE ENTRADA (ROJO Y VERDE), ..... | 37 |

|   |    |
|---|----|
| FIGURA 13: MODELO 3D EN AUTODESK INVENTOR. A) SIN CONSIDERAR EL SOPORTE; CADA ASPA FUE DIVIDIDAS EN TRES (3) PARTES: RAÍZ (AZUL), CUELLO(ROJO) Y PUNTA (VERDE). B) INCORPORACIÓN DEL SOPORTE Y CUERPO HORIZONTAL DE LA TURBINA.....   | 38 |
| FIGURA 14: DOMINIO COMPUTACIONAL UTILIZADO PARA LAS SIMULACIONES MONOFÁSICAS. ....  | 41 |
| FIGURA 15: COEFICIENTES DE POTENCIA PARA LAS DISTINTAS MALLAS UTILIZADAS SIN SUPERFICIE LIBRE Y MODELO $SST k - w$ . TSR=6. (S1 EN TABLA 2). ....   | 42 |
| FIGURA 16: DISTRIBUCIÓN DE $y^+$ PARA LAS MALLAS DE 7.4 (A), 9.4 (B) Y 11.0 MILLONES DE CELDAS (C), QUE FUERON UTILIZADAS CON $SST k - \omega$ . (S1 EN TABLA 2).....   | 43 |
| FIGURA 17: DISTRIBUCIÓN DE $y^+$ EN LA SUPERFICIE DEL ROTOR PARA LA MALLA USADA EN LAS SIMULACIONES MONOFÁSICAS CON <i>Transition SST</i> . (S4 EN TABLA 2). ....   | 44 |
| FIGURA 18: RESULTADOS OBTENIDOS CON EL MODELO $SST k - \omega$ Y EL MODELO SST TRANSITION SIN INCLUIR SUPERFICIE LIBRE (LOS DATOS FUERON INTERPOLADOS). IZQUIERDA: COEFICIENTES DE POTENCIA. DERECHA: DIFERENCIA ENTRE LOS DOS MODELOS DE TURBULENCIA. (S1 Y S4 EN TABLA 2). .... | 45 |
| FIGURA 19: RESULTADOS OBTENIDOS CON <i>SST Transition</i> A DISTINTOS TSR Y DATOS EXPERIMENTALES. (S5 EN TABLA 2).....  | 46 |
| FIGURA 20: RESULTADOS A DISTINTOS PASOS DE TIEMPO ( $\Delta t$ ) PARA TSR=8. (S6 EN TABLA 2).....   | 47 |
| FIGURA 21: ESQUEMA DEL DOMINIO COMPUTACIONAL UTILIZADO PARA LAS SIMULACIONES CON SUPERFICIE LIBRE. LA ALTURA DE LA SUPERFICIE LIBRE DEPENDE DEL CASO DE INMERSIÓN DE PUNTA (TIP IMMERSION): 0.19D Y 0.55D. LA TURBINA SE UBICÓ SOBRE LA LÍNEA MEDIA DEL CANAL.....                | 48 |
| FIGURA 22: SECCIÓN DE CORTE DE LA MALLA EMPLEADA. EN ROJO EL REDONDEO EN EL BORDE DE SALIDA. .  | 49 |
| FIGURA 23: CORTE LONGITUDINAL DE LA MALLA EMPLEADA. ....  | 49 |
| FIGURA 24: PROFUNDIDADES DE INMERSIÓN DE PUNTA ESTUDIADAS (0.55D (IZQUIERDA) Y 0.19D (DERECHA)) .....   | 51 |
| FIGURA 25: COMPORTAMIENTO TRANSITORIO DEL $CP$ OBTENIDOS PARA LAS SIMULACIONES BIFÁSICAS A TSR=6 Y TSR=8. (S8 EN TABLA 2). ....   | 52 |
| FIGURA 26: COMPORTAMIENTO TRANSITORIO DEL $CT$ OBTENIDOS PARA LAS SIMULACIONES BIFÁSICAS A TSR=6 Y TSR=8. (S8 EN TABLA 2). ....   | 52 |
| FIGURA 27: RESULTADOS PARA EL COEFICIENTE DE POTENCIA Y DE ARRASTRE CON SUPERFICIE LIBRE VARIANDO EL TSR. (S8 EN TABLA 2). ....   | 54 |
| FIGURA 28: COMPORTAMIENTO TRANSITORIO DEL $CP$ OBTENIDO PARA LAS SIMULACIONES BIFÁSICAS, CAMBIANDO EL ORDEN DEL ESQUEMA DE AVANCE TEMPORAL IMPLÍCITO. ....  | 54 |
| FIGURA 29: DIFERENCIAS PORCENTUALES PARA $CP$ (A) Y PARA $CT$ (B). (S8 EN TABLA 2).....   | 55 |
| FIGURA 30: TRANSFORMADA DISCRETA DE FOURIER EN MATLAB (FFT) CON LOS RESULTADOS OBTENIDOS PARA 0.55D (A) Y PARA 0.19D (B). (S8 EN TABLA 2). ....   | 56 |
| FIGURA 31: RESULTADOS PARA EL COEFICIENTE DE POTENCIA PARA UNA VUELTA DE ROTACIÓN DEL ROTOR. (S8 EN TABLA 2). ....  | 56 |
| FIGURA 32: APORTE INDIVIDUAL DE CADA ASPA EN EL COEFICIENTE DE POTENCIA. TSR4(NEGRO), TSR6 (AZUL), TSR8 (ROJO); LÍNEA DISCONTINUA(0.55D), LÍNEA CONTINUA (0.19D). (S8 EN TABLA 2)..   | 57 |

|  |    |
|--|----|
| FIGURA 33: FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE AGUA ( $\phi W$ ) PARA LOS DOS CASOS ESTUDIADOS, TOMADO EN UN PLANO LONGITUDINAL VERTICAL SOBRE EL EJE DEL ROTOR. ....  | 58 |
| FIGURA 34: DEFORMACIÓN DE LA SUPERFICIE LIBRE A LO LARGO DEL DOMINIO (LONGITUDES NORMALIZADAS RESPECTO AL DIÁMETRO) (TSR=6). LAS LÍNEAS CONTINUAS SON EL SEGUIMIENTO DE LA SUPERFICIE LIBRE EN LAS SIMULACIONES CFD EN UN PLANO VERTICAL SOBRE EL EJE DEL ROTOR. LAS LÍNEAS PUNTEADAS CORRESPONDEN A LA ALTURA TEÓRICA $hout$ OBTENIDA A PARTIR DE LO PRESENTADO EN LA SECCIÓN 1.7. .... | 58 |
| FIGURA 35: DEFINICIÓN DE LAS VARIABLES UTILIZADAS PARA DEFINIR LAS ALTURAS DE LA DEFORMACIÓN DE LA SUPERFICIE LIBRE ( $X_{min}$ Y $Y_{min}$ ). ....  | 60 |
| FIGURA 36: CONTORNOS DE VELOCIDAD AXIAL NORMALIZADA ( $Uy/U0$ ) PARA EL CASO DE MAYOR PROFUNDIDAD (0.55D) Y MENOR PROFUNDIDAD (0.19D). ....  | 61 |
| FIGURA 37: DÉFICIT DE VELOCIDAD TOMADO AGUAS ABAJO (0.5D, 1D, 2D, 4D Y 7D) EN LÍNEAS HORIZONTALES (IZQUIERDA) Y VERTICALES (DERECHA) PARA 0.55D. ....  | 62 |
| FIGURA 38: DÉFICIT DE VELOCIDAD TOMADO AGUAS ABAJO EN LÍNEAS HORIZONTALES (IZQUIERDA) Y VERTICALES (DERECHA) PARA 0.19D. ....  | 62 |
| FIGURA 39: CONTORNOS DE VELOCIDAD AXIAL DEL AGUA EN PLANOS VERTICALES $Uy\phi W$ . ....  | 63 |
| FIGURA 40: CONTORNOS DE VELOCIDAD TANGENCIAL NORMALIZADA ( $Ut/U0$ ) EN PLANOS VERTICALES. ....  | 63 |
| FIGURA 41: DÉFICIT DE VELOCIDAD A LO LARGO DE LA LÍNEA MEDIA (LÍNEA DEL EJE) Y VALOR MÍNIMO EN LÍNEAS VERTICALES AGUAS ABAJO. ....   | 64 |
| FIGURA 42: DISTANCIA DESDE MÁXIMO DÉFICIT DE VELOCIDAD AL EJE DEL ROTOR. ....  | 65 |
| FIGURA 43: DEFORMACIÓN DE LA SUPERFICIE LIBRE VARIANDO EL TSR PARA LA MAYOR PROFUNDIDAD DE INMERSIÓN ESTUDIADA (0.55D). LAS LÍNEAS PUNTEADAS CORRESPONDEN A LA ALTURA TEÓRICA $hout$ OBTENIDA A PARTIR DE LO PRESENTADO EN LA SECCIÓN 1.7. (S8 EN TABLA 2) ....  | 66 |
| FIGURA 44: DEFORMACIÓN DE LA SUPERFICIE LIBRE VARIANDO EL TSR PARA LA MENOR PROFUNDIDAD DE INMERSIÓN ESTUDIADA (0.19D). (S8 EN TABLA 2) ....   | 66 |
| FIGURA 45: COEFICIENTE DE POTENCIA CAMBIANDO LAS LONGITUDES DEL DOMINIO AGUAS ARRIBA Y AGUAS ABAJO. 0.55D Y TSR=6. (S9 Y S10 EN TABLA 2) ....  | 68 |
| FIGURA 46: CAMPOS DE VELOCIDAD AXIAL NORMALIZADA ( $Uy\phi W/U0$ ) PARA LOS DOMINIOS CON 7D(A), 10D(B) Y 15D(C) AGUAS ABAJO. 0.55D Y TSR=6. (S9 Y S10 EN TABLA 2) ....   | 70 |
| FIGURA 47: DÉFICIT DE VELOCIDAD PARA LA SIMULACIÓN CON 15D AGUAS ABAJO. 0.55D Y TSR=6. (S10 EN TABLA 2). ....  | 70 |
| FIGURA 48: ESQUEMAS DE LOS DOMINIOS UTILIZADOS CAMBIANDO LA PROFUNDIDAD DEL CANAL PARA LAS DOS INMERSIONES ESTUDIADAS. (S11 EN TABLA 2). COMPARAR CON FIGURA 24. ....  | 71 |
| FIGURA 49: CONTORNOS DE VELOCIDAD AXIAL NORMALIZADA ( $Uy\phi W/U0$ ) PARA LA CONFIGURACIÓN INICIAL (A; S8) Y AL CAMBIAR LA PROFUNDIDAD DEL CANAL (B; S11) PARA 0.55D (IZQUIERDA). DÉFICIT DE VELOCIDAD AGUAS ABAJO PARA LAS DOS SIMULACIONES (DERECHA.) ....  | 73 |
| FIGURA 50: CONTORNOS DE VELOCIDAD AXIAL NORMALIZADA PARA LA CONFIGURACIÓN INICIAL (A; S8) Y AL CAMBIAR LA PROFUNDIDAD DEL CANAL (B; S11) PARA 0.19D (IZQUIERDA). DÉFICIT DE VELOCIDAD AGUAS ABAJO PARA LAS DOS SIMULACIONES (DERECHA.) ....  | 73 |

|  |    |
|--|----|
| FIGURA 51: ESQUEMA DEL DOMINIO COMPUTACIONAL UTILIZADO PARA SIMULACIÓN CON SUPERFICIE LIBRE E INCLUSIÓN DEL SOPORTE. ....  | 74 |
| FIGURA 52: DETALLE DE LA MALLA UTILIZADA CON LA INCLUSIÓN DE LA ESTRUCTURA QUE SOSTIENE AL ROTOR. ....   | 75 |
| FIGURA 53: CONTORNOS DE VELOCIDAD AXIAL NORMALIZADA ( $UyU0$ ) PARA EL CASO DE MAYOR PROFUNDIDAD (0.55D) Y MENOR PROFUNDIDAD (0.19D) CON LA INCLUSIÓN DEL SOPORTE, TSR=6 (S12 EN TABLA 2). COMPARAR CON FIGURA 36. ....  | 75 |
| FIGURA 54: CONTORNOS DE VELOCIDAD AXIAL DEL AGUA ( $Uy\phi W$ ) EN PLANOS VERTICALES PARA LAS DOS PROFUNDIDADES DE INMERSIÓN CON LA INCLUSIÓN DE LA ESTRUCTURA. TSR=6. (S12 EN TABLA 2). COMPARAR CON FIGURA 39. ....  | 76 |
| FIGURA 55: DÉFICIT DE VELOCIDAD TOMADO AGUAS ABAJO (1D, 2D, 4D Y 7D) EN LÍNEAS HORIZONTALES (IZQUIERDA) Y VERTICALES (DERECHA) PARA 0.55D Y TSR=6, CON Y SIN LA INCLUSIÓN DEL SOPORTE (S12 Y S8 RESPECTIVAMENTE). ....   | 77 |
| FIGURA 56: DÉFICIT DE VELOCIDAD TOMADO AGUAS ABAJO EN LÍNEAS HORIZONTALES (IZQUIERDA) Y VERTICALES (DERECHA) PARA 0.19D Y TSR=6, CON Y SIN LA INCLUSIÓN DEL SOPORTE (S12 Y S8 RESPECTIVAMENTE). ....   | 77 |
| FIGURA 57: DIFERENCIA DE LOS DÉFICITS DE VELOCIDAD AL INCLUIR Y NO INCLUIR EL SOPORTE. PARA INMERSIONES 0.55D (IZQUIERDA) Y 0.19D (DERECHA). TSR=6. ....   | 78 |
| FIGURA 58: RESULTADOS TRANSITORIOS PARA EL $CP$ A LAS DOS PROFUNDIDADES DE INMERSIÓN Y CON LA INCLUSIÓN DEL SOPORTE. TSR=6. (S12 EN TABLA 2). ....   | 79 |
| FIGURA 59: RESULTADOS TRANSITORIOS PARA EL $CT$ A LAS DOS PROFUNDIDADES DE INMERSIÓN Y CON LA INCLUSIÓN DEL SOPORTE. TSR=6. (S12 EN TABLA 2). ....   | 79 |
| FIGURA 60: COEFICIENTES DE POTENCIA Y EMPUJE PARA UNA ROTACIÓN DEL ROTOR CONSIDERANDO LAS DOS PROFUNDIDADES DE INMERSIÓN Y LA INCLUSIÓN DEL SOPORTE. TSR=6. ....   | 80 |
| FIGURA 61: COEFICIENTE DE POTENCIA ( $CP$ ) CONSIDERANDO EL APORTE INDIVIDUAL DE CADA PALA Y LA CONTRIBUCION DE LOS COMPONENTES DEL SOPORTE. ....  | 80 |
| FIGURA 62: COEFICIENTE DE EMPUJE ( $CT$ ) CONSIDERANDO EL APORTE INDIVIDUAL DE CADA ASPA Y LA CONTRIBUCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SOPORTE. ....  | 81 |
| FIGURA 63: FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE AGUA ( $\phi W$ ) PARA LOS DOS CASOS ESTUDIADOS CON LA INCLUSIÓN DE LA ESTRUCTURA. TSR=6. ....  | 82 |
| FIGURA 64: COMPARACIÓN DE LA DEFORMACIÓN NORMALIZADA DE LA SUPERFICIE LIBRE PARA LAS DOS PROFUNDIDADES DE INMERSIÓN CON Y SIN EL SOPORTE. LAS LÍNEAS PUNTEADAS CORRESPONDEN A LA ALTURA TEÓRICA $hout$ OBTENIDA A PARTIR DE LO PRESENTADO EN LA SECCIÓN 1.7 .... | 83 |
| FIGURA 65: CONTORNOS DE ISOVORTICIDAD PARA LOS DOS CASOS ESTUDIADOS INCLUYENDO EL SOPORTE. ....  | 83 |

## Listado de Tablas

|  |    |
|--|----|
| TABLA 1: GEOMETRÍA DE LAS ASPAS (TOMADA DE (BAHAJ & BATTEN, 2007)).....  | 35 |
| TABLA 2: LISTADO GENERAL DE CASOS SIMULADOS EL TIPO CORRESPONDE A ESTACIONARIO (MRF) O<br>TRANSITORIO (SLIDING MESH SM). .....   | 39 |
| TABLA 3: COEFICIENTES DE POTENCIA PARA EL ESTUDIO DE INDEPENDENCIA DE MALLA, CORRESPONDIENTE A<br>LA FIGURA 15. LOS INCREMENTOS SE CALCULAN RESPECTO A LA MALLA INMEDIATAMENTE ANTERIOR. 42  |    |
| TABLA 4: COEFICIENTES DE POTENCIA (CP) VARIANDO LAS LONGITUDES DEL DOMINIO, CON MRF. (S2 Y S3 EN<br>TABLA 2). .....  | 43 |
| TABLA 5: ESTUDIO DE INDEPENDENCIA DE MALLA PARA EL MODELO SST TRANSITION. (S4 EN TABLA 2). ...   | 44 |
| TABLA 6: COEFICIENTES DE POTENCIA VARIANDO EL PASO DE TIEMPO ( $\Delta t$ ). PARA TSR=8 SIN SUPERFICIE<br>LIBRE. (S6 EN TABLA 2). .....  | 47 |
| TABLA 7: INDEPENDENCIA DE MALLA (EN ESTADO ESTACIONARIO Y SIN SUPERFICIE LIBRE, TSR=6) PARA LA<br>CONFIGURACIÓN DE LA FIGURA 23. (S7 EN TABLA 2). .....  | 50 |
| TABLA 8: ROTACIONES REQUERIDAS PARA 9 SEGUNDOS DE SIMULACIÓN A LAS VELOCIDADES DE ROTACIÓN<br>ESTUDIADAS.....  | 51 |
| TABLA 9: RESULTADOS LA DEFORMACIÓN DE LA SUPERFICIE LIBRE. LOS VALORES $X_{min}$ Y $Y_{min}$ SE PRESENTAN<br>NORMALIZADOS CON RESPECTO AL DIÁMETRO. ....   | 60 |
| TABLA 10: $X_{min}$ PARA LAS DOS PROFUNDIDADES INMERSIÓN VARIANDO LA VELOCIDAD DE ROTACIÓN. $X_{min}$<br>SE PRESENTA NORMALIZADO CON RESPECTO AL DIÁMETRO. (S8 EN TABLA 2).....  | 67 |
| TABLA 11: PERIODOS CALCULADOS ( $T$ ), TIEMPO DE RECORRIDO DEL AGUA LO LARGO DEL DOMINIO A<br>VELOCIDAD $U_0$ ( $T_{agua}$ ) Y COEFICIENTE DE POTENCIA ( $CP$ ), PARA LOS DOMINIOS VARIANDO LA<br>LONGITUD AGUAS ARRIBA ( $Lin$ ) Y AGUAS ABAJO ( $Lout$ ). (S9 Y S10 EN TABLA 2)..... | 68 |
| TABLA 12: RESULTADOS DE COEFICIENTE DE POTENCIA Y EMPUJE PROMEDIO (EN SIMULACIONES<br>TRANSITORIAS), CAMBIANDO LA PROFUNDIDAD DEL CANAL.....   | 71 |

## INTRODUCCIÓN

La investigación respecto a energías renovables se ha intensificado en los años recientes, como respuesta a la innegable necesidad de transitar hacia un mundo sostenible, que mitigue el impacto ambiental actual (Albernaz, Pinheiro, Amatante, Amatante, & Cavalcante, 2015). El aprovechamiento de la energía fluvial mediante pequeñas turbinas hidrocínicas ha sido aún poco estudiado, lo que ha retardado su implementación. Por esto, se requieren investigaciones y desarrollos que impulsen esta área. Uno de sus principales objetivos sería permitir su utilización en zonas rurales y regiones no interconectadas (Vermaak, Kusakana, & Koko, 2014). Considerando el potencial enorme que tendría Colombia debido al gran número de ríos, este tipo de energías tienen un futuro promisorio (López-González, Domenech, Gómez-Hernández, & Ferrer-Martí, 2017). Adicionalmente, las turbinas de pequeño tamaño son un medio que permite la generación eléctrica sin presentar un gran impacto ambiental (Vermaak, Kusakana, & Koko, 2014), por lo que podrían ser instaladas en regiones aisladas con mínima afectación en los ecosistemas y en el entorno.

El aprovechamiento de la energía fluvial está enfocado principalmente en grandes proyectos hidroeléctricos, beneficiando grandes ciudades, pero en muchos casos excluyendo regiones apartadas. En algunas de estas regiones existen proyectos de pequeñas centrales hidroeléctricas, mientras en otras se ignora totalmente el potencial hidroeléctrico que tienen (Morales, Álvarez, & Acevedo, 2015). Dependiendo de la capacidad instalada se suele categorizar el tipo de central. De acuerdo a la clasificación adoptada por la Unidad de Planeación Minero Energética (UPME) del Ministerio de Minas y Energía, la cual fue sugerida por la Organización Latinoamericana de Energía (Olade), las turbinas hidrocínicas fluviales se encuentran principalmente en el orden de pico-central (0.5 – 5 KW) (UPME, PUJ, & Colciencias, 2015), estando en ocasiones incluso por debajo de este rango. Sin embargo, las turbinas hidrocínicas, en posible combinación con otras fuentes renovables de energía, pueden ser una solución efectiva para llevar la electricidad necesaria a regiones no interconectadas (López-González, Domenech, Gómez-Hernández, & Ferrer-Martí, 2017).

De acuerdo a lo anterior, la investigación respecto a turbinas fluviales merece gran relevancia en el país, aunque sin limitar su potencial global. Bajo este contexto, una línea de investigación poco estudiada aún es la evaluación del desempeño teniendo en cuenta la interacción de la turbina con la superficie libre. La posible implementación de turbinas fluviales no solo está regida por la velocidad del cauce, sino que muchos otros factores relacionados con la inmersión a la que se someta el rotor influyen significativamente el

desempeño (Riglin, Schleicher, Liu, & Oztekin, 2015) (Adamski, 2013). Estudios computacionales y experimentales previos han mostrado una disminución del coeficiente de potencia y empuje al acercar la turbina a la superficie libre; (Bahaj, Molland, J.R., & Batten, 2007) reportaron experimentalmente una reducción en la potencia y el empuje de aproximadamente de 8.8% y 4.5% respectivamente al llevar al rotor a una profundidad de inmersión de punta de aspa desde 0.55D hasta 0.19D (con D=diámetro). Esto mismo, con discrepancias muy pequeñas, fue obtenido computacionalmente por (Yan, Deng, Korobenko, & Bazilevs, 2018). Un resultado diferente, fue presentado por (Kolekar, Vinod, & Banerjee, 2019), quienes reportaron incremento en el coeficiente de potencia al disminuir la inmersión de la turbina, indicando una posible región óptima para el desempeño cercana a una inmersión de 0.27D de la punta del aspa.

Despreciar la influencia de la superficie libre en un enfoque computacional puede generar diferencias importantes en el desempeño obtenido al compararse con modelos monofásicos de acuerdo a lo reportado por (Benchikh, Jay, & Poncet, (2019)), quienes para una turbina Darrieus reportaron valores superiores por 42.4% y 26.6% en potencia y empuje respectivamente, para los casos sin considerar la superficie libre en comparación a los casos donde sí se simuló la superficie libre. (Nishi Y. , Sato, Shiohara, Inagaki, & Kikuchi, 2017) presentaron un inusual aumento del desempeño al implementar simulaciones multifásicas (agua-aire) de hasta 2.8 veces, en relación a las simulaciones monofásicas (solo agua); sus resultados multifásicos en la generación de potencia son aproximadamente 5% superiores a los datos experimentales.

Se ha reportado que en las simulaciones con la turbina suficientemente sumergida – superior a 0.5D de inmersión de punta de aspa– es de esperar resultados similares a aquellos en los que no se modela la superficie libre. (Yan, Deng, Korobenko, & Bazilevs, 2018). (Kolekar, Vinod, & Banerjee, 2019) han observado alteraciones importantes de la estela y cambios en su simetría, especialmente a pequeñas inmersiones. Adicionalmente, investigadores han reportado ondulaciones (deformaciones) mayores en la superficie libre a medida que se disminuye la distancia a la que se encuentra sumergida la turbina, presentando una deformación vertical de aproximadamente el doble al pasar la inmersión del eje de 1D a 0.75D (Adamski, 2013). Sin embargo, el número de investigaciones que buscan aclarar los efectos de la superficie libre son todavía reducidos y la inclusión de la superficie libre es aún un desafío en los trabajos computacionales desarrollados a la fecha en el país; (Contreras, López, & Lain, 2018) plantearon el estudio numérico de los efectos de la superficie libre en el desempeño de turbinas hidrocínéticas como trabajo futuro. Lo anterior abre un campo importante de investigación en turbomaquinaria y en la posible implementación de energías alternativas.

El presente trabajo está ordenado de la siguiente forma: El capítulo 1 contiene una descripción general de las turbinas hidrocínéticas, presenta algunas definiciones y números adimensionales relevantes en la lectura de la tesis y justifica la importancia de la inclusión de la superficie libre en las simulaciones computacionales. El capítulo 2 introduce algunas de las técnicas más utilizadas para modelar numéricamente las turbinas (eólicas e hidrocínéticas), presenta las ecuaciones de conservación a resolver con CFD (computational fluid dynamics), presenta los modelos de turbulencia utilizados, y el modelo Volume of fluid (VOF) usado para aproximar la superficie libre. El capítulo 3 presenta la metodología empleada, la turbina usada, el dominio computacional, los esquemas de discretización implementados, entre otros aspectos numéricos y muestra los resultados obtenidos. Finalmente, el capítulo 4 da cuenta de las conclusiones y permite crear una idea del trabajo futuro.

# 1. CARACTERÍSTICAS Y DESCRIPCIÓN DE LAS TURBINAS HIDROKINÉTICAS:

## 1.1. Tecnología hidrocinética

La energía hidrocinética es capturada de mares, corrientes oceánicas, caudales fluviales, o en general, cualquier flujo de agua (Vermaak, Kusakana, & Koko, 2014). El flujo de agua genera el movimiento de las aspas de la turbina, para su posterior conversión en energía eléctrica.

Una turbina hidrocinética se compone fundamentalmente de un rotor, conectado a un generador a través de un multiplicador de velocidad, como se observa esquemáticamente en la Figura 1. Adicional a estos elementos básicos, podría tener un soporte, una jaula de protección, una cubierta (shroud), un anclaje, etc.

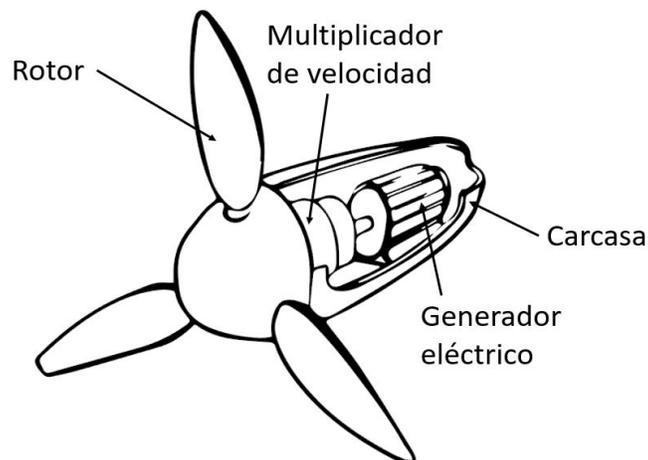


Figura 1: Elementos básicos de una turbina hidrocinética. Elaborada por el autor, adaptada de (Albernaz, Pinheiro, Amatante, Amatante, & Cavalcante, 2015).

El rotor es la primera etapa de la conversión de energía que realiza la turbina, al convertir la energía hidráulica en energía mecánica de rotación, Su función es aprovechar la energía cinética del flujo y generar con esto la rotación de un eje. Su eficiencia puede variar debido a muchos factores, como lo son la velocidad de rotación y la velocidad del fluido.

## 1.2. Ventajas y desventajas de turbinas hidrocinéticas.

Algunas de las ventajas que presentan estas turbinas son:

- No se requiere de un reservorio, represa o adaptación artificial, lo que reduce costos y disminuye el impacto ambiental
- No se requiere un montaje difícil ni costoso.
- Permite un fácil transporte, por lo que puede llevarse e implementarse en regiones apartadas.
- La selección del lugar no es muy restrictiva, especialmente en un país como Colombia con gran cantidad de ríos.
- Producción de energía de forma relativamente continua, lo que elimina la necesidad de almacenamiento en baterías de otras fuentes renovables de energía.

Por el contrario, dentro de sus desventajas tenemos:

- Posibles daños por sedimentos, rocas o demás elementos que pueden presentarse en los cauces.
- Producción de energía reducida debido a su pequeño tamaño que generalmente tienen.
- Posible afectación en poblaciones de peces si no se tiene en cuenta la estructura del ecosistema y ubicación (Seitz, Moerlein, Evans, & Rosenberger, 2011).
- Dependencia de las condiciones del flujo (nivel de inmersión, velocidad del cauce, etc.)

### **1.3. Esquemas de conversión y operación:**

Existen distintas disposiciones y/o formas usadas en este tipo de turbinas. Una importante clasificación está dada por la disposición del eje del rotor con respecto al flujo de agua. Así, tenemos de eje axial y de eje vertical (Vermaak, Kusakana, & Koko, 2014). También, es importante considerar si el generador está sumergido o fuera del agua, especialmente para las turbinas de eje horizontal. La Figura 2 presenta una clasificación general.

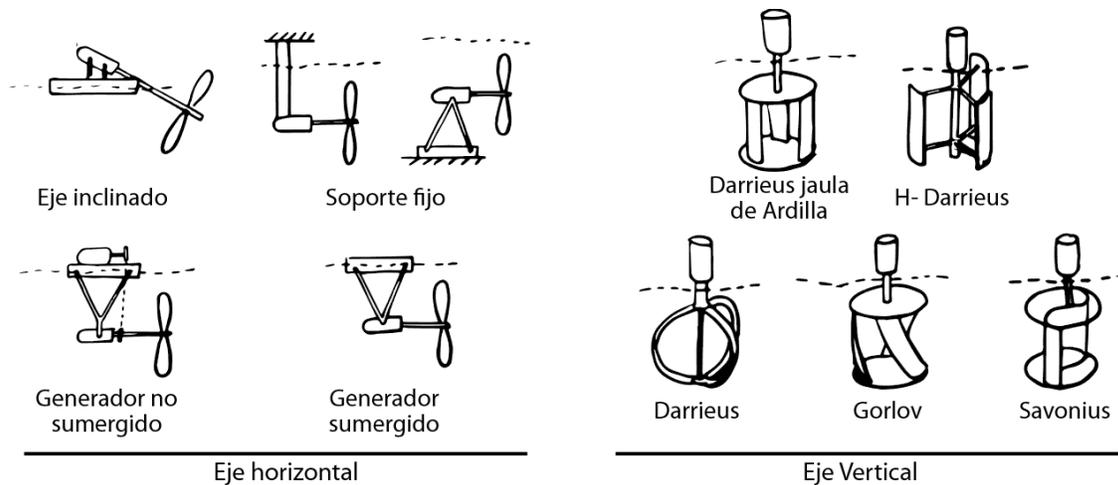


Figura 2: Clasificación de turbinas hidrocinéticas. Elaborada por el autor, adaptada de (Tanbhir, Nawshad, & Islam, 2011). La turbina a analizar corresponde a una de flujo axial de generador sumergido.

La selección de la turbina dependerá del tipo de flujo, velocidad y potencia deseada (Sornes, 2010). Las turbinas de eje horizontal son menos propensas a ser trabadas por sedimentos, generalmente cuentan con mayor eficiencia y no requieren, en general, ser arrancadas por un mecanismo externo (Anyi & Kirke, 2010). Por su parte las turbinas verticales tienen la ventaja de poder tener el generador fuera del agua sin necesidad de mecanismos y acoples adicionales, son menos susceptibles a la dirección del flujo en su desempeño y generan menos ruido (Vermaak, Kusakana, & Koko, 2014). Tener el generador sumergido implica una disminución en la eficiencia por efecto de los acoples que se requieren, pero tienen la ventaja de no requerir mecanismos adicionales aparte del multiplicador. Se han desarrollado turbinas de eje inclinado que permiten disminuir la cantidad de mecanismos necesarios teniendo un generador no sumergido. Sin embargo, al ser de eje inclinado la potencia entregada se ve disminuida a medida que se aumenta el ángulo de inclinación que tenga en operación (Contreras, López, & Lain, 2018). La turbina que se estudia en este trabajo es una turbina horizontal (axial) de generador sumergido.

#### 1.4. Energía del viento y energía hidrocinética:

En muchos aspectos, el comportamiento de las turbinas hidrocinéticas es similar al que presentan turbinas eólicas; aunque evidentemente, con diferencias respecto a la velocidad y propiedades del fluido. Por esto, los métodos usados para estudiar aerogeneradores pueden ser llevados a turbinas hidrocinéticas. Dentro de estos se cuentan el Blade Element Method (BEM) (Sección 2.3), Modelo de actuador de disco (Sección 2.2), y técnicas CFD (Computational Fluid Dynamics) como Sliding Mesh (Sección 2.5) y Moving Reference

Frame (MRF) (Sección 2.4) (Adamski, 2013). En general se cuenta con mayor cantidad de información para aerogeneradores, siendo la energía eólica de mayor difusión e implementación. La diferencia más evidente es el cambio en el fluido de trabajo. Adicionalmente, al considerar una turbina eólica, exceptuando la influencia del suelo, no resulta necesario tener en cuenta el espacio confinado ni la superficie libre que si sucede en las turbinas hidrocínicas (Albernaz, Pinheiro, Amatante, Amatante, & Cavalcante, 2015). Este último aspecto es el estudiado en el presente trabajo.

### 1.5. Conceptos fluido-dinámicos

Algunos conceptos importantes para el estudio de turbinas hidrocínicas se presentan a continuación:

- **Coefficiente de Potencia ( $C_p$ )**

La potencia que contiene el flujo (agua en el presente trabajo), pasando a través de un área transversal  $A$  está dada por (Pinilla, 2011):

$$P_f = \frac{\text{Energía}}{\text{Volumen}} \times \frac{\text{Volumen}}{\text{Tiempo}} = \frac{1}{2} \rho U_0^2 \times U_0 A = \frac{1}{2} \rho U_0^3 A \quad (1)$$

donde  $U_0$  es la velocidad del agua,  $\rho$  es la densidad del fluido, y  $A$  es el área transversal del rotor ( $\pi D^2/4$ ), con  $D$  =diámetro. Comparado con aerogeneradores, las turbinas hidrocínicas suelen funcionar a velocidades ( $U_0$ ) más bajas, aunque se ve compensado con una mayor densidad del fluido ( $\rho$ ).

El coeficiente de potencia está definido como (Tanbhir, Nawshad, & Islam, 2011):

$$C_p = \frac{2P}{\rho U_0^3 A} = \frac{P}{P_f} \quad (2)$$

Este es un número adimensional que determina la relación entre la potencia extraída ( $P$ ) y la potencia máxima que lleva el flujo ( $P_f$ ) (Ecuación ( 1 )), lo cual denota que la turbina hidrocínicica solo puede aprovechar una fracción del total de energía cinética del fluido (Vermaak, Kusakana, & Koko, 2014).

- **Coefficiente de Empuje ( $C_T$ )**

De forma similar se define el coeficiente de empuje  $C_T$ :

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} U_0^2 A}$$

Donde  $T$  es la fuerza de empuje del rotor.

- ***Coefficiente de obstrucción (Blockage ratio)***

Este es definido como:

$$B = \left( \frac{D}{D_{H,c}} \right)^2 = \frac{A}{A_c} \quad (3)$$

Donde  $D$  es el diámetro de la turbina y  $D_{H,c}$  es el diámetro hidráulico del canal y  $A_c$  el área transversal del canal. Para el caso de turbinas oceánicas, este número puede considerarse muy pequeño. Sin embargo, para el caso de un río o para canales de ensayo hidrodinámico, este número puede crecer drásticamente.  $B$  puede variar cuando se considera el nivel de sumergencia, siendo una de las principales diferencias con respecto a turbinas eólicas (Consul, Wilden, & McIntosh, 2013).

La existencia de un  $B$  grande puede negar el límite de Betz, superando por mucho el  $C_p = 59.3\%$  (Sección 2.2), debido a que la deducción de este límite omite la relación de obstrucción. (Adamski, 2013). El trabajo computacional de (Crecium, 2013) muestra que el desempeño de las turbinas hidrocinéticas se acerca asintóticamente a un valor característico de  $C_p$ , el cual dependerá de la turbina, a medida que  $B$  se hace más pequeño. Su estudio evidencia que para  $B$  cercanos a 1 el coeficiente de potencia aumenta de forma asintótica hacia el infinito, arrojando resultados numéricos sin ningún sentido físico, recomendando usar  $B$  inferiores a 0.4 si se quiere reducir los efectos de este parámetro (Crecium, 2013). Otros resultados han recomendado mantener  $B$  inferior a 0.1 si se quiere evitar sus efectos en los resultados de desempeño que se obtengan (Kolekar & Banerjee, 2015).

- ***Numero de Froude***

El número de Froude es un número adimensional llamado así en honor William Froude, un arquitecto naval inglés. Este número relaciona fuerzas de inercia y fuerzas de gravedad, siendo definido como (White, 1998):

$$Fr = \frac{U}{\sqrt{gl}} \quad (4)$$

donde  $U$  es la velocidad del flujo,  $g$  es la aceleración gravitacional, y  $l$  es una longitud característica. Este número puede ser usado para comparar distintos flujos y compara resultados como otros números adimensionales. En este trabajo resulta de interés ya que permite comparar flujos con superficie libre a diferentes velocidades y profundidades por medio de un número adimensional. La profundidad del agua (profundidad del canal) es la longitud característica  $l$  más usada. Sin embargo, para el presente trabajo esta longitud no describe los efectos que se buscan. Debido a que la turbina, emplazada en un mismo canal de flujo, no se comporta de igual forma al ubicarla cerca de la superficie libre, cerca

al lecho del canal o incluso con alguna parte de turbina expuesta por fuera de la superficie libre. Por lo anterior algunos autores han utilizado otras longitudes características como la distancia desde el centro de la turbina a la superficie libre o desde la punta de las aspas, o el diámetro de la turbina. Se ha reportado que la longitud característica más conveniente para el estudio de turbinas hidrocínicas es el diámetro del rotor. (Adamski, 2013). Por otra parte, se espera que a muy altas relaciones de obstrucción (superiores a 30%) un aumento en el número de Froude aumenta notoriamente el coeficiente de potencia (Polagye, 2009) (Whelan, Graham, & Peiro, 2009); usar como longitud característica para el cálculo del número de Froude la profundidad del canal hace que un canal poco profundo (altamente obstruido) tenga un Froude grande. En este caso, para la instalación real de una turbina, convendría evitar  $Fr$  elevados, debido a que afectaría notoriamente el cauce y llevaría a un altísimo daño ambiental, lo cual iría en contra de la misma filosofía de su implementación.

- **Relación profundidad – diámetro**

Adicionalmente al número de Froude, se ha mostrada que para caracterizar completamente la interacción turbina – superficie libre se debe considerar un segundo número adimensional que relaciona la profundidad del eje y el diámetro del rotor, así, (Adamski, 2013):

$$d_r = \frac{\text{Profundidad del eje}}{\text{Diámetro}} \quad (5)$$

Ambos números tendrían un efecto directo sobre el comportamiento de la superficie libre y esto se vería reflejado en el desempeño global de la turbina.

- **Tip Speed Ratio (TSR):**

Este relaciona la velocidad tangencial en la punta de las aspas del rotor con la velocidad nominal del flujo de la siguiente manera:

$$TSR = \frac{\Omega R}{U_0} \quad (6)$$

donde  $\Omega$  es la velocidad angular de la turbina,  $R$  es el radio del rotor y  $U_0$  es la velocidad del flujo. TSR es un parámetro muy usado para evaluar el desempeño de turbinas eólicas y es igualmente usado en turbinas fluviales (Manwell & McGowan, 2009). El coeficiente de potencia está relacionado con el TSR, describiendo un valor máximo (de diseño). Por esto, a bajas velocidades de rotación, incrementar el TSR incrementa  $C_p$  hasta cierto valor a partir del cual el desempeño empieza a decrecer ante un aumento del TSR (Wang, Yin, & Yan, 2019). El diseño de una tribuna hidrocínica se realiza de tal forma que opere a una

velocidad angular y a una velocidad dada del cauce que corresponda al máximo  $C_p$ , teniendo así un TSR de diseño.

- **Espesor de momentum  $\theta$  (Momentum thickness):**

La fuerza de arrastre en una placa plana puede ser expresada por medio de la integral (White, 1998):

$$D(x) = \rho b \int_0^{\delta(x)} u(U_o - u)dy \quad (7)$$

donde  $b$  es el ancho de la placa,  $\delta$  es el espesor de la capa límite y  $U_o$  es la velocidad del flujo principal. La integral es llevada a cabo a lo largo de un plano vertical ( $x = cte$ , ver Figura 3).

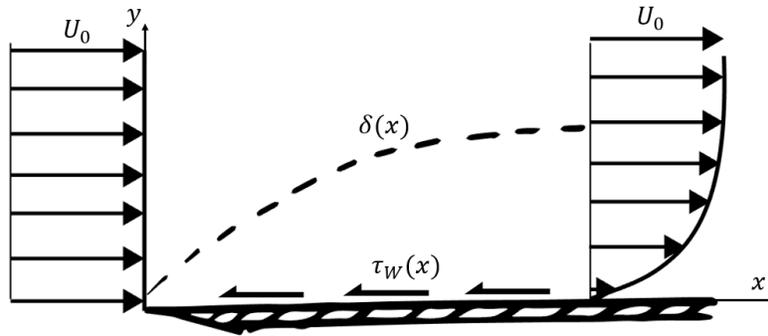


Figura 3: Crecimiento de la capa límite en una placa plana. Elaborada por el autor, adaptada de (White, 1998):

La ecuación ( 7 ) puede ser escrita de forma conveniente relacionando el espesor de momentum  $\theta$ :

$$D(x) = \rho b U_o^2 \theta \quad (8)$$

De forma que:

$$\theta = \int_0^{\infty} \frac{u}{U_o} \left(1 - \frac{u}{U_o}\right) dy \quad (9)$$

De esta forma, el espesor de momentum es una medida del arrastre total sobre la placa. Se puede definir un número de Reynolds para la capa límite, a partir del valor de  $\theta$ , conocido como momentum thickness Reynolds number ( $Re_\theta = \rho \theta U_e / \mu$ ).  $\theta$  es presentado debido a su conexión con el modelo de turbulencia *SST Transition* (Sección 2.1.2) que se utilizó en el modelado computacional del flujo.

### 1.6. Efecto de la superficie libre en estudios previos:

Una de las principales diferencias de las turbinas hidrocinéticas respecto a los aerogeneradores es que para los segundos el flujo puede considerarse no-obstruido (Adamski, 2013) (Kolekar, Vinod, & Banerjee, 2019). Sin embargo, las turbinas hidrocinéticas son generalmente instaladas en espacios con un área transversal de una escala semejante a la del rotor, por lo que el desempeño de la turbina, y el comportamiento de la estela se puede ver afectado tanto por la presencia de la superficie libre, como por el lecho del río o del mar. Se ha reportado que, hasta los 15 metros de profundidad desde la superficie libre, se experimentan efectos de turbulencia generados por las olas y una tercera parte de agua desde el lecho del río también presenta altos niveles de turbulencia resultado de la influencia de la capa límite y de la irregularidad del lecho (Myers & Bahaj, 2010). Esto convertiría al tercio intermedio de altura del agua el lugar más favorable para la instalación de una turbina hidrocinética, considerando una necesaria dependencia de relación entre el ancho del canal y el diámetro de la turbina. Sin embargo, en condiciones normales de operación, especialmente en ríos, no es posible ubicar la turbina de tal forma que se presente una columna de agua de 15 metros entre la superficie libre y el rotor, manteniendo a la vez la suficiente distancia desde el lecho del río, por lo que resulta necesario considerar el efecto de la superficie libre en la estimación del desempeño de la turbina.

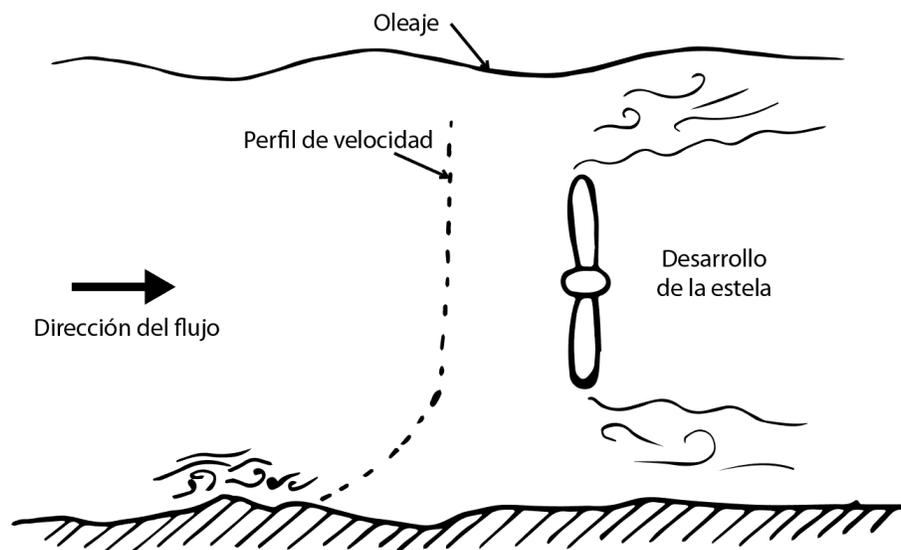


Figura 4: Algunos factores que afectan el desempeño de la turbina y el desarrollo de la estela. Imagen propia adaptada de (Bahaj, Myers, Rawlinson-Smith, & Thomson, 2012).

Algunos estudios han buscado entender el comportamiento de la superficie libre al interactuar con la estela generada por la turbina por medio de simulaciones usando un

disco poroso. (Myers & Bahaj, 2010) (Sun, Chick, & Bryden, Laboratory-scale simulation of energy extraction from tidal currents, 2008). En ellos se ha reportado que, por efecto del bloqueo, el agua es acelerada alrededor de la turbina y aguas abajo alrededor de la estela. Resultados experimentales indican una caída en el nivel de la superficie libre aguas abajo y un cambio en la simetría de la estela. Esto último como efecto de la interacción entre la estela y la superficie libre, lo que modifica la simetría del déficit de velocidad, especialmente para pequeñas profundidades de inmersión (Myers & Bahaj, 2010). Por estas consideraciones, el uso de métodos apropiados para turbinas eólicas puede introducir errores fundamentales en los cálculos que involucren turbinas fluviales (Sun, Chick, & Bryden, 2008). Resultados de simulaciones computacionales muestran que la distancia aguas abajo, donde la estela se expande hasta alcanzar la superficie libre se ve disminuida al ubicar el rotor cerca de la superficie libre; También se ha observado una recuperación más rápida en el perfil de velocidad al ubicar el rotor cerca de la superficie libre (Sun, 2008). Lo anterior indica una reducción del déficit de velocidad aguas abajo para los casos de menor profundidad de inmersión. Sin embargo, la afirmación anterior ha sido controvertida por (Adamski, 2013), mostrando que dicha conclusión fue obtenida midiendo el déficit de velocidad a lo largo del eje del rotor, y que el valor de velocidad mínimo (máximo déficit de velocidad) para las menores profundidades de inmersión se encuentra desplazado respecto a la línea media (eje del rotor), lo cual está relacionado directamente con la asimetría de la estela. Estos resultados indican que, por el contrario, con las menores profundidades de inmersión es necesaria una mayor distancia para reducir el déficit de velocidad.

La influencia del coeficiente de obstrucción relacionado con la superficie libre ha sido estudiada en (Consul, Wilden, & McIntosh, 2013). En su trabajo se utilizaron dos representaciones (bidimensionales) de la superficie: una deformable implementando VOF, y una de esfuerzo cortante libre (rigid lid) para una turbina de flujo cruzado. Los resultados muestran incremento en los coeficientes de potencia al aumentar el coeficiente de bloqueo debido a un aumento de la velocidad del fluido a través del rotor. Los resultados de (Consul, Wilden, & McIntosh, 2013) demuestran gran similitud entre los resultados para bajos coeficientes de bloqueo. Sin embargo, al máximo valor de bloqueo estudiado (50%) se llegó a encontrar un aumento del 6.7 y 9% en los coeficientes de potencia y de empuje respectivamente al usar VOF.

De forma semejante al presente trabajo, algunos autores han estudiado el desempeño de turbinas hidrocínicas considerando la superficie libre en años recientes. (Benchikh, Jay, & Poncet, (2019)) investigó una turbina Darrieus de eje horizontal usando VOF en simulaciones transitorias tridimensionales e incorporando el modelo de turbulencia  $\kappa - \omega$

SST. Los resultados muestran pequeña discrepancia con los datos experimentales tomados de (Koshizuka, Tamako, & Oka, 1995), evidenciando que las simulaciones monofásicas (sin considerar la superficie libre) sobreestiman el coeficiente de potencia y de empuje (por 42.4 y 26.6% respectivamente). Reportan dos configuraciones principales: parcialmente sumergida (tres cuartas partes del rotor sumergido) y totalmente sumergida (con inmersión desde la punta del aspa de 0.17D). La inmersión total lleva a un aumento de 36.8% del coeficiente de potencia con respecto a la inmersión parcial. El mismo trabajo también reportó un incremento del número de Froude medido aguas abajo (con la longitud característica tomada como la altura del agua medida 11D aguas abajo) al aumentar el TSR. (Bai, Avital, Munjiza, & Williams, 2014) presentan simulaciones computacionales tridimensionales usando la misma turbina que en el presente trabajo y para los mismos TSRs que se usaron (4, 6 y 8), demostrando la validez de sus resultados numéricos al ser comparados con los datos experimentales de (Bahaj, Molland, J.R., & Batten, 2007). Reportaron una discrepancia de 4% en relación al  $C_p$  experimental para la malla más fina implementada, aunque solamente se analizó una profundidad de inmersión. (Yan, Deng, Korobenko, & Bazilevs, 2018) validaron su procedimiento modificado de level set y con código propio simulando la misma turbina bajo las dos profundidades de inmersión (0.19 y 0.55D) y una única velocidad de rotación ( $\Omega = 28.125$  rad/s) con excelentes resultados.

En general, los resultados reportados en la literatura muestran una disminución en el desempeño de las turbinas cuando el rotor se encuentra cerca de la superficie libre, exceptuando los reportados para la turbina de eje horizontal estudiada por (Nishi Y. , Sato, Shiohara, Inagaki, & Kikuchi, 2017). Sin embargo, sus datos corregidos también van en la misma dirección: los modelos multifásicos dan como resultado coeficientes de potencia menores que los hallados con modelos monofásicos. Un resultado distinto y de gran importancia fue obtenido por (Kolekar, Vinod, & Banerjee, 2019), donde mediciones experimentales indican una posible zona de incremento en el coeficiente de potencia al posicionar la turbina cerca de la superficie. Llevaron a cabo tres experimentos, con inmersiones de la punta del aspa: 0.55D, 0.27D y 0.05D. El mayor coeficiente de potencia fue obtenido para la inmersión intermedia evidenciando un resultado distinto a los reportes previos y atribuyendo esto a los efectos de bloqueo adicional causados por la deformación de la superficie libre. Los resultados del mismo trabajo corroboran la asimetría de la estela para las menores profundidades de inmersión.

### **1.7. Teoría de flujo en canal abierto**

En un problema de canal abierto (Figura 5), el flujo está caracterizado por la altura del líquido (agua para el presente trabajo), expuesto a presión atmosférica. En el balance de

fuerzas aparece, además de la fuerza gravitacional, una fuerza de fricción ( $A\tau_w$ ) debida a la condición de no deslizamiento en las paredes, que genera un gradiente de velocidad y por lo tanto un esfuerzo cortante (White, 1998). Si se asume que el canal tiene sección transversal constante, una diferencia en la altura tendrá asociada una diferencia en la velocidad de entrada y salida, debido a la conservación de masa.

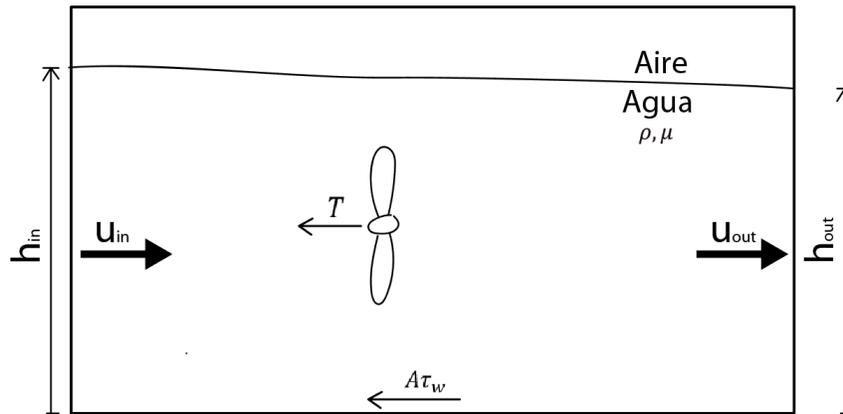


Figura 5: Esquema de flujo de canal abierto. Imagen propia adaptada de (Adamski, 2013).

Las suposiciones principales para el estudio de canal abierto son: el fondo del canal tiene condición de no deslizamiento, el fluido es incompresible, flujo en estado permanente y sección transversal constante. La conservación de masa en este caso indica:

$$u_{in}h_{in} = u_{out}h_{out} \quad (10)$$

La conservación de momentum se simplifica para flujos en canal abierto (Adamski, 2013):

$$\rho b u_{in} h_{in} (u_{in} - u_{out}) = \frac{\rho b g h_{in}^2}{2} \left( \left[ \frac{u_{in}}{u_{out}} \right]^2 - 1 \right) + A\tau_w + T \quad (11)$$

Donde  $A$  es el área de las paredes del canal,  $b$  es el ancho del canal,  $T$  es la fuerza de empuje debida a la presencia de la turbina,  $\tau_w$  es el esfuerzo cortante de pared. Este esfuerzo es calculado a partir de una relación empírica que incorpora el factor de fricción  $f$ , calculado a partir de la ecuación de Haaland, la cual aproxima los resultados experimentales del diagrama de Moody (White, 1998):

$$f = \left( 1.8 \log \frac{Re_d}{6.9} \right)^{-2} \quad (12)$$

donde  $Re_d$  es el número de Reynolds basado en el diámetro hidráulico ( $D_h$ ):

$$Re_d = \frac{\rho D_h u_{in}}{\mu} \quad (13)$$

$$D_h = \frac{4A_c}{P_w} \quad (14)$$

donde  $\mu$  es la viscosidad del fluido,  $A_c$  es el área de la sección transversal del canal y  $P_w$  es el perímetro mojado. El esfuerzo cortante de pared  $\tau_w$  está dado por la expresión:

$$\tau_w = \frac{1}{2} \rho u_{in}^2 \frac{f}{4} \quad (15)$$

Con las condiciones de frontera a la entrada ( $u_{in}$  y  $h_{in}$ ), a partir de la ecuación ( 11 ) se puede encontrar  $u_{out}$  y luego por medio de la ecuación ( 10 ) se despeja  $h_{out}$ . Por medio de este procedimiento es posible estimar la caída en la elevación de la superficie libre aguas abajo, y comparar con los resultados de las simulaciones en CFD.

## 2. MODELADO DE TURBINAS HIDROKINÉTICAS

A continuación, se presentan algunas de las técnicas más recurrentes para el modelado de turbinas eólicas e hidrocinéticas.

### 2.1. Ecuaciones de transporte a resolver en CFD:

Las ecuaciones de transporte a considerar son la de conservación de la masa (continuidad), momentum y fracción volumétrica, esta última debido a que en el modelo VOF (Sección 2.1.3), es necesario determinar la fracción del volumen de una celda ocupado por una de las fases. (Nishi Y. , Sato, Inagaki, & Kikuchi, 2019). Las ecuaciones de continuidad y momentum escritas en notación tensorial son:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{v}_j) = 0 \quad (16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{v}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{v}_i \bar{v}_j) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \left( \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{v'_i v'_j} \right) + S_i \quad (17)$$

Donde se trabaja con las componentes de velocidad media y la presión media ( $v_i = \bar{v}_i + v'_i$ ) en la forma de Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS)) en lugar de los valores instantáneos de la ecuación de Navier Stokes. Las ecuaciones RANS son en su forma muy similares a la ecuación de conservación de momentum instantáneo, a excepción del término adicional  $-\rho \overline{v'_i v'_j}$ , conocido como el termino de esfuerzos de Reynolds (Gaden, 2007). Expresado tensorialmente, este término contiene potencialmente nueve incógnitas. La solución de estos, de forma que sea matemáticamente tratable (cuatro ecuaciones y cuatro incógnitas) es conocido como el problema de clausura y da pie a una amplia gama de modelos de turbulencia. Los más comunes de ellos se basan en la suposición de que existe una analogía entre los esfuerzos viscosos y los esfuerzos de Reynolds (esfuerzos proporcionales a los gradientes de velocidad); de acuerdo a lo propuesto por Boussinesq en 1877 (Versteeg & Malalasekera, 2007):

$$-\rho \overline{v'_i v'_j} = \mu_T \left( \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (18)$$

Donde  $k = 1/2 (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})$  es la energía cinética turbulenta por unidad de masa,  $\mu_T$  es la viscosidad turbulenta. El segundo término de la derecha que involucra el delta de Kronecker ( $\delta_{ij} = 1$  si  $i = j$  y  $\delta_{ij} = 0$  si  $i \neq j$ ) esta presente para definir el tensor de esfuerzos normales.

En los modelos que toman esta suposición, comúnmente denominados Eddy viscosity models, el gasto computacional para resultados razonablemente exactos es moderado,

por lo que este enfoque ha sido el más aplicado en ingeniería. (Versteeg & Malalasekera, 2007). Algunos de los más conocidos son el modelo estándar  $k - \epsilon$  y el Shear Stress Transport (SST)  $k - \omega$ . En este trabajo se utiliza el modelo  $k - \omega$  SST y adicionalmente el modelo de cuatro ecuaciones *SST Transition*. Una breve descripción de ellos se dará en las secciones 2.1.1 y 2.1.2.

Estándar  $k - \epsilon$  ha sido implementado, en muchos softwares CFD comerciales y de código abierto; el flujo turbulento en canales y tuberías simulado con el modelo  $k - \epsilon$  ha sido extensamente comparado con datos experimentales, pero su implementación en la simulación de turbinas ha presentado desviaciones superiores al 40% en el coeficiente de potencia estimado en relación a datos experimentales. (Rezaeiha, Montazeri, & Blocken, 2019) (Gaden, 2007). Por otra parte, aunque con mucha menor frecuencia también se ha utiliza el modelo RMS (Reynolds stress model) (Gaden, 2007). En estudios incluyendo la superficie libre,  $k - \epsilon$  ha sido utilizado por (Adamski, 2013) acoplado con VOF para el seguimiento de la superficie libre. Sin embargo, es sabido que el modelo  $k - \epsilon$  tiende a incrementar la producción de energía cinética turbulenta particularmente en presencia de gradientes de presión adversa y en regiones de estancamiento (Versteeg & Malalasekera, 2007), por lo que para modelar correctamente el flujo sobre perfiles aerodinámicos se prefieren usar otros modelos como el *SST*  $k - \omega$  el cual ha sido frecuentemente utilizado en simulaciones computacionales de turbinas hidrocinéticas sin considerar superficie libre (Tian, Mao, & Ding, 2018) (Schleicher & Ringlin, 2015) (Bangga, 2018).

*SST*  $k - \omega$  también ha sido empelado junto a VOF (Benchikh, Jay, & Poncet, (2019)) con una discrepancia máxima del 13% al comparar el coeficiente de potencia con datos experimentales. Por su parte, con el modelo de cuatro ecuaciones *SST Transition* se ha reportado mejora en la exactitud del coeficiente de potencia para una turbina de eje vertical cercana al 3% al comparar con el modelo *SST*  $k - \omega$  (Rezaeiha, Montazeri, & Blocken, 2019). Adicionalmente, en el mismo trabajo se presentó mejor predicción de la evolución de los de vórtices alrededor de las aspas en comparación con experimentos, recomendando la implementación de *SST Transition* debido a su capacidad para dar cuenta de la transición laminar a turbulenta en la superficie del aspa. Simulaciones bidimensionales de una turbina vertical Darrieus presentadas por (Arab, Javadi, Anbarsooz, & Moghiman, 2017) presentaron gran concordancia en el coeficiente de potencia en el rango de TSRs estudiados (0 a 2.5) con el modelo *SST Transition* y discrepancias significativamente mayores con el modelo *SST*  $k - \omega$ . Diferencias en la generación de potencia de hasta 20% al incluir el modelo *SST Transition* han sido presentadas por (Almohammadi, Ingham, & Pourkashanian, 2015) en simulaciones bidimensionales para una turbina de eje vertical. (Lanzafame, Mauro, & Messina, 2014)

presentaron en simulaciones 2D la adecuada predicción de los coeficientes de sustentación y arrastre para un perfil aerodinámico NACA0012 en un amplio rango de ángulos de ataque (0–45 grados) obtenidas con el modelo *SST Transition*, en comparación a los resultados del modelo *SST  $k - \omega$* . La principal razón del mejor desempeño numérico del modelo *SST Transition* es su capacidad de predecir mejor el fenómeno de separación que se presenta en las aspas. (Laín, Taborda, & López, 2017) (Ghasemian, Najafian, Z., & Sedaghat, 2017). En ninguno de los estudios revisados a la fecha ha sido presentado el modelo *SST Transition* junto al modelo VOF. Aunque es de esperar un incremento en el tiempo de computo cercano al 30% por la inclusión de las dos variables adicionales de *SST Transition* en relación a *SST  $k - \omega$*  (Rezaeiha, Montazeri, & Blocken, 2019), es posible alcanzar una mejora en la estimación del coeficiente de desempeño. No se encontraron estudios comparativos de los dos modelos para turbinas horizontales, por lo que el presente trabajo aborda dicha comparación como justificación en la elección del modelo de turbulencia.

### 2.1.1. Modelo *SST $k - \omega$*

En el modelo  $k - \varepsilon$ ,  $\nu_t$  (la viscosidad turbulenta cinemática) se expresa como el producto de una escala de velocidad  $v = \sqrt{k}$  y una escala de longitud  $l = k^{3/2}/\varepsilon$ . Sin embargo, la tasa de disipación de la energía cinética turbulenta  $\varepsilon$  no es el único parámetro utilizado junto a  $k$  para definir una longitud característica (Versteeg & Malalasekera, 2007). Una de las alternativas más conocidas es el modelo  $k - \omega$  (Wilcox, 1988) (Wilcox, 1993) (Wilcox, 1994). Que utiliza la disipación específica  $\omega = \varepsilon/k$  como segunda variable (Versteeg & Malalasekera, 2007). Con esto, la escala de longitud resulta  $l = \sqrt{k}/\omega$ . Este modelo permite modelar de mejor manera la capa límite turbulenta próxima a una pared pues al contrario de  $k - \varepsilon$  no requiere de funciones de pared. Sin embargo, se reporta que los resultados con el modelo  $k - \omega$  dependen en gran medida del valor (asumido) de  $\omega$  en el flujo principal (free stream). Al notar que  $k - \varepsilon$  era menos sensible a estos valores asumidos en el flujo principal, pero que su desempeño para capas límites en regiones de gradiente adverso no es el correcto, se propuso el modelo *SST* (Shear Stress Transport) (Menter F., 1994), el cual consiste básicamente en implementar  $k - \omega$  en la región cercana a la pared y el modelo estándar  $k - \varepsilon$  en zonas alejadas de la pared. (Menter, Kuntz, & Langtry, 2003) presentaron algunas modificaciones que optimizan el desempeño del modelo *SST  $k - \omega$* , las cuales son principalmente funciones de mezclado (blending functions) que aseguran una transición suave entre los dos modelos) y limitadores para mejorar el desempeño en regiones de gradiente de presión adverso y para limitar la producción de energía cinética turbulenta en puntos de estancamiento.

### 2.1.2. Modelo *SST Transition*

Este modelo está basado en las ecuaciones de transporte del modelo *SST k – ω* (dos ecuaciones) junto a dos ecuaciones adicionales:

- Intermittency ( $\gamma$ ): fracción de tiempo que el flujo es turbulento en la capa límite.
- Local transition onset momentum thickness Reynolds number ( $\tilde{Re}_{\theta t}$ ): Relacionado con  $Re_{\theta}$  presentado en la sección 1.5. Al referirse a  $\tilde{Re}_{\theta t}$  nos referimos al valor local obtenido por medio de la ecuación de transporte que plantea el modelo.

La implementación del modelo *SST Transition* está basada estrictamente en el valor local de sus variables, sus gradientes y la distancia a la pared (Manual de ANSYS) (Menter & F.R., 2005). Los detalles de este modelo, su descripción y deducción puede ser consultada en (Menter, y otros, 2004) (Langtry, y otros). La inclusión de  $\gamma$  se utiliza para activar el proceso de transición localmente. *SST Transition* es acoplado con el modelo de turbulencia *SST k – ω*, incluyendo la intermitencia para activar el termino de producción de energía cinética turbulenta aguas abajo del punto de transición. En la formulación de la ecuación de intermitencia se ha tenido en cuenta el rápido inicio de la transición causado por la separación de la capa límite laminar (Menter, y otros, 2004).

La inclusión de la ecuación de transporte para  $\tilde{Re}_{\theta t}$  es necesaria para calcular la influencia no-local de la intensidad turbulenta, la cual cambia debido al decaimiento de la energía cinética turbulenta en la corriente libre al igual que debido a cambio en la velocidad en esta. Esta ecuación de transporte adicional es una parte esencial del modelo, ya que vincula la correlación empírica al criterio de inicio que da la ecuación de intermitencia y permite que los modelos se utilicen en geometrías generales. Adicionalmente, este modelo plantea un cambio en las funciones de mezcla haciendo que el modelo *k – ω* este activo en las capas limite laminar y de transición. (Menter, y otros, 2004).

### 2.1.3. Modelo Volume of Fluid (VOF)

Para seguir la interfaz agua aire se utilizará el modelo numérico euleriano conocido como volume of fluid (VOF) (Nichols, 1981). En este método, la evolución de la superficie en el tiempo es descrita al adicionar una ecuación de transporte para la fracción volumétrica ( $\phi$ ), y es usado debido a su simplicidad en implementación y aceptables resultados en el seguimiento de la interfaz entre dos o más fluidos inmiscibles con fuertes cambios en densidad y viscosidad, siendo capaz de simular grandes deformaciones de la superficie libre e incluso ruptura de la misma (Ketabdari, 2016).  $\phi$  define la fracción volumétrica de fluido en una celda y se utiliza para aproximar la interfaz entre los dos fluidos como se presenta esquemáticamente en la *Figura 6*. Denotando la fracción volumétrica para un fluido  $m$  como  $\phi_m$ , se tienen tres posibilidades (Asén, 2014):

$\phi_m = 0$             La celda está vacía de fluido  
 $\phi_m = 1$             La celda está llena de fluido  
 $0 < \phi_m < 1$         La celda contiene la interfaz

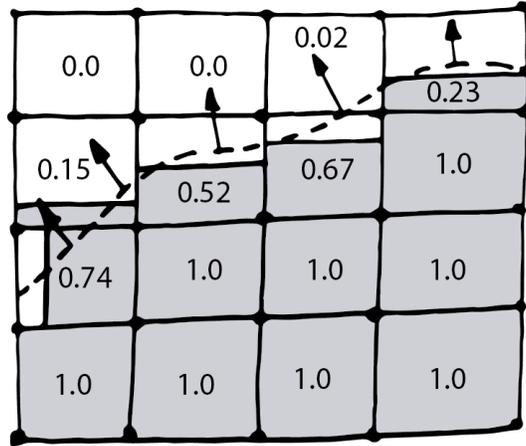


Figura 6: Esquema de la fracción de volumen y de la interfaz. Imagen propia adaptada de (Katopodes, 2019).

El seguimiento de la superficie se realiza solucionando la ecuación de transporte para la fracción volumétrica para un fluido  $m$  en un sistema de  $n$  fluidos (En el presente trabajo  $n = 2$ : agua y aire).

$$\frac{\partial \phi_m}{\partial t} + v_j \frac{\partial \phi_m}{\partial x_i} = 0 \quad (19)$$

Sujeto a:

$$\sum_{m=1}^n \phi_m = 1 \quad (20)$$

Las propiedades tales como viscosidad y densidad son ponderadas mediante la fracción volumétrica de cada fluido en las celdas (Nishi Y. , Sato, Inagaki, & Kikuchi, 2019):

$$\mu = \phi_W \mu_W + \phi_A \mu_A \quad (21)$$

$$\rho = \phi_W \rho_W + \phi_A \rho_A \quad (22)$$

Donde los subíndices  $W$  y  $A$  se refiere a las fases de agua y aire respectivamente. Estas propiedades son usadas para solucionar la ecuación de momentum (Ecuación ( 17 )), por lo que el algoritmo usado para el acople presión velocidad no es directamente afectado por el método VOF, y simplemente se introduce una variable adicional ( $\phi$ ). Como se

aprecia en la *Figura 6*, la superficie libre no se traza bruscamente en cada celda, por lo que para lograr resultados adecuados es necesario refinar la malla donde se esperaría encontrar la superficie libre (Ketabdari, 2016). Su ventaja principal radica en la facilidad de implementación, pero generalmente presenta resultados con exactitud moderada y dificultades en la estimación de fuerzas de tensión superficial.

Utilizar esquemas de primer orden para la discretización del término convectivo en la ecuación ( 19 ), introduce difusión numérica, generando una dispersión artificial alrededor de la superficie libre (Wacławczyk & Koronowicz, 2008). Dos esquemas principalmente usados para la discretización del término convectivo son: Compressive Interface Capturing Scheme for Arbitrary Meshes (CICSAM) (Ubbink & Issa, 1999) y High Resolution Interface Capturing scheme (HRIC) (Muzaferija, Peric, Sames, & Schelin, 1998). Ambos esquemas presentan difusividad numérica, siendo mayor el error y la difusividad para el HRIC , a consecuencia de una explícita discretización upwind en su formulación (Wacławczyk & Koronowicz, 2008), aunque ambos modelos presentan discretización de primer orden (Wacławczyk & Koronowicz, 2006).

## 2.2. Modelo de Disco actuador

Esta aproximación asume un flujo en un tubo de corriente unidireccional, enteramente axial incompresible e invícido. El rotor se representa por un disco actuador que se opone al paso del flujo (Manwell & McGowan, 2009). Ver Figura 7.

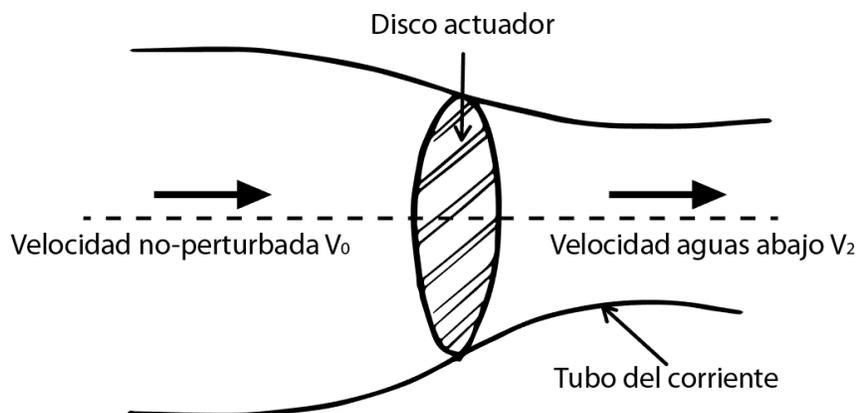


Figura 7: Representación para el modelo de disco actuador (Imagen elaborada por el autor adaptada de (Pinilla, 2011))

Con los principios de conservación de energía y momentum, se puede determinar la máxima potencia extraída por el disco actuador (Pinilla, 2011):

$$P = \frac{16}{27} \left( \frac{1}{2} \rho U_0^3 A \right) \quad (23)$$

El factor  $16/27$  indica una potencia teórica máxima que puede ser extraída, conocido como el coeficiente o límite de Betz, en cuyo caso (Pinilla, 2011) (Betz, 1920):

$$C_p = \frac{16}{27} \approx 59.3\% \quad (24)$$

Este límite se puede interpretar como una imposibilidad a extraer la totalidad de la energía del viento; el rotor debe dejar fluir el viento, por lo que una cierta cantidad de energía cinética no se puede aprovechar. Por lo tanto, es previsible que la extracción de energía eólica (y también de energía hidrocínética) permita unos coeficientes de desempeño inferiores al límite de la ecuación (24). En turbinas hidrocínéticas con coeficientes de bloqueo pequeños es válida la aplicación del límite de Betz. Sin embargo, en flujos altamente confinados y con un alto bloqueo (Relación entre área barrida por la turbina y área transversal del canal) la deducción del límite de Betz no aplica, pudiendo obtener coeficientes de potencia superiores a  $16/27$  (Daskiran, Riglin, & Oztekin, 2016).

### 2.3. Blade Element Momentum (BEM).

Este es uno de los métodos más usados para el análisis y el diseño de turbinas de viento. BEM también puede ser implementado satisfactoriamente en el diseño de turbinas fluviales (Albernaz, Pinheiro, Amatante, Amatante, & Cavalcante, 2015). BEM combina los principios básicos de las teorías de elemento aspa y de momentum. La teoría de momentum refiere al análisis de las fuerzas en las aspas. Se realiza un balance de fuerzas sobre una sección del aspa a cierta distancia radial respecto al eje del rotor. Como se muestra en la Figura 8, la longitud del aspa se divide en  $N$  secciones (Manwell & McGowan, 2009). Los coeficientes de potencia y empuje son entonces calculados al integrar las fuerzas tangencial y axial sobre cada elemento a lo largo del aspa.

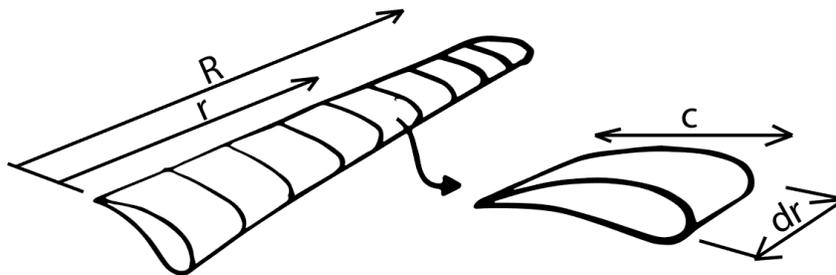


Figura 8: Discretización de la geometría del aspa utilizada en el BEM. Elaborada por el autor adaptada de (Manwell & McGowan, 2009).

La formulación por medio de BEM supone principalmente (Mukherji, 2010): No existe interacción entre el flujo que pasa a través de las distintas secciones del aspa, ni entre las aspas mismas; el flujo es incompresible, permanente e invíscido; las fuerzas en las aspas son determinadas por los coeficientes de arrastre y sustentación de los perfiles aerodinámicos usados; no se presenta cavitación en el caso de turbinas hidrocinéticas.

Los resultados obtenidos con BEM han sido validados y reportados en un buen número de trabajos previos. (Batten, Bahaj, Molland, & Chaplin, 2007) exploraron y validaron la implementación de BEM con datos experimentales. De forma similar, (Danao, Abuan, & Howell, 2016) reportaron los cálculos del desempeño de la misma turbina estudiada en el presente trabajo usando el software libre QBlade basado en la teoría BEM, mostrando resultados muy cercanos a los datos experimentales en el rango de TSR desde 4 hasta 10. Sin embargo, BEM no puede ser empleado en turbinas que interactúan con la interfaz agua-aire o cuando se desea incluir la estructura que sostiene la turbina. Por su parte, la estela tampoco puede ser resuelta con BEM. Para considerar los efectos anteriormente mencionados, el análisis fluido-dinámico debería estar basado en la dinámica de fluidos computacionales (Abuan & Howell, 2019).

#### **2.4. Moving Reference Frame (MRF).**

El modelado de partes móviles en CFD, como sucede en una turbina donde el rotor está girando, es un desafío, debido al costo computacional que esto implica. Un enfoque ampliamente usado por su simplicidad en implementación y su bajo costo computacional es Moving Reference Frame (MRF) (Luo, Issa, & Gosman, 1994). Para su implementación, el dominio total es dividido en subdominios, cada uno de los cuales puede estar rotando o trasladándose a una velocidad dada respecto al marco de referencia inercial. De acuerdo al movimiento impuesto a cada subdominio móvil, las ecuaciones de movimiento son modificadas para ser solucionadas incorporando los términos adicionales de aceleración que ocurren debido a la transformación del marco de referencia. (ANSYS Inc, 2010). MRF se puede utilizar para simular flujo permanente, y siendo evidentemente una aproximación permite obtener resultados satisfactorios en muchas aplicaciones de ingeniería, aunque los resultados estacionarios con MRF generalmente subestiman los coeficientes de desempeño en el caso de turbinas (Franzke, Sebben, Bark, Willeison, & Broniewicz, 2019) . MRF se puede utilizar para inicializar las variables de flujo en el dominio computacional, y luego cambiar el enfoque de movimiento a uno compatible con flujo transitorio, como lo es la técnica de malla deslizante (Sección 2.5) (ANSYS Inc, 2010). Para el presente trabajo se utilizará un dominio móvil y uno fijo, como el presentado esquemáticamente en la *Figura 9*.

### 2.5. Técnica de malla deslizante (Sliding mesh):

Superando las limitaciones de MRF, la implementación de malla deslizante en simulaciones transitorias permite obtener una solución más exacta y robusta (McNaughton, y otros, 2014). En esta, dos o más zonas de celdas (también llamadas subdominios) se encuentran delimitadas por una interfaz. Al iterar, cada zona presenta un movimiento relativo (desliza al rotar) a su contraparte a lo largo de la interfaz en pasos discretos (ANSYS Inc, 2010). El dominio computacional propuesto para modelar turbinas es presentado en la *Figura 9*. Este dominio está compuesto por una región interna cilíndrica que contiene la geometría del rotor, y que rota con una velocidad angular especificada. Este (dominio móvil) se encuentra embebido completamente en un dominio externo que contiene el espacio para alojarlo formando una interfaz entre los dos. El dominio fijo puede incluir la estructura que mantiene el rotor en posición. (Wang, Yin, & Yan, 2019) (Tian, Mao, & Ding, 2018) entre otros, han presentado simulaciones incluyendo un dominio fijo cilíndrico. Sin embargo, considerando el objetivo de incluir la superficie libre, es preferible definir un dominio en forma del paralelepípedo como el presentado en la *Figura 9*, y que se asemeja a la geometría de un canal de ensayos hidráulicos.

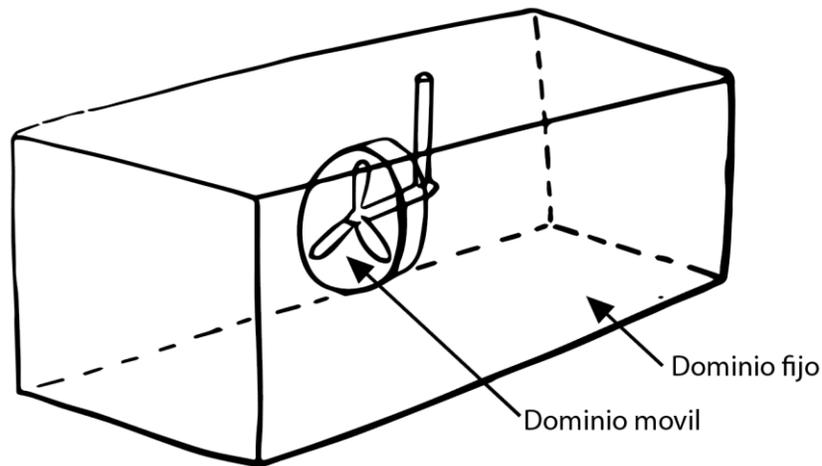


Figura 9: Dominio computacional. (Imagen elaborada por el autor).

### 3. METODOLOGÍA Y RESULTADOS

#### 3.1. Modelo 3D de la Turbina Hidrocinética empleada.

Para el presente trabajo se seleccionó la turbina empleada en el estudio experimental presentado por (Bahaj, Molland, J.R., & Batten, 2007), la cual ha sido utilizada en varios trabajos del mismo autor. Esta es una turbina hidrocinética con rotor de 0.8 m de diámetro y un eje de radio 0.080 m. Su geometría se presenta en la Tabla 1, en la cual se presentan las características para nueve secciones a lo largo del aspa. La variación de la sección transversal a lo largo de cada aspa se basa en la familia de perfiles aerodinámicos de la serie NACA 63-8xx; para trazar los perfiles se interpolaron los datos de NACA 63-812, 63-815, 63-818, 63-821 y 63-824 (Bahaj, Molland, J.R., & Batten, 2007). La selección de esta turbina se debe a la disponibilidad de datos y resultados experimentales incluyendo la ubicación de la superficie libre respecto al perímetro del rotor, lo que permite comparar con los resultados de simulaciones en CFD. Por esta razón, la misma geometría ha sido utilizada en otros estudios previos (Yan, Deng, Korobenko, & Bazilevs, 2018) (Bai, Avital, Munjiza, & Williams, 2014). Las aspas del rotor están giradas 5°, variando el ángulo de calaje de 20° en la raíz, hasta 5° en la punta.

En los perfiles aerodinámicos a usar (63-8xx), el primer dígito indica que pertenecen a la serie de perfiles NACA 6; el segundo indica la posición (en decimas de cuerda) de mínima presión a lo largo de la cuerda detrás del borde de ataque; el dígito luego del guion indica el coeficiente de sustentación de diseño del perfil multiplicado por diez. Finalmente, los últimos dos dígitos que designan al perfil indican la relación espesor-cuerda ( $t/c$ ) (Abbot, 1959).

Tabla 1: Geometría de las aspas (Tomada de (Bahaj & Batten, 2007))

| Posición radial (m) | Longitud de la cuerda (m) | Angulo de calaje (°) | $t/c$ (%) |
|---------------------|---------------------------|----------------------|-----------|
| 0.08                | 0.05                      | 15                   | 24.0      |
| 0.12                | 0.04624                   | 9.5                  | 20.7      |
| 0.16                | 0.04252                   | 6.1                  | 18.7      |
| 0.2                 | 0.03876                   | 3.9                  | 17.6      |
| 0.24                | 0.035                     | 2.4                  | 16.6      |
| 0.28                | 0.03124                   | 1.5                  | 15.6      |
| 0.32                | 0.02752                   | 0.9                  | 14.6      |
| 0.36                | 0.02376                   | 0.4                  | 13.6      |
| 0.4                 | 0.02                      | 0                    | 12.6      |

Para la obtención de las coordenadas que describen los distintos perfiles para la serie NACA 6X-XXX se utilizó el software DesignFOIL R6.46 (DreeseCODE Software, 2019), cuya licencia fue adquirida. Esto se presenta en la Figura 10 (En este caso para NACA 63.815). Siguiendo la interpolación que plantea (Bahaj, Molland, J.R., & Batten, 2007), se obtuvieron los datos para los perfiles NACA 63-812, 63-815, 63-818, 63-821 y 63-824 con 71 puntos de medida en la geometría.

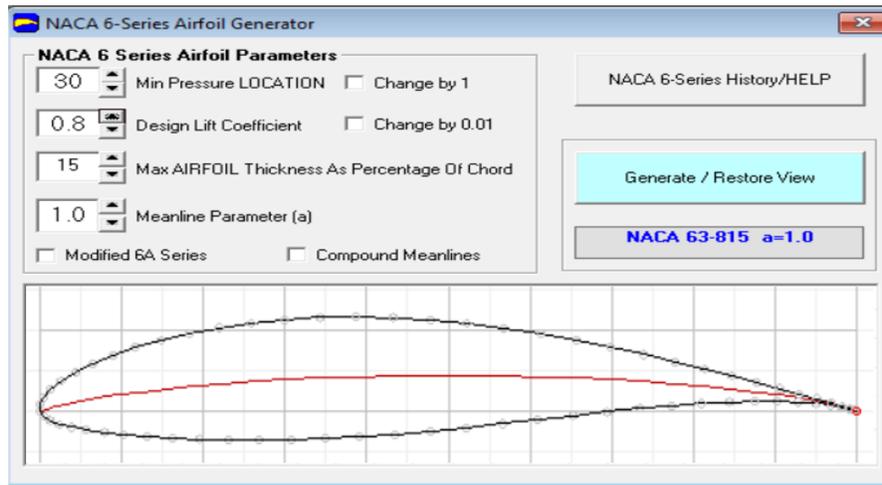


Figura 10: Obtención de los perfiles en DesingFOIL R6.46. En este caso se presenta para el perfil 63-815

La interpolación requerida para las distintas secciones fue realizada por medio de un código propio programado por el autor en el software libre Scilab 6.0.2 (ESI Group, 2019). Esto se presenta en la Figura 11.

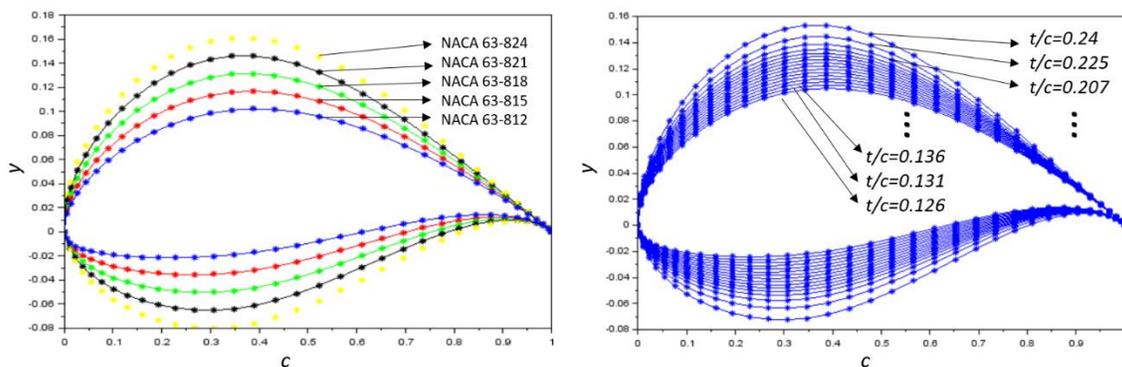


Figura 11: Resultados obtenidos a partir de DesignFoil y resultados interpolados para las distintas secciones por medio de un código programado en Scilab.

El modelo CAD fue desarrollado en Autodesk Inventor 2019 haciendo uso de una licencia educativa (Autodesk, 2019). En la Figura 12 (a) se presentan las distintas secciones de las

que se compone cada aspa, donde se ha considerado la longitud de la cuerda y el ángulo de calaje de cada sección. Se usaron 9 secciones a lo largo del aspa, tal como es presentado en (Bahaj & Batten, 2007).

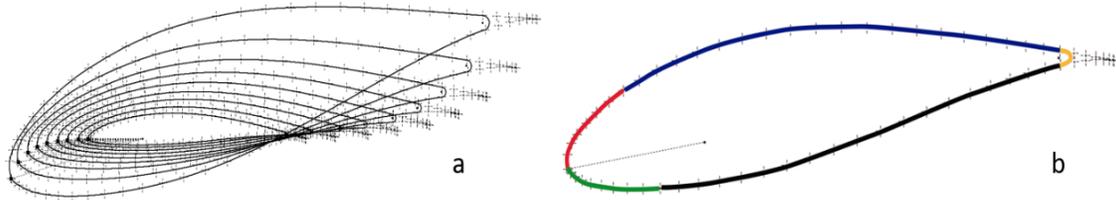


Figura 12: a) Forma del perfil a lo largo del aspa en Autodesk Inventor. b) Segmentos en los que se dividió el perfil: parte superior (azul), parte inferior (negro), borde de salida (amarillo) y dos segmentos para el borde de entrada (rojo y verde),

Para facilitar el procedimiento de enmallado y mejorar su calidad, los bordes de salida fueron redondeados. Para el control del tamaño de las celdas en el enmallado se dividieron las superficies en cinco zonas: 2 para el borde de entrada, la parte superior e inferior y el borde de salida. (Figura 12 (b)).

Por otra parte, cada aspa fue dividida en tres zonas (raíz, intermedio y punta), buscando controlar de forma independiente el tamaño de las celdas en cada parte (Figura 13 (a)). Adicionalmente, para las simulaciones que incluyen la estructura que sostiene al rotor, se realizó el modelo 3D presentado en Figura 13 (b). En esta geometría se dividió el soporte en 6 zonas para un mejor control del tamaño de la malla.

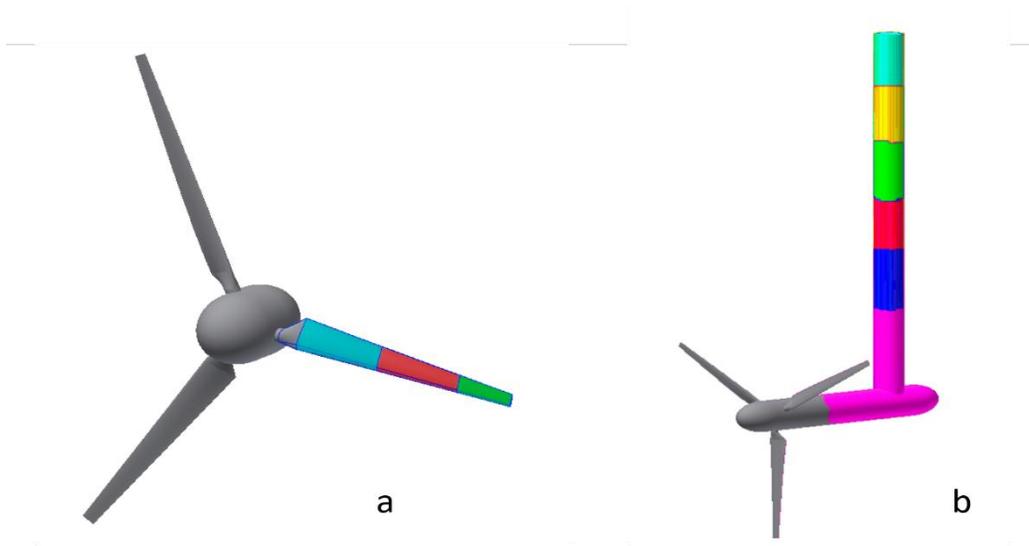


Figura 13: Modelo 3D en Autodesk Inventor. a) Sin considerar el soporte; cada aspa fue divididas en tres (3) partes: raíz (azul), cuello(rojo) y punta (verde). b) Incorporación del soporte y cuerpo horizontal de la turbina.

### 3.2. Software y hardware empleados

Para la modelación y solución se utilizó software comercial, específicamente ANSYS Fluent 19.0 y 2020R2. Buena parte de los cálculos se ejecutaron en el servidor de la Universidad Autónoma de Occidente (UAO) gracias a la colaboración del doctor Santiago Laín, profesor de la UAO (co-director) con una disponibilidad de 12 procesadores. Adicionalmente se tuvo acceso al servidor facilitado por el Grupo de Bioprocesos y Flujos Reactivos de la Facultad de Minas Sede Medellín, por medio del director de tesis Aldo Benavides, con una disponibilidad de 16 procesadores. La licencia ANSYS 2020R2, instalada en una HP Z8 G4 Workstation con 14 cores adquirida por el Área Curricular de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica, fue empleada para el pos-procesamiento de los últimos resultados obtenidos en este trabajo. El post procesamiento fue realizado por medio de MATLAB 2020, cuyas licencias han sido adquiridas por la Universidad Nacional. El tiempo de computo de cada simulación transitoria estuvo en promedio den dos semanas.

### 3.3. Simulaciones ejecutadas

Para el presente trabajo se realizaron las simulaciones listadas en la Tabla 2.

Tabla 2: Listado general de casos simulados El tipo corresponde a estacionario (MRF) o transitorio (Sliding mesh SM).

| Caso simulado   | Item | Cantidad de simulaciones                          | Descripción / Variación   | Número de celdas (millones) | Tipo | TSR                | $\Delta t$ (s)                            |                      |
|---|------|---|---|-----------------------------|------|--------------------|---|----------------------|
| Sin considerar superficie libre ( <i>SST k - <math>\omega</math></i> )<br>Sección 3.4 | S1   | 4   | Independencia de malla.   | 6.4, 7.4, 9.4 y 11.0        | SM   | 6                  | $5 \times 10^{-4}$                        |                      |
|   | S2   | 2   | Longitud de dominio aguas arriba. (4D y 5D).                        | 7.5 y 7.6                   | MRF  | 6                  | N/A                                       |                      |
|   | S3   | 2   | Longitud de dominio aguas abajo (6D y 8D).                          | 7.6 y 7.9                   | MRF  | 6                  | N/A                                       |                      |
| Sin considerar superficie libre ( <i>SST Transition</i> )<br>Sección 3.5              | S4   | 3   | Independencia de malla.   | 6.3, 8.8 y 11.0             | SM   | 6                  | $5 \times 10^{-4}$                        |                      |
|   | S5   | 4   | Velocidad de rotación (TSR).  | 8.8                         | SM   | 4, 5, 7 y 8        | $5 \times 10^{-4}$                        |                      |
|   | S6   | 2   | Paso de tiempo ( $\Delta t$ ).                                      | 8.8                         | SM   | 8                  | $1 \times 10^{-3}$ y $2.5 \times 10^{-4}$ |                      |
| Con superficie libre ( <i>SST Transition</i> )<br>Sección 3.6                         | S7   | 3   | Independencia de malla.   | 6.0, 7.1 y 7.9              | MRF  | 6                  | N/A                                       |                      |
|   | S8   | 6   | Velocidad de rotación (TSR=4, 6 y 8) y profundidad (1.19D y 0.55D). | 7.1                         | SM   |                    | min                                       | máx                  |
|   |      |   |   |                             |      | 4                  | $5 \times 10^{-4}$                        | $1 \times 10^{-4}$   |
|   |      |   |   |                             |      | 6                  | $1 \times 10^{-4}$                        | $7.5 \times 10^{-4}$ |
|   |      | 8   | $1 \times 10^{-4}$  | $5 \times 10^{-4}$          |      |                    |   |                      |
|   | S9   | 1   | Longitud de dominio aguas arriba (5D).                              | 7.5                         | SM   | 6                  | $5 \times 10^{-4}$                        |                      |
|   | S10  | 2   | Longitud de dominio aguas abajo (10D y 15D).                        | 7.6 y 8.3                   | SM   | 6                  | $5 \times 10^{-4}$                        |                      |
| S11   | 2    | Profundidad del canal. ( $B = 8.01\%$ y $9.2\%$ ) |   | SM                          | 6    | $5 \times 10^{-4}$ |   |                      |

|  |     |   |   |     |    |   |                    |
|--|-----|---|---|-----|----|---|--------------------|
| Con superficie libre incluyendo estructura ( <i>SST Transition</i> ) Sección 3.7 | S12 | 2 | Inclusión del soporte que sostiene el rotor. Profundidades de inmersión 0.19D y 0.55D | 7.9 | SM | 6 | $5 \times 10^{-4}$ |
|--|-----|---|---|-----|----|---|--------------------|

### 3.4. Simulaciones sin considerar superficie libre (*SST k – ω*)

Las primeras simulaciones computacionales fueron llevadas a cabo sin considerar la superficie libre e implementando el modelo *SST k – ω*. Se utilizó el dominio computacional presentado en la Figura 14, donde se evidencia un dominio rotativo compuesto por un cilindro de 2.5 D de largo. Previamente se probó la implementación de un dominio rotativo extendido aguas abajo hasta la salida. Sin embargo, se evidenciaron discontinuidades en los campos de velocidad sobre la interfaz entre dominios, por lo que se hacía necesario refinar dicha interfaz, aumentando excesivamente el número de celdas. Con el dominio presentado fue necesario refinar las aristas del cilindro rotativo para evitar saltos en los campos de velocidad debidos a una burda discretización en dichas zonas. Para el proceso de enmallado se utilizó el enmallador de ANSYS (ANSYS Meshing 19.0), con un skewness máximo de 0.82 y capa de 20 prismas iniciando en las superficies del rotor.

Como condiciones de frontera se usaron para las cuatro paredes laterales la velocidad principal del fluido  $U_0 = 1.5 \text{ m/s}$  (frontera móvil), velocidad uniforme en la entrada (velocity inlet) ( $U_0$ ) y presión cero (pressure outlet) a l salida. SIMPLEC se implementó para el acople presión velocidad; se utilizó discretización espacial por volúmenes finitos de segundo orden en todas las variables, y esquema implícito de segundo orden fue seleccionado para el avance temporal.

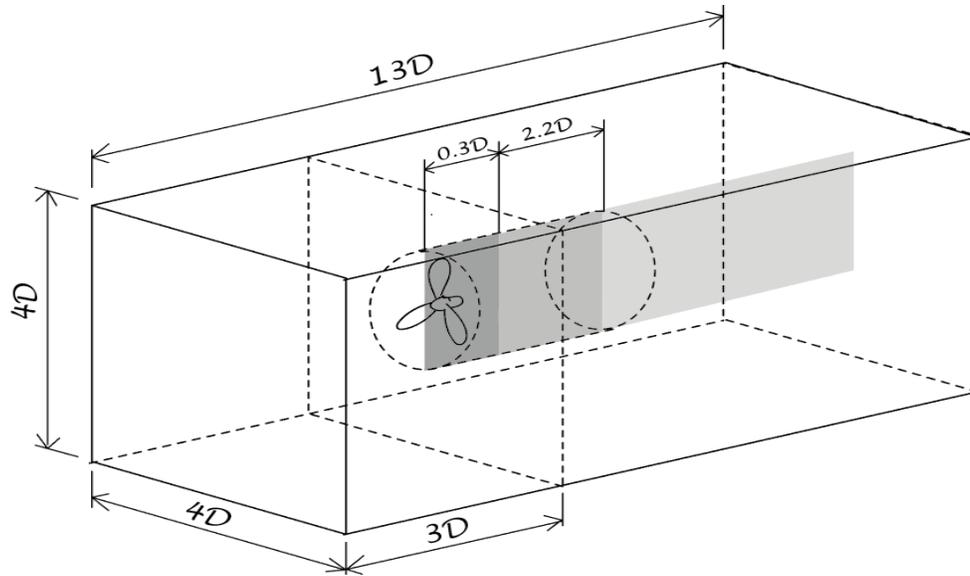


Figura 14: Dominio computacional utilizado para las simulaciones monofásicas.

Para el estudio de independencia de malla se probaron cuatro configuraciones diferentes, aumentando el número de celdas con los resultados presentados en la Figura 15 y la Tabla 3. Los resultados estacionarios corresponden a simulaciones efectuadas con MRF (Sección 2.4), cuyo campo de flujo resultante fue posteriormente usado en la inicialización de los cálculos transitorios. El  $C_p$  fue calculado tomando el promedio después de 0.4 segundos de simulación (1.4 vueltas); Las simulaciones fueron ejecutadas hasta dos segundos (7.17 revoluciones) para las tres primeras mallas, pero por motivos de costo computacional, los cálculos con la malla de mayor número de celdas solo se ejecutaron durante 0.73 segundos (2.61 vueltas) –Ver Figura 15–. De la Tabla 3 es evidente que los resultados en estado transitorio presentan un coeficiente de potencia sutilmente mayor que el obtenido con MRF, siendo este aumento siempre inferior a 1.5%. Para el estudio de independencia de malla se tuvo en cuenta exclusivamente el coeficiente de potencia reportado y la distribución de  $y^+$ ; aspectos adicionales de resolución del flujo en las palas, separación de capa límite, etc., no fueron estimados considerando un enfoque más pragmático en este documento.

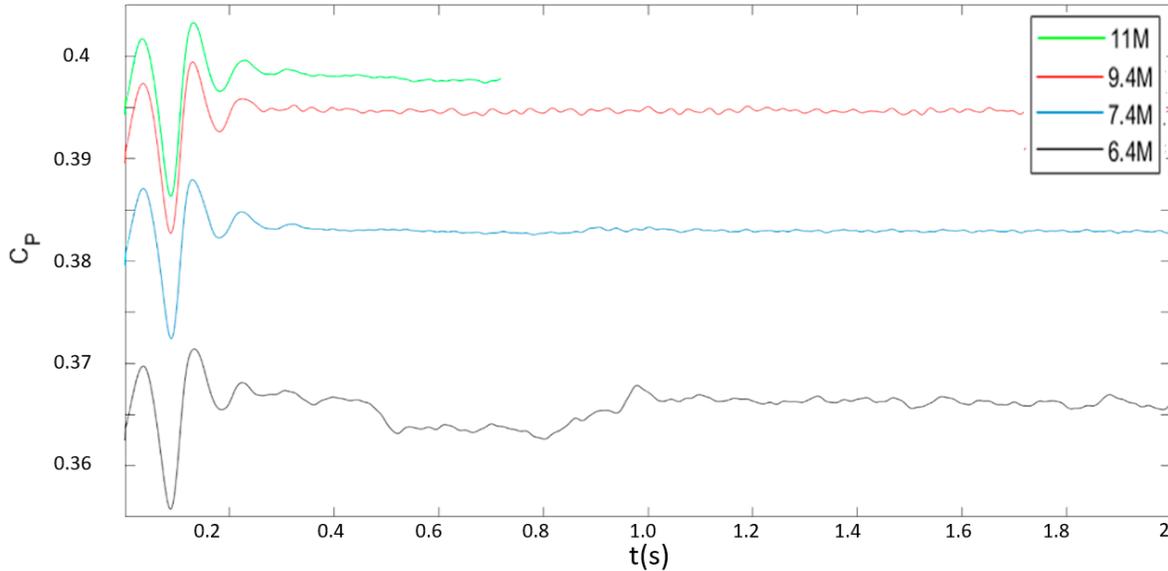


Figura 15: Coeficientes de potencia para las distintas mallas utilizadas sin superficie libre y modelo  $SST k - w$ .  $TSR=6$ . (S1 en Tabla 2).

Tabla 3: Coeficientes de potencia para el estudio de independencia de malla, correspondiente a la Figura 15. Los incrementos se calculan respecto a la malla inmediatamente anterior.

| Celdas           |                | CP            |                        |                               |
|------------------|----------------|---------------|------------------------|-------------------------------|
| Número de celdas | Incremento (%) | Estacionario  | Transitorio (Promedio) | Incremento CP Transitorio (%) |
| 6398567          |                | 0,3621        | 0,366                  |                               |
| <b>7421562</b>   | <b>15,99%</b>  | <b>0,3792</b> | <b>0,385</b>           | <b>5,19%</b>                  |
| 9437213          | 27,16%         | 0,3892        | 0,393                  | 2,08%                         |
| 10959312         | 16,13%         | 0,3939        | 0,398                  | 1,27%                         |

Se verificó que la distribución de  $y^+$  estuviera por debajo de 1 en la mayor parte de la geometría del rotor, tal como se presenta en la Figura 16. En esta figura se evidencia un cambio muy sutil en la distribución de  $y^+$  entre las distintas mallas. Esto es consecuencia de aumentar el número de celdas, pero manteniendo la misma altura de la primera hilera de celdas sobre las distintas superficies del rotor. El valor máximo de  $y^+$  fue 3.581, 3.533, 3.053 y 2.774 para las malas de 6.4, 7.4, 9.4 y 11.0 millones de celdas respectivamente. Este máximo valor fue localizado en el borde de entrada de la punta de las aspas.

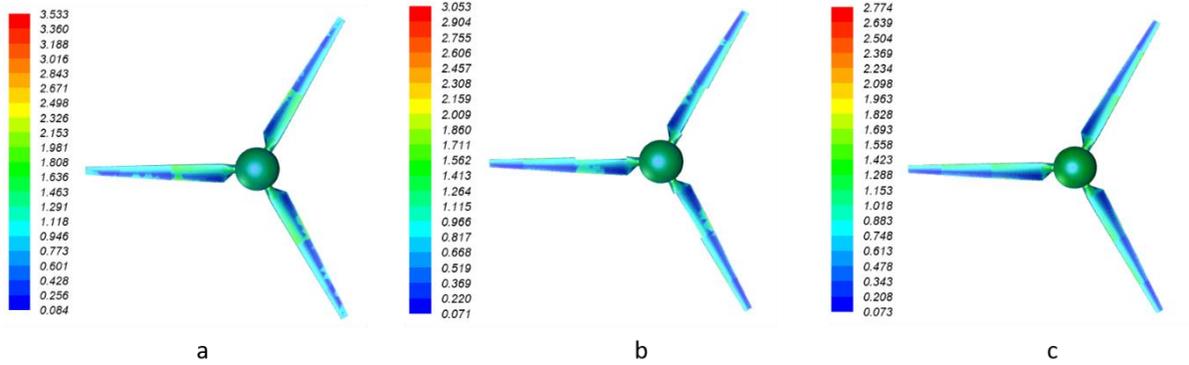


Figura 16: Distribución de  $y^+$  para las mallas de 7.4 (a), 9.4 (b) y 11.0 millones de celdas (c), que fueron utilizadas con  $SST k - \omega$ . (S1 en Tabla 2).

Aunque se mantiene la tendencia a incrementar el desempeño al aumentar el número de celdas, se determinó que un incremento de  $C_p$  cercano al 2% al aumentar en más de 27% la cantidad de celdas sugiere que la malla de 7.4 millones es una discretización aceptable y mantiene el costo computacional en un nivel razonable. Con esta malla se variaron las longitudes de entrada y salida tal como se presenta en la Tabla 4. En esta tabla se presenta el cambio porcentual en el coeficiente estudiado, mostrando un cambio inferior a 2% en cualquiera de las combinaciones realizadas (longitud aguas arriba de 3 a 5D manteniendo 10D aguas abajo y longitud aguas abajo de 6 a 10D manteniendo 3D aguas arriba). Al presentar un cambio muy pequeño (0.2%) entre el dominio de 8D y 10D, se espera que seguir alargando el dominio no tenga un efecto relevante. Estos resultados no incluyen la superficie libre y adicionalmente son calculados en estado estacionario (MRF). Para el ancho del canal no se realizaron distintas pruebas; se trabajó con una sección transversal cuadrada de lado 4D, por lo que se tiene  $B = 4.9\%$ , indicando un dominio suficientemente grande (Crecium, 2013) (Kolekar & Banerjee, 2015)

Tabla 4: Coeficientes de potencia ( $C_p$ ) variando las longitudes del dominio, con MRF. (S2 y S3 en Tabla 2).

| L aguas arriba* | $C_p$  | Cambio | L aguas abajo** | $C_p$  | Cambio |
|-----------------|--------|--------|-----------------|--------|--------|
| 3D              | 0,3792 |        | 6D              | 0,3825 |        |
| 4D              | 0,3796 | 0,1%   | 8D              | 0,3798 | -0,7%  |
| 5D              | 0,3739 | -1,5%  | 10D             | 0,3792 | -0,2%  |

\* Con 10D aguas abajo

\*\* Con 3D aguas arriba

### 3.5. Simulaciones sin considerar superficie libre ( $SST Transition$ )

Los coeficientes de potencia obtenidos implementando el modelo  $SST k - \omega$  son inferiores a los reportados experimentalmente en (Bahaj & Batten, 2007), el cual es cercano a 0.445,

siendo entonces los resultados obtenidos alrededor de 14% inferiores al resultado experimental. Por esto, se buscó la implementación del modelo *SST Transition*, en el cual se han reportado coeficientes de desempeño más cercanos a los obtenidos experimentalmente (Rezaeiha, Montazeri, & Blocken, 2019) (Arab, Javadi, Anbarsooz, & Moghiman, 2017) (Almohammadi, Ingham, & Pourkashanian, 2015) (Lanzafame, Mauro, & Messina, 2014). Adicionalmente, se buscó una mejora en la calidad de la malla, por lo que esta fue modificada, logrando la distribución de  $y^+$  presentada en la Figura 17. En esta figura se evidencia una reducción de los valores máximos de  $y^+$  comparado con los valores reportados para las tres mallas de la Figura 16. La distribución de  $y^+$  en la Figura 17 es considerablemente más uniforme y no presenta cambios súbitos entre las zonas de cada aspa (raíz, cuello y punta). Los esquemas de discretización fueron los mismos empleados con el modelo *SST  $k - \omega$* .

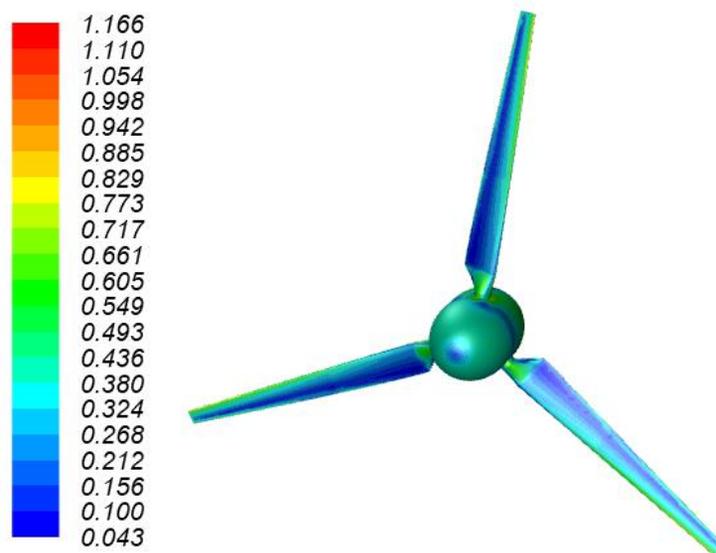


Figura 17: Distribución de  $y^+$  en la superficie del rotor para la malla usada en las simulaciones monofásicas con *Transition SST*. (S4 en Tabla 2).

Los resultados en el coeficiente de potencia obtenidos en las simulaciones monofásicas con *SST Transition* son presentados en la Tabla 5. Estos son más altos a los obtenidos con el modelo de 2 ecuaciones *SST  $k - \omega$*  (Sección 3.4), aunque se mantienen por debajo de los valores experimentales (aproximadamente 0.445). Al aumentar el número de celdas aumenta el  $C_p$ , (y se acerca al resultado experimental). Sin embargo, observando un incremento en el coeficiente de potencia de tan solo 1,12% con un aumento de 25% en el número de celdas, se consideró aceptable la malla de 8.8 millones.

Tabla 5: Estudio de independencia de malla para el modelo *SST Transition*. (S4 en Tabla 2).

| Celdas           |                | CP           |                        |                            |
|------------------|----------------|--------------|------------------------|----------------------------|
| Número de celdas | Incremento (%) | Estacionario | Transitorio (Promedio) | Aumento CP Transitorio (%) |
| 6297580          |                | 0,404        | 0,4102                 |                            |
| <b>8789931</b>   | 39,58%         | 0,410        | 0,4126                 | 0,58%                      |
| 10985404         | 24,98%         | 0,413        | 0,4172                 | 1,12%                      |

La diferencia en los resultados obtenidos entre los dos modelos de turbulencia analizados sin superficie libre ( $k - \omega SST$  y  $SST Transition$ ) se presenta en la Figura 18. Para su análisis se han interpolado los datos disponibles: tres (3) simulaciones de independencia de malla para  $SST Transition$  y cuatro (4) para  $k - \omega SST$ , todas en estado transitorio (Ver Tabla 2). De la figura se observa que luego de aproximadamente 8.5 millones de celdas la diferencia porcentual se mantiene cercana al 5%; esto cubre la malla de 8.7 millones seleccionada para las simulaciones monofásicas. Aunque el incremento en el tiempo de computo puede llegar a ser hasta de 30%, se decidió implementar en todas las simulaciones posteriores el modelo  $SST Transition$ , debido a su capacidad de predecir mejor el fenómeno de separación que se presenta en las aspas, y a los reportes de estudios previos que indican una mejor predicción en los coeficientes de desempeño (Rezaeiha, Montazeri, & Blocken, 2019). Adicionalmente, no se han encontrado estudios previos que incorporen el modelo  $SST Transition$  junto con VOF para el seguimiento de la superficie libre, siendo esto un aporte del presente trabajo.

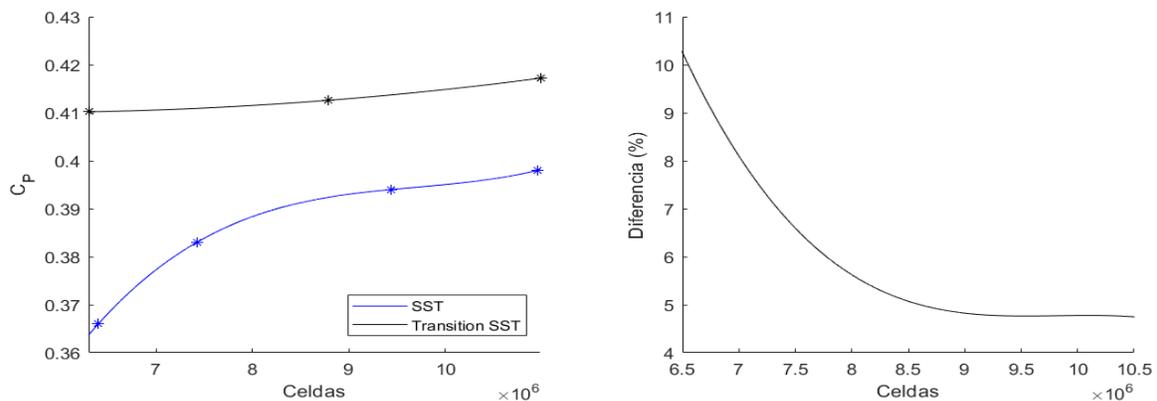


Figura 18: Resultados obtenidos con el modelo  $SST k - \omega$  y el modelo  $SST Transition$  sin incluir superficie libre (Los datos fueron interpolados). Izquierda: Coeficientes de potencia. Derecha: diferencia entre los dos modelos de turbulencia. (S1 y S4 en Tabla 2).

Se realizaron simulaciones monofásicas variando la velocidad de rotación del rotor (y por lo tanto el TSR). Los resultados de coeficiente de potencia se presentan en la Figura 19. Los resultados numéricos obtenidos difieren de los experimentales, siendo los primeros inferiores a los últimos para todo TSR estudiado (4, 5, 6, 7 y 8). La diferencia es de hasta un 19% para el caso de menor velocidad angular (TSR=4), disminuyendo significativamente para TSRs mayores, llegando hasta solo 2% para TSR=8. Esta diferencia mayor a bajos TSRs está posiblemente asociada con una predicción más baja de la separación de la capa límite a bajas revoluciones del modelo de turbulencia empleado. En todos los casos evaluados el valor promedio de  $C_p$  de las simulaciones transitorias es mayor que el  $C_p$  en estado estacionario (y por lo tanto más cercano al experimental), teniendo la menor diferencia en TSR=4 (0.1%) y la mayor diferencia en TSR=5 (1.3%). La curva con distintos TSR evidencia un máximo en TSR=7, lo cual también difiere de los resultados experimentales, y se presenta una curva aparentemente desplazada hacia la derecha en relación al caso experimental. Esta tendencia cambia al momento de incluir la superficie libre, donde un mejor seguimiento de la forma de la curva se da en los TSRs estudiados, como se presentará en la Figura 27.

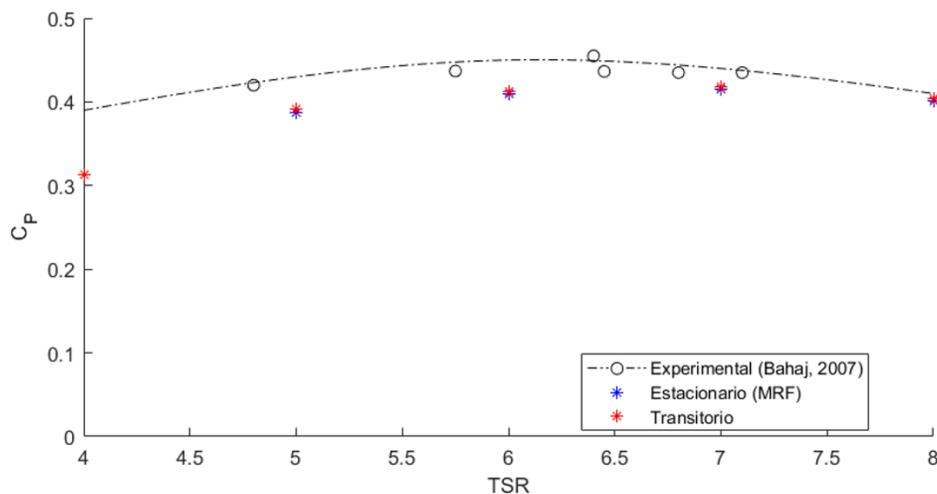


Figura 19: Resultados obtenidos con *SST Transition* a distintos TSR y datos experimentales. (S5 en Tabla 2).

Para TSR=8 se evaluaron los resultados de  $C_p$  en estado transitorio para varios pasos de tiempo, como se presenta en la Tabla 6 y en la Figura 20. Con pasos de tiempo menores se obtuvo un incremento en el  $C_p$ , acercándose más a los datos experimentales. En terminos generales, un paso de tiempo cercano a un grado de rotación es aceptable, y se entiende que el error disminuye al reducir el paso de tiempo hasta el punto de incurrir en un error de redondeo (Satrio, Aria, & Mukhtasor, 2018). Sin embargo, se evidencia que al disminuir a la mitad el paso de tiempo (de  $5 \times 10^{-4} s$  a  $2.5 \times 10^{-4} s$ ) el aumento en  $C_p$  es

tan solo 0.5%. Con esto en mente, y para reducir el tiempo de computo, en las siguientes simulaciones presentadas solo se tuvo en consideración usar un paso de tiempo equivalente a menos de un grado de rotación del aspa.

Tabla 6: Coeficientes de potencia variando el paso de tiempo ( $\Delta t$ ). Para TSR=8 sin superficie libre. (S6 en Tabla 2).

| $\Delta t$ (s)       | $\text{grados}/\Delta t$ | $C_p$  | Incremento (%) |
|----------------------|--------------------------|--------|----------------|
| $1 \times 10^{-3}$   | 1.72                     | 0.3982 |                |
| $5 \times 10^{-4}$   | 0.83                     | 0.4015 | 0.79           |
| $2.5 \times 10^{-4}$ | 0.34                     | 0.4034 | 0.51           |

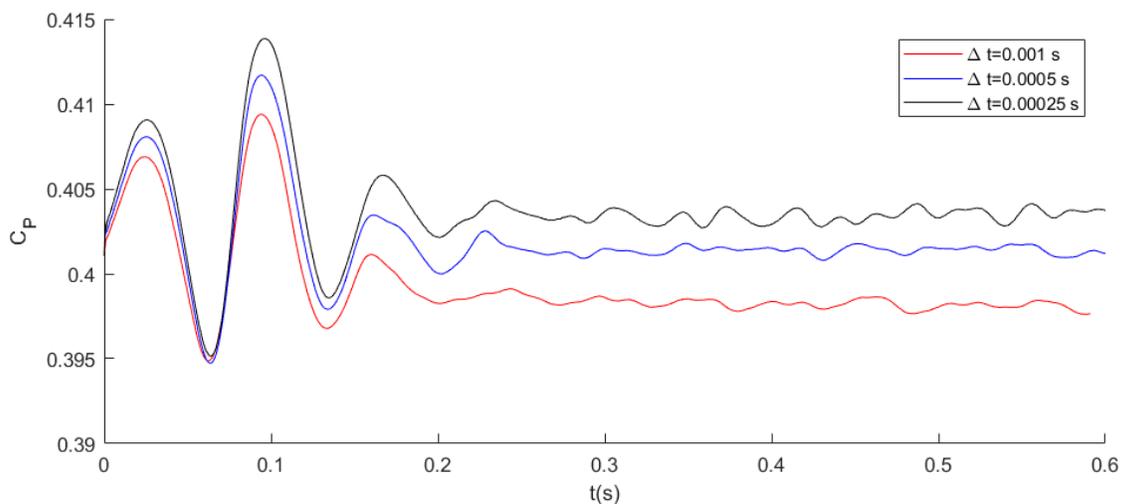


Figura 20: Resultados a distintos pasos de tiempo ( $\Delta t$ ) para TSR=8. (S6 en Tabla 2).

### 3.6. Simulaciones que incluyen la Superficie libre

#### 3.6.1. Configuración y análisis de independencia de malla

Los resultados de mayor importancia en el presente trabajo están relacionados con las simulaciones bifásicas que permitieron evaluar el efecto de la superficie libre en el desempeño de la turbina. Para las simulaciones con superficie libre se usó un dominio computacional como el mostrado esquemáticamente en la Figura 21, en el cual se tuvo en consideración el refinamiento de la región donde se espera la presencia de la superficie libre. El dominio rotativo con longitud 2.5D usado en las simulaciones monofásicas (Figura 14) se descartó con el fin de reducir el número de celdas, y adicionalmente se redujo el tamaño del dominio fijo; de acuerdo a los resultados de la Tabla 4, se consideró aceptable un dominio con 7D aguas abajo. Se refinó la región correspondiente a la posición de la superficie libre, con un espesor de  $0.25D=0.20$  m. Para las caras laterales y la cara



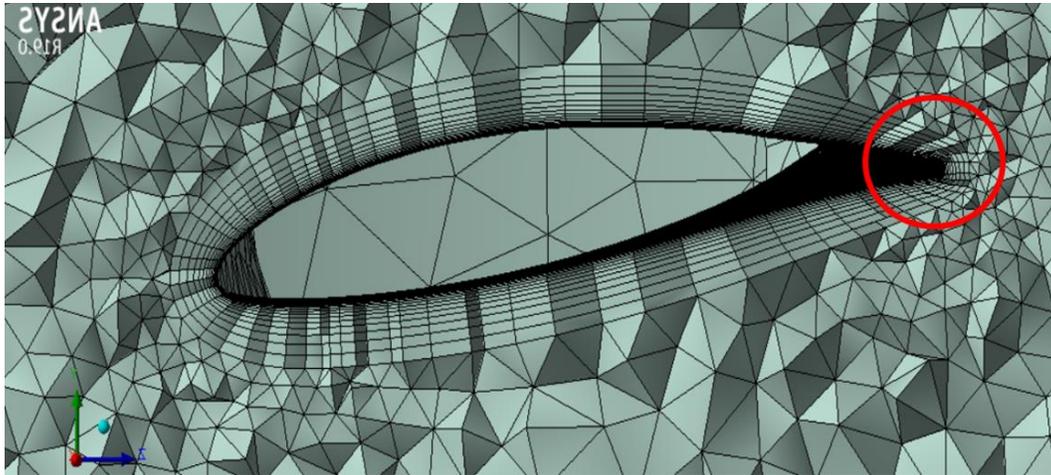


Figura 22: Sección de corte de la malla empleada. En rojo el redondeo en el borde de salida.

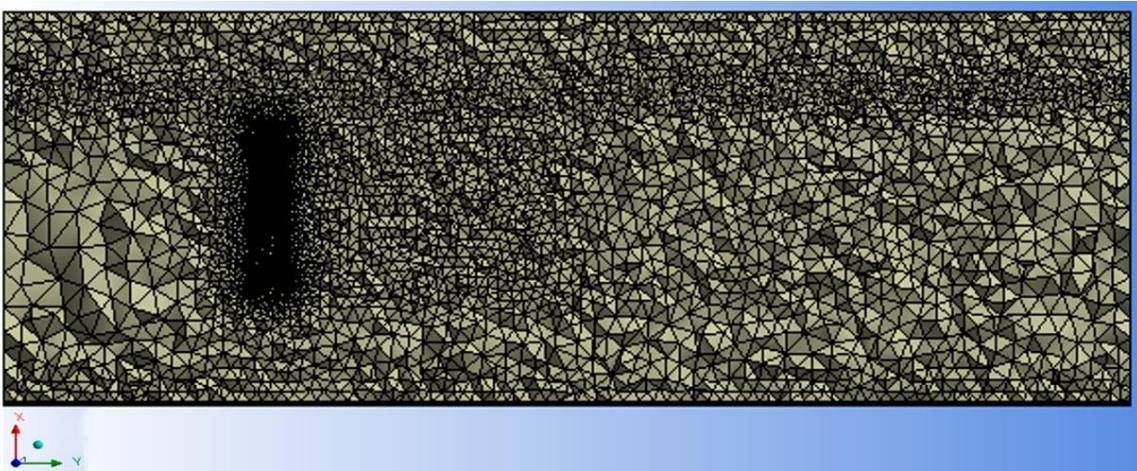


Figura 23: Corte longitudinal de la malla empleada.

El esquema SIMPLE fue empleado para el acople presión-velocidad y discretización espacial de segundo orden en todas las variables fue empleada en las simulaciones estacionarias sin superficie libre que se emplearon como condición inicial de las simulaciones transitorias con superficie libre.

Para las simulaciones transitorias con superficie libre se empleó discretización de primer orden en todas las variables y se empleó un esquema de avance temporal implícito de primer orden. Esto debido a temas de costo computacional y estabilidad; las primeras simulaciones que incluyeron la superficie libre presentaron importantes problemas de estabilidad, lo cual fue una de las razones para mejorar la calidad de la malla. La inclusión

del modelo VOF y por lo tanto de la superficie libre generaban inestabilidades numéricas y exigían un requerimiento de pasos de tiempo más bajos. en la Adicionalmente, la estabilidad llevó a preferir las discretizaciones y esquemas mencionados en todas las simulaciones transitorias con superficie libre. Sin embargo, tal como se presentará más adelante, luego de 10 segundos de simulación, cambiar el esquema de avance temporal a segundo orden implícito no generó modificaciones superiores al 0.5% en el  $C_p$ . Por su parte, en simulaciones estacionarios (MRF), usar esquemas de discretización espacial de segundo orden incrementó el desempeño en máximo 1.73%

Al cambiar el dominio utilizado se requirió volver a realizar un estudio de independencia de malla. Este estudio de independencia de malla fue realizado sin incluir la superficie libre y a  $TSR=6$ . Los resultados de  $C_p$  y  $C_T$  se presentan en la Tabla 7. Al observar un cambio inferior al 0.6% en los coeficientes de potencia y empuje al aumentar 10% el número de celdas, se decidió utilizar la malla de 7.1 millones.

Tabla 7: Independencia de malla (en estado estacionario y sin superficie libre,  $TSR=6$ ) para la configuración de la Figura 23. (S7 en Tabla 2).

| Malla        | Número de celdas |            |         |            | $C_p$  |         | $C_T$  |         |
|--------------|------------------|------------|---------|------------|--------|---------|--------|---------|
|              | Dom. Fijo        | Dom. Móvil | Total   | Incremento | $C_p$  | Aumento | $C_T$  | Aumento |
| M 6.0        | 800556           | 5206584    | 6007140 |            | 0,4024 |         | 0,6237 |         |
| <b>M 7.1</b> | 823914           | 6330253    | 7154167 | 16,0%      | 0,4088 | 1,58%   | 0,6280 | 0,68%   |
| M 7.9        | 832589           | 7115597    | 7948186 | 10,0%      | 0,4110 | 0,54%   | 0,6302 | 0,35%   |

Para las simulaciones transitorias se partió de simulación monofásica (agua) en estado estacionario (MRF), la cual se utilizó para inicializar el campo de flujo. Sobre este resultado se adicionaron 2 parches: uno para la región de agua y otro para el aire. Con estos parches se inicializó la variable de fracción volumétrica en las dos regiones. Adicionalmente, se definió velocidad nula en la región correspondiente al aire.

Dos inmersiones son estudiadas, definidas a partir de la inmersión de la punta del aspa: (0.19D y 0.55D). Estas dos configuraciones son presentadas esquemáticamente en la Figura 24. En esta se evidencia que la turbina no fue desplazada del centro del dominio para lograr una distinta inmersión. En su lugar, se cambió únicamente la posición de la superficie libre, lo que implica la necesidad de dos dominios con refinamientos diferenciados en el dominio fijo, de acuerdo a la posición en la que se espera encontrar la superficie libre. Esto también implica un cambio en la relación de bloqueo ( $B$ ), siendo de

8.01 y 9.2% para 0.55D y 0.19D respectivamente. Por su parte el número de Froude ( $Fr$ ), calculado a partir del diámetro de la turbina como longitud característica es ovaiaamente el mismo en los dos casos estudiados. La relación profundidad–diámetro ( $d_r$ ) es lógicamente diferente en los dos casos de inmersión: 1.05 y 0.69 para 0.55D y 0.19D respectivamente.

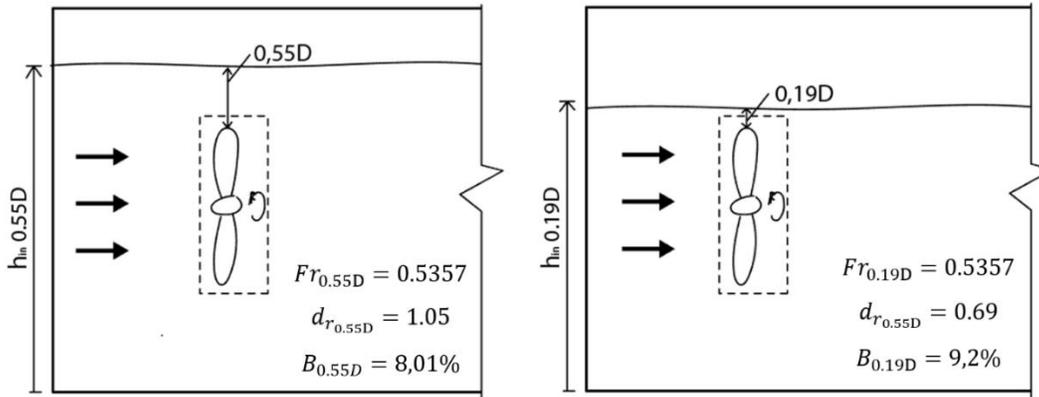


Figura 24: Profundidades de inmersión de punta estudiadas (0.55D (izquierda) y 0.19D (derecha))

### 3.6.2. Variación de la velocidad de rotación (TSR)

Cada profundidad de inmersión (0.19D y 0.55D) fue simulada a tres velocidades de rotación correspondientes a tres TSR: 4,6 y 8. Cada simulación fue ejecutada durante 9 segundos. Teniendo en cuenta la velocidad de rotación de cada TSR estudiado, la cantidad de vueltas que se simularon en cada caso se presenta en la Tabla 8.

Tabla 8: Rotaciones requeridas para 9 segundos de simulación a las velocidades de rotación estudiadas.

| TSR | $\Omega$ (rad/s) | Vueltas/s | Vueltas (9 segundos) |
|-----|------------------|-----------|----------------------|
| 4   | 15               | 2.39      | 21.5                 |
| 6   | 22.5             | 3.58      | 32.2                 |
| 8   | 30               | 4.77      | 42.9                 |

Los resultados transitorios obtenidos para los coeficientes de potencia y de empuje se presentan en la Figura 25 y en la Figura 26 respectivamente; la simulación correspondiente a TSR=4 fue ejecutada por el mismo tiempo, aunque no se presenta en las figuras para no sobrecargar el documento; el reporte para el  $C_T$  a TSR=6 empieza luego de 0.3 segundos, debido a un error en la definición del reporte previo a este tiempo. Las gráficas de  $C_p$  (Figura 25) y  $C_T$  (Figura 26) tienen un comportamiento transitorio similar, lógicamente con distintos valores en el eje vertical. En simulaciones sin superficie libre generalmente se requieren alrededor de 10 vueltas para identificar el

comportamiento de los coeficientes de desempeño, así como del desarrollo de la estela (Rezaeiha, Montazeri, & Blocken, 2019). Sin embargo, la diferencia en los tiempos de simulación necesarios al incluir la superficie libre es evidente si se compara la Figura 20 (monofásica) con la Figura 25 o la Figura 26 (bifásicas). En estas simulaciones se evidenció una oscilación con un periodo amplio, cuyo estudio se realizará más adelante en este documento (Sección 3.6.5). Esta oscilación fue la razón para requerir 9 segundos de simulación, alargando los tiempos de desarrollo del presente trabajo.

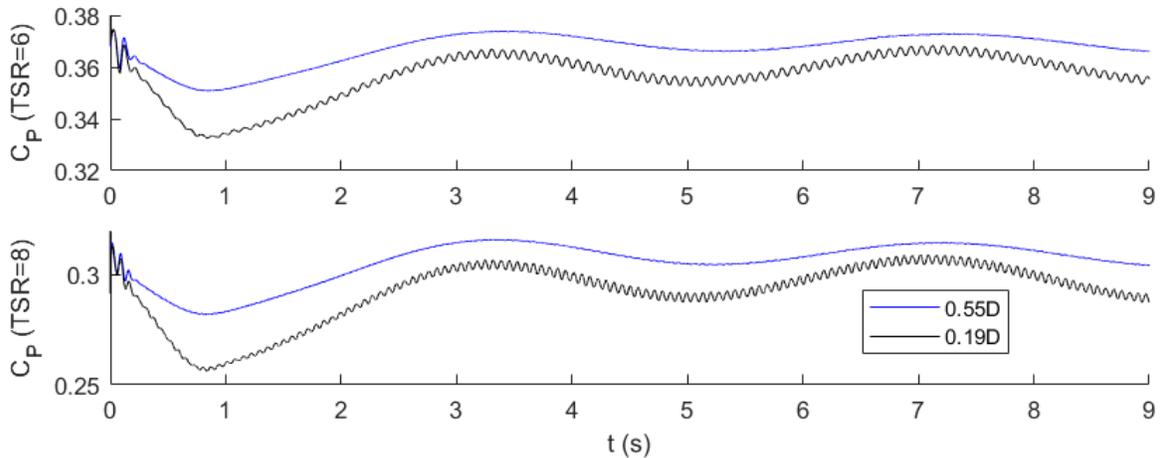


Figura 25: Comportamiento transitorio del  $C_p$  obtenidos para las simulaciones bifásicas a  $TSR=6$  y  $TSR=8$ . (S8 en Tabla 2).

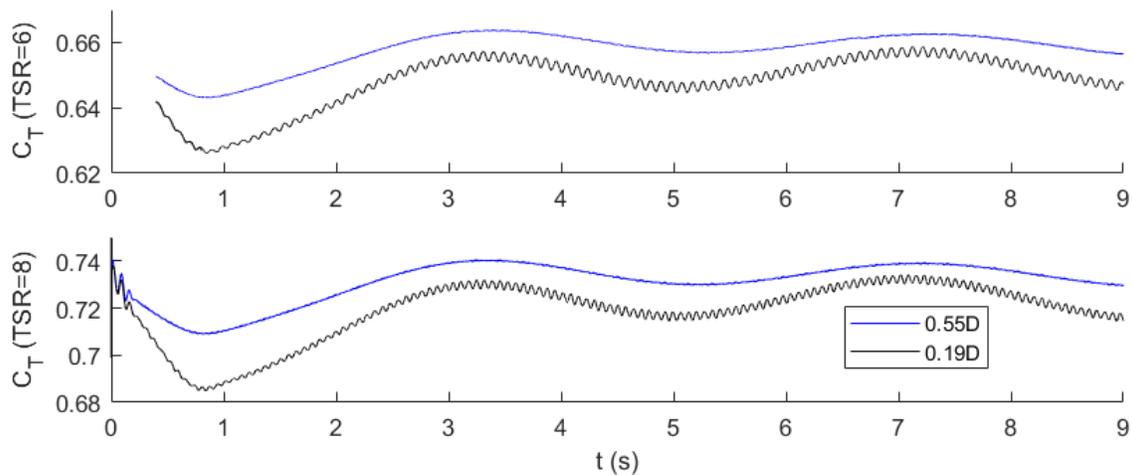


Figura 26: Comportamiento transitorio del  $C_T$  obtenidos para las simulaciones bifásicas a  $TSR=6$  y  $TSR=8$ . (S8 en Tabla 2).

Tomando el valor promedio de una oscilación larga se calcularon los valores de  $C_p$  y  $C_T$  para los dos coeficientes estudiados y se compararon con los datos experimentales (Figura 27). En el coeficiente de potencia se observa una disminución al acercar el rotor a

la superficie libre. Lo mismo sucede con el coeficiente de empuje, donde los resultados son menores para el caso de menor inmersión. En esta figura también se presenta el resultado para la simulación estacionaria (MRF), en el cual no se ha incluido la superficie libre. Para el caso de coeficiente de potencia se observa, al igual que se había presentado en la Figura 19, un posible desplazamiento de la curva hacia la derecha dando un valor atípico para  $TSR=8$ . Sin embargo, al incluir la superficie libre este valor disminuye, siguiendo mejor la forma de la curva, pero siempre subestimando el  $C_p$ . Los valores de  $C_p$  y  $C_T$  para una mayor inmersión, siempre están por encima de lo reportado a una menor inmersión, tal y como sucede en los datos experimentales. En resumen, los coeficientes de potencia obtenidos fueron siempre inferiores a los experimentales, aunque las curvas descritas al variar la velocidad de rotación y la inmersión son cualitativamente correctas.

Las causas de dicha diferencia merecen ser estudiadas en trabajos posteriores. Se realizaron simulaciones aumentando hasta 17 secciones en la geometría del aspa (comparar con lo presentado en la *Tabla 1*), obteniendo una disminución del 2% en el desempeño de la turbina; por lo tanto, se descartó que el uso de pocas secciones estuviera relacionado con el bajo desempeño del rotor. Por lo tanto, todas las simulaciones con superficie libre del presente trabajo fueron realizadas con la geometría de la *Tabla 1*. Para el  $C_p$  calculado, las diferencias entre los resultados presentados en la sección 3.5 (MRF con discretización espacial de segundo orden) y los obtenidos con discretización de primer orden fueron de tan solo 0.02%, 0.21% y 1.83% para  $TSR$  4, 6 y 8 respectivamente (Ver los resultados en MRF de Figura 19 y Figura 27). Por su parte, luego de 10.2 segundos de simulación transitoria bifásica ( $TSR=6$ ) se pasó a esquema temporal implícito de segundo orden, manteniendo una tendencia similar en el comportamiento (Ver Figura 28) y arrojando una reducción en el valor máximo del  $C_p$  de tan solo 0.4%.

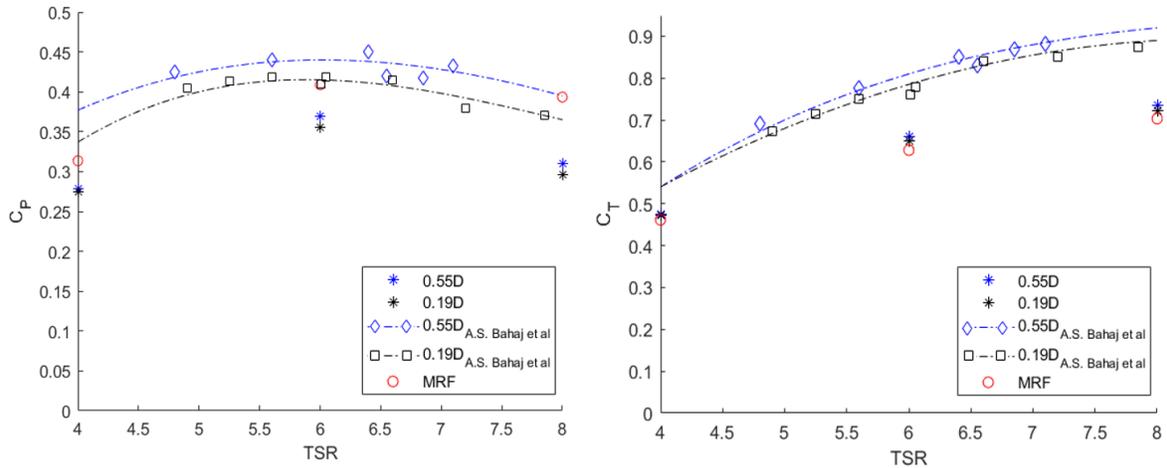


Figura 27: Resultados para el coeficiente de potencia y de arrastre con superficie libre variando el TSR. (S8 en Tabla 2).

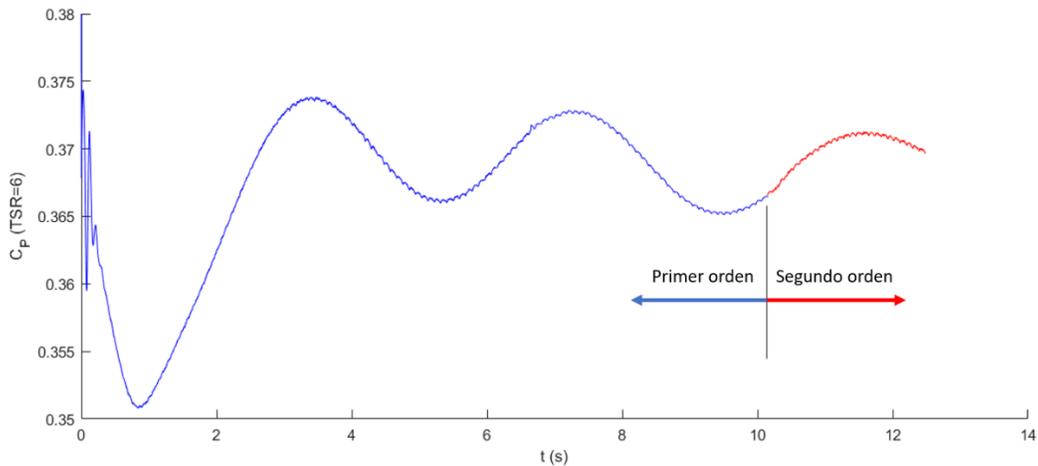


Figura 28: Comportamiento transitorio del  $C_p$  obtenido para las simulaciones bifásicas, cambiando el orden del esquema de avance temporal implícito.

Retomando los resultados a distritos TSRs, las diferencias porcentuales respecto a los datos experimentales, obtenidos a partir de una interpolación de los tres datos (4, 6 y 8), es presentada en la Figura 29. En los resultados de  $C_p$  se presentan diferencias entre 14% y 26% con el menor error en el caso de diseño (TSR=6). En el coeficiente de empuje se observan mayores diferencias a medida que se aumenta la velocidad de rotación, llegando hasta un 20%. En ambos coeficientes se observan mayores diferencias en el caso de mayor inmersión.

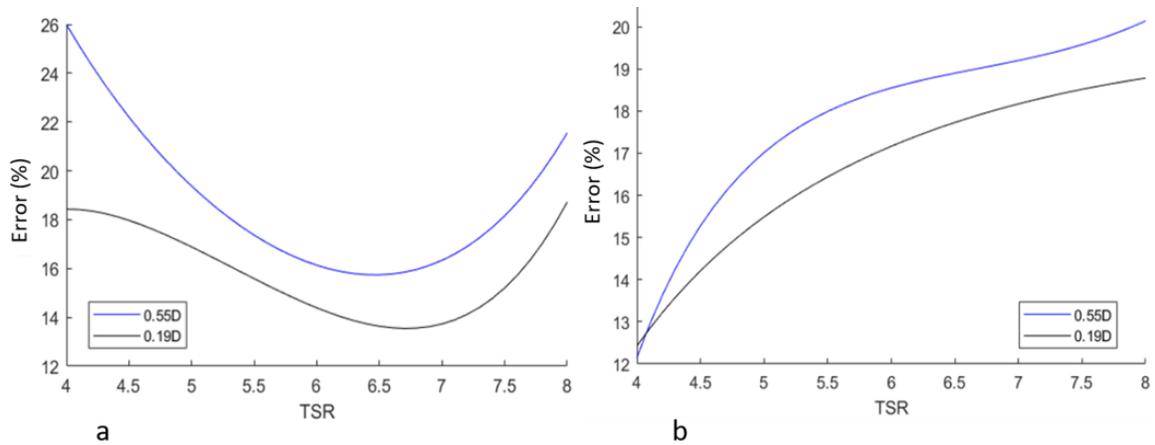


Figura 29: Diferencias porcentuales para  $C_p$  (a) y para  $C_t$  (b). (S8 en Tabla 2).

Con el fin de identificar las características de las oscilaciones de mayor frecuencia de la Figura 25 y la Figura 26, se realizó una transformada rápida de Fourier en MATLAB (fft) (MatWorks, 2020), buscando identificar las frecuencias que caracterizan estas señales. En la Figura 30 se presentan los resultados obtenidos. Retomando las velocidades de rotación presentadas en la Tabla 8, y al tener un rotor de tres aspas se tiene que alguna de ellas pasa por un radio dado 7.17, 10.74 y 14.32 veces por segundo para TSR 4, 6 y 8 respectivamente (tres veces la frecuencia de rotación de la turbina). Estos números coinciden exactamente con los picos de frecuencia presentados en la Figura 30. Adicionalmente, de esta misma figura se entiende que la amplitud de estas oscilaciones a la menor inmersión es aproximadamente 15 veces mayor al comparar con el caso de mayor inmersión (ver magnitud de los ejes verticales).

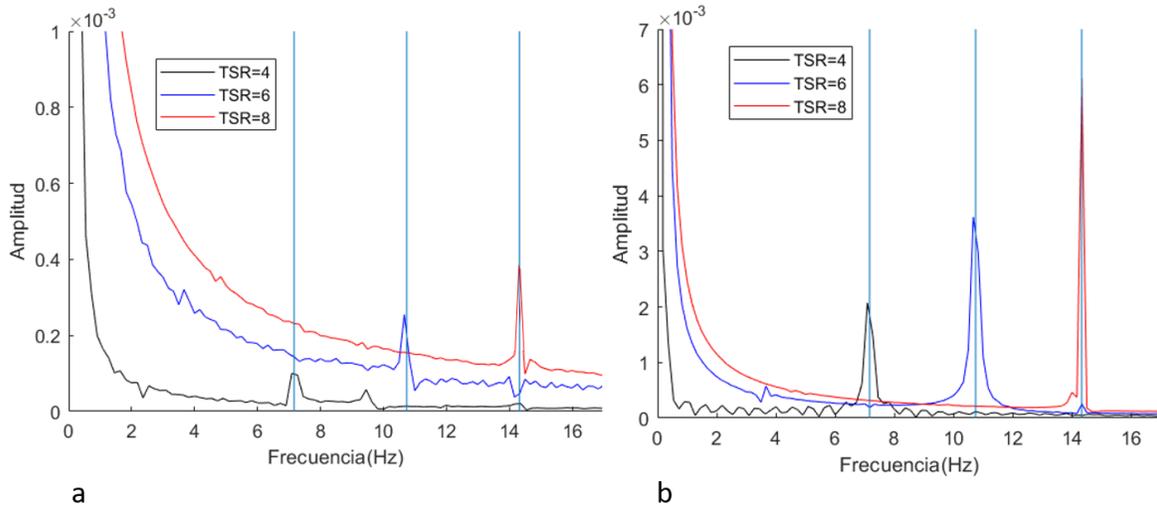


Figura 30: Transformada discreta de Fourier en MATLAB (fft) con los resultados obtenidos para 0.55D (a) y para 0.19D (b). (S8 en Tabla 2).

El comportamiento de una vuelta de rotación del rotor se presenta en la Figura 31. Tal como se había evidenciado previamente, para una misma velocidad de rotación el desempeño es inferior al estar sometido a una menor inmersión. Adicionalmente en este último caso se observan oscilaciones con tres periodos en cada vuelta; estas mismas oscilaciones también se presentan a la mayor inmersión, pero con menor amplitud, lo cual coincide con lo descrito a partir de la Figura 30.

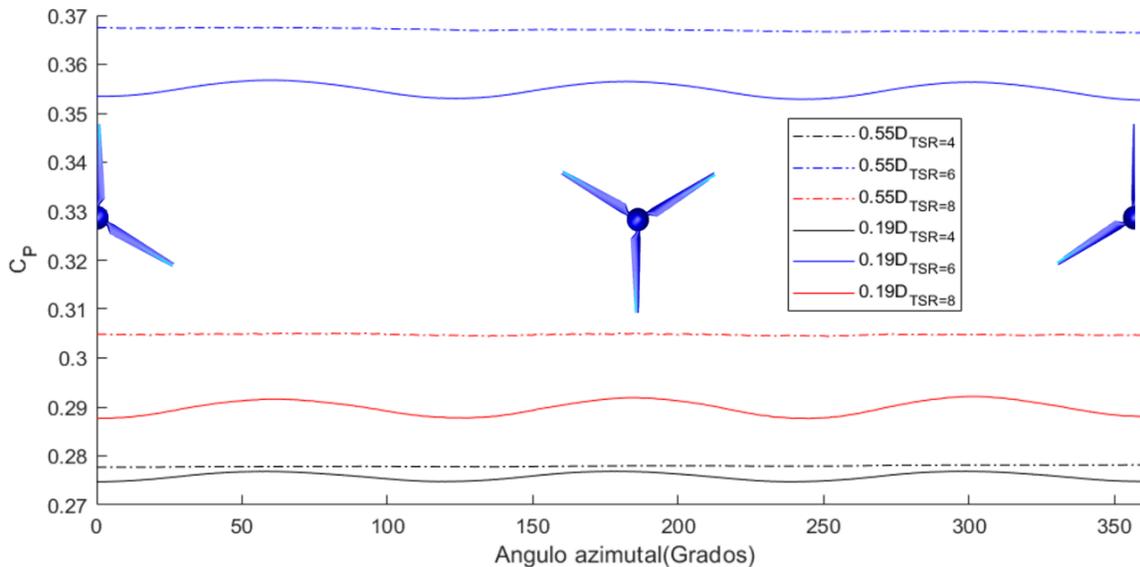


Figura 31: Resultados para el coeficiente de potencia para una vuelta de rotación del rotor. (S8 en Tabla 2).

De la Figura 31 se entiende que el mínimo valor del  $C_p$  se da en el instante en el que alguna de las aspas se encuentra a su máxima altura, y a su vez, que el máximo coeficiente se da cuando alguna de las aspas está a su máxima profundidad. Esto se corrobora al graficar el aporte individual de cada pala en el coeficiente de potencia (Figura 32). Se observa que el efecto de acercar la pala a la superficie libre es disminuir su aporte al desempeño del rotor, de tal forma que cuando el aspa está en la parte inferior su aporte se acerca al que tendría cuando todo el rotor está bien sumergido.

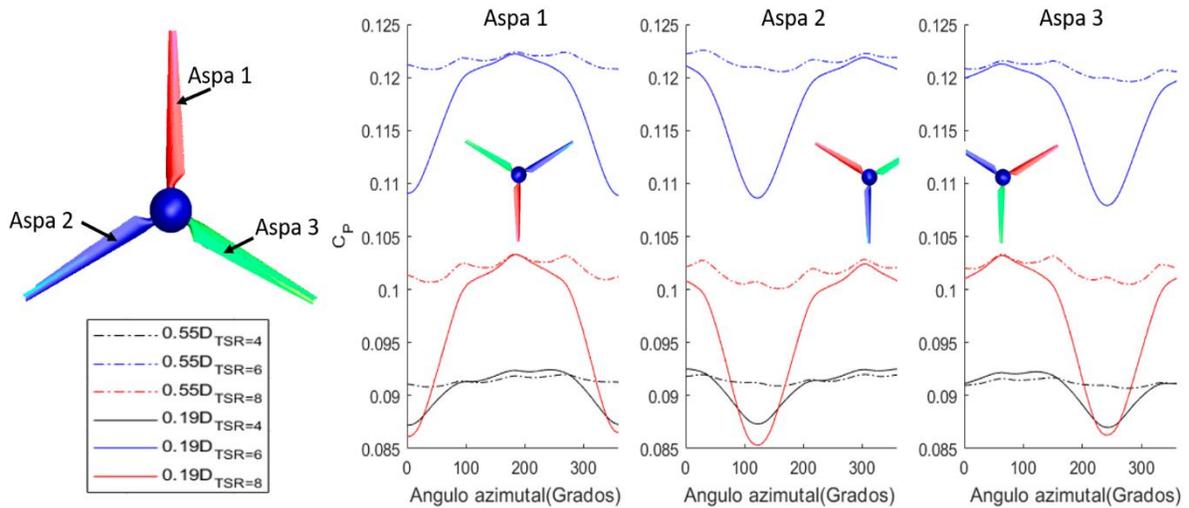


Figura 32: Aporte individual de cada aspa en el coeficiente de potencia. TSR4(Negro), TSR6 (Azul), TSR8 (Rojo); Línea discontinua(0.55D), Línea continua (0.19D). (S8 en Tabla 2).

### 3.6.3. Deformación de la superficie libre y campos de velocidad (TSR=6)

La Figura 33 presenta los contornos de fracción volumétrica de agua ( $\phi_w$ ), donde se observa la mayor deformación de la superficie libre a medida que el rotor está más cerca de la interfaz; esta imagen se obtuvo a partir de un corte longitudinal en el plano del eje del rotor de la turbina. El incremento en la deformación de la superficie libre al acercarse el rotor es de esperarse porque el flujo es desviado por las aspas del rotor. La velocidad del fluido disminuye al pasar por el rotor como consecuencia de la ubicación de éste y de la extracción de energía cinética que realiza el rotor. Para conservar la masa, una parte del fluido es desviado alrededor del rotor, por lo que la superficie libre se eleva aguas arriba justo antes del rotor. Esto es mucho más evidente en el caso de menor inmersión.

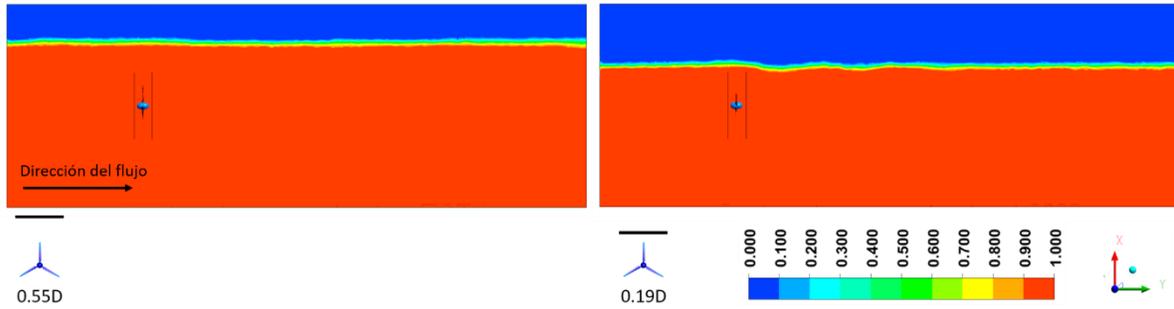


Figura 33: Fracción volumétrica de agua ( $\phi_w$ ) para los dos casos estudiados, tomado en un plano longitudinal vertical sobre el eje del rotor.

Para una mejor comprensión de esta deformación, la Figura 34 presenta la deformación de la superficie libre (para  $\phi_w = 0.5$  en un corte longitudinal sobre el eje del rotor). Las líneas punteadas corresponden a la altura  $h_{out}$  teórica, obtenida a partir de lo presentado en la sección 1.7. De este resultado teórico se observa una mayor caída en la altura para el caso de menor profundidad de inmersión. Esto es debido al mayor bloqueo ( $B$ ) asociado a esta configuración (0.19D), lo que obliga a acelerar el fluido, y por lo tanto a disminuir su altura; si ambas simulaciones se hubieran ejecutado bajo el mismo  $B$ , se esperaría mayor caída de altura en la superficie libre para el caso de mayor inmersión, relacionado con una mayor fuerza de empuje. En los resultados de las simulaciones se observa la tendencia a tener mayor altura en el caso de mayor profundidad de inmersión, de forma semejante al resultado teórico. Un mayor refinamiento en la región de la superficie libre permitiría un seguimiento más exacto de esta.

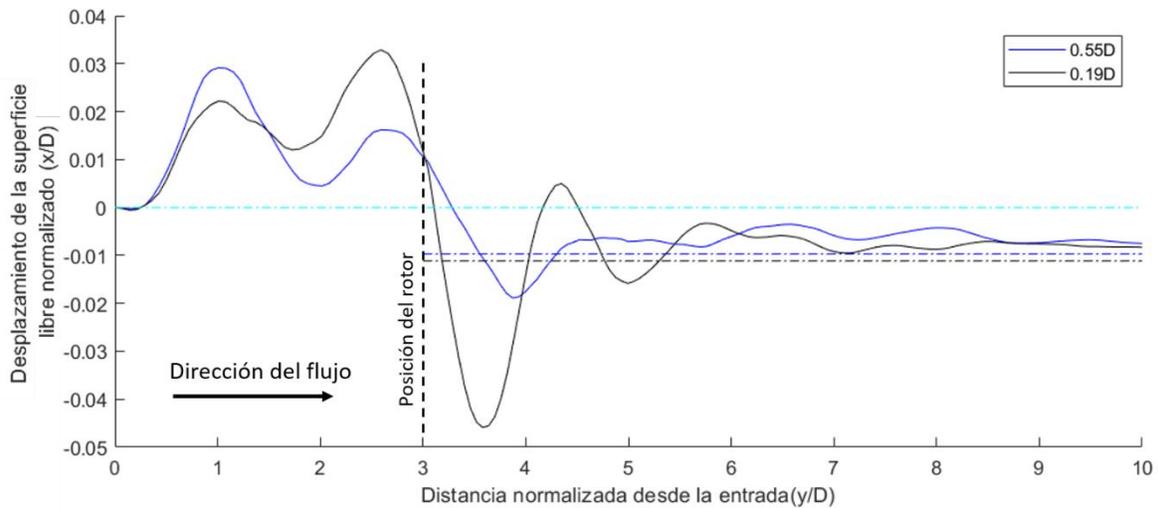


Figura 34: Deformación de la superficie libre a lo largo del dominio (Longitudes normalizadas respecto al Diámetro) (TSR=6). Las líneas continuas son el seguimiento de la

superficie libre en las simulaciones CFD en un plano vertical sobre el eje del rotor. Las líneas punteadas corresponden a la altura teórica  $h_{out}$  obtenida a partir de lo presentado en la sección 1.7.

El primer pico de izquierda a derecha observado en la Figura 34 difiere de lo reportado en trabajos previos (Adamski, 2013) (Sun, 2008), para los cuales solo se reporta un pico aguas arriba. Esto podría estar asociado a un dominio muy corto aguas arriba; sin embargo, al usar un dominio de 5D aguas arriba –cuyo estudio se realiza más adelante en este documento (Sección 3.6.5)–, se presentaban las mismas dos oscilaciones pero con mayor longitud de onda. Adicionalmente se observa que la deformación aguas arriba es proporcionalmente mayor a la reportada en los estudios previos; se estima que la altura máxima aguas arriba reportada por (Adamski, 2013) es cercana a 30% de la altura mínima aguas abajo (medida desde la altura de entrada). De los datos que componen la Figura 34 se observa que esta misma relación es de 80 y 71% para 0.55D y 0.19D, esto sin considerar el primer pico de izquierda a derecha. Con el fin de comparar los resultados, se interpolaron los datos reportados por (Adamski, 2013) de acuerdo a las variables definidas en la Figura 35, cuyos datos se presentan normalizados con respecto al diámetro. Estos datos se presentan en la Tabla 9. A partir de los datos de esta tabla se evidencia que la máxima profundidad ( $X_{min}$ ) es superior a los reportes previos por 30,4% y 12,5% para 0.55D y 0.19D respectivamente. Por su parte la distancia aguas abajo a la que sucede dicha profundidad mínima ( $Y_{min}$ ) es más corta por 1% y 25%. Esto indica una mayor deformación –más elevación en menos distancia– de la superficie para casos semejantes en relación a lo reportado previamente. Para esta comparación se interpolaron los datos presentados reportados por (Adamski, 2013) para simulaciones con  $Fr = 0.4$  &  $Fr = 0.565$  y  $d_r = 1$  &  $d_r = 0.75$ . En estos reportes no se describe la velocidad de rotación de la turbina (únicamente se indica que se mantuvo constante el TSR), la cual como se estudiará en la sección 3.6.4, también tiene un efecto significativo en la deformación de la superficie libre. Las diferencias encontradas en la deformación son consideradas aceptables, mostrando la validez de la simulación de la superficie libre. De las simulaciones, se concluye que acercar el rotor a la superficie libre de 0.55D a 0.19D incrementa la deformación  $X_{min}$  en aproximadamente 95% y disminuye la distancia  $Y_{min}$  en un 32%.

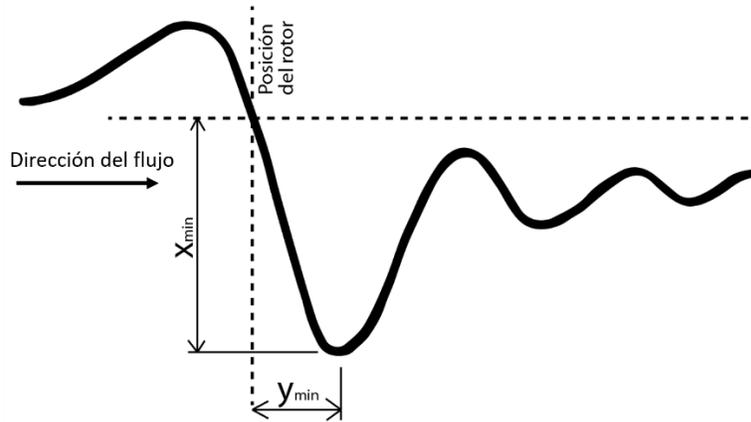


Figura 35: Definición de las variables utilizadas para definir las alturas de la deformación de la superficie libre ( $X_{min}$  y  $Y_{min}$ ).

Tabla 9: Resultados la deformación de la superficie libre. Los valores  $X_{min}$  y  $Y_{min}$  se presentan normalizados con respecto al diámetro.

| Profundidad de inmersión (D) | $Fr$   | $d_r$ | $X_{min}$ | $X_{min}$ Interpolado de (Adamski, 2013) | $Y_{min}$ | $Y_{min}$ Interpolado de (Adamski, 2013) |
|------------------------------|--------|-------|-----------|--|-----------|--|
| 0,55                         | 0,5357 | 1,05  | 0,02954   | 0,02265                                  | 0,8745    | 0,8843                                   |
| 0,19                         | 0,5357 | 0,69  | 0,05764   | 0,05126                                  | 0,5901    | 0,7874                                   |

En la Figura 36 se presentan los contornos de velocidad axial para las dos configuraciones estudiadas. Es evidente que el acercamiento del rotor a la superficie libre genera asimetría en el comportamiento de la estela y una mayor interacción entre la estela y la superficie libre. Tanto aguas arriba como aguas abajo, la velocidad se ve influenciada por la presencia de la superficie libre en mayor medida para el caso de menor inmersión. Las condiciones de frontera y la conservación de masa generan en el aire velocidades negativas que, aunque tienen un valor significativo (hasta  $0.68U_0$ ), se consideran de un efecto irrelevante en el desempeño de la turbina, de acuerdo al estudio de (Adamski, 2013).

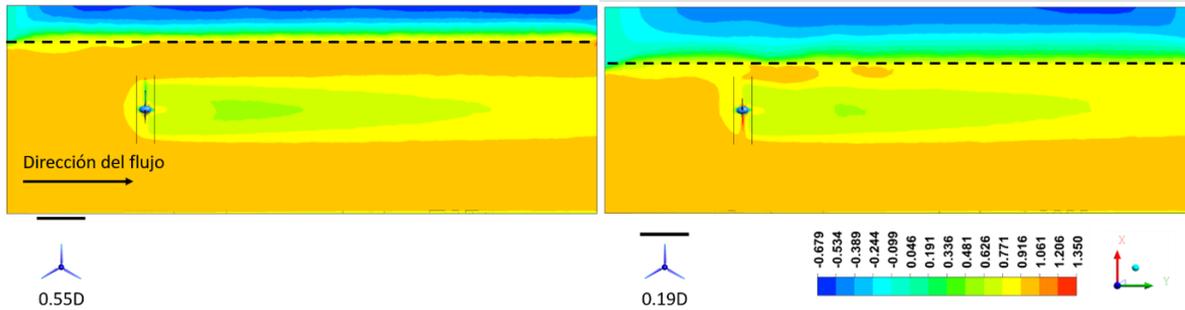


Figura 36: Contornos de velocidad axial normalizada ( $U_y/U_0$ ) para el caso de mayor profundidad (0.55D) y menor profundidad (0.19D).

En la Figura 37 y Figura 38 se reportan las deficiencias de velocidad ( $1 - U/U_0$ ) para distintas distancias aguas abajo (0.5, 1, 2, 4 y 7 diámetros aguas abajo del rotor) tomando las velocidades sobre una línea horizontal y una vertical para ambas inmersiones estudiadas. Se observa la simetría de los planos horizontales, y lo contrario para los planos verticales, donde se evidencia la influencia de la superficie libre en el los campos de velocidad del flujo. La presencia de la superficie libre evidencia una mayor influencia en el caso de menor inmersión afectando su simetría de forma más clara. Sin embargo, la pérdida de simetría existe en ambas profundidades de inmersión, por lo que, si se deseara evitar su influencia en el desarrollo de la estela, sería necesario utilizar una profundidad mayor, y a la vez aumentar la profundidad del canal para poder despreciar también el efecto del fondo y la condición de frontera de pared impuesta en este. El déficit de velocidad cerca a la salida (7D en la Figura 37 y Figura 38) no es despreciable. Estudios con dominios más extendidos aguas abajo fueron realizados para poder descartar la influencia del largo del dominio en la recuperación de la estela (Sección 3.6.5).

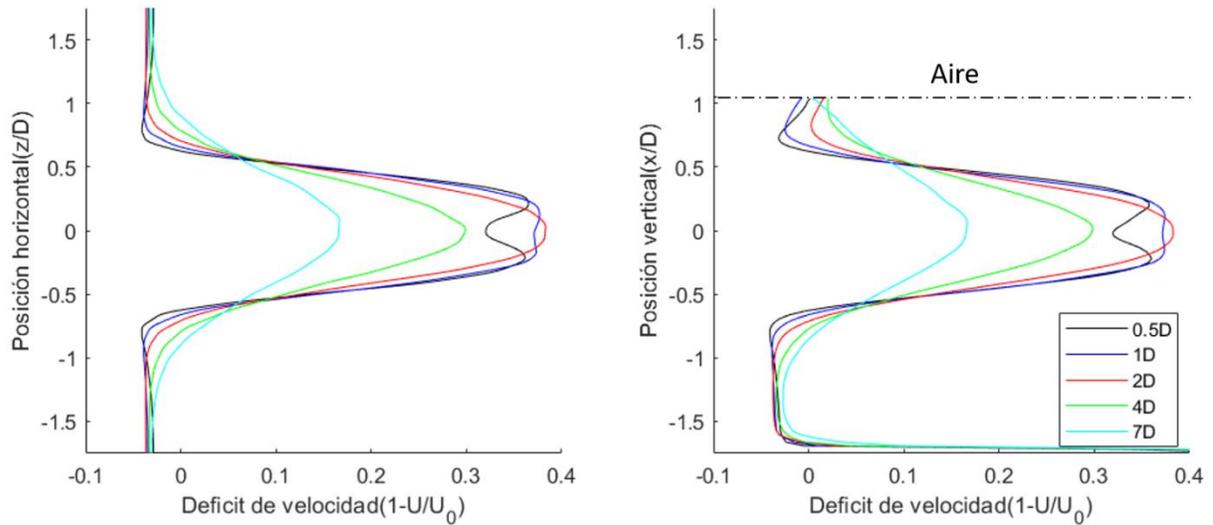


Figura 37: Déficit de velocidad tomado aguas abajo (0.5D, 1D, 2D, 4D y 7D) en líneas horizontales (izquierda) y verticales (derecha) para 0.55D.

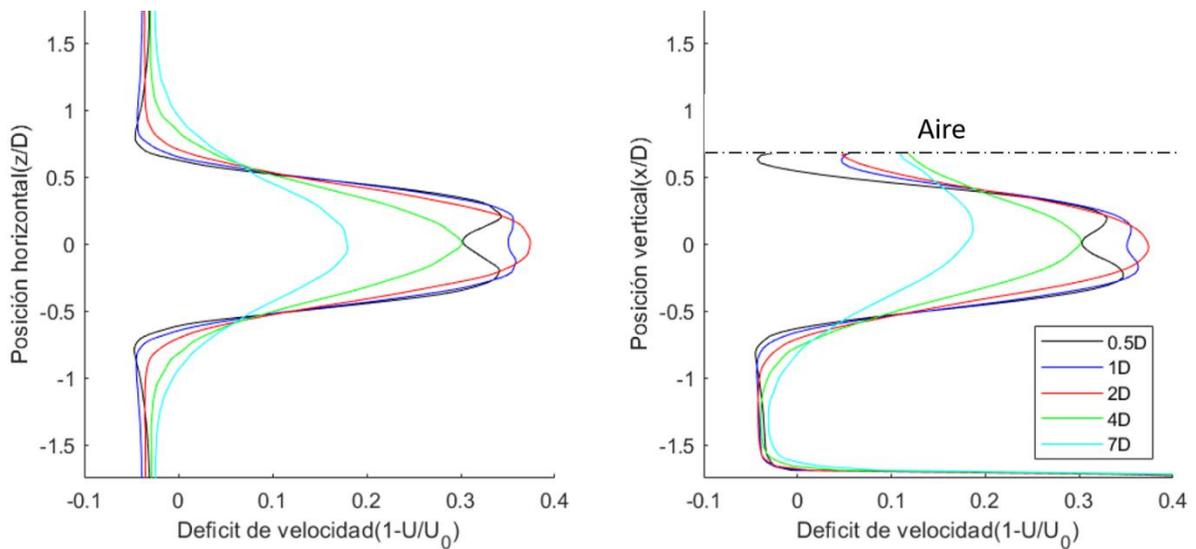


Figura 38: Déficit de velocidad tomado aguas abajo en líneas horizontales (izquierda) y verticales (derecha) para 0.19D.

La mayor asimetría de la estela resulta aún más evidente en la Figura 39 donde se presentan los campos de velocidad en planos transversales tomados 2, 4 y 6.5 diámetros aguas abajo. En esta figura, los contornos de velocidad se observan principalmente simétricos para el caso de mayor profundidad, y la asimetría ocasionada por la interacción con la estela se hace evidente para el caso de menor inmersión. De igual forma para la

velocidad tangencial (Figura 40) se presentan importantes asimetrías e interacciones con la superficie libre aguas abajo para el caso de menor inmersión.

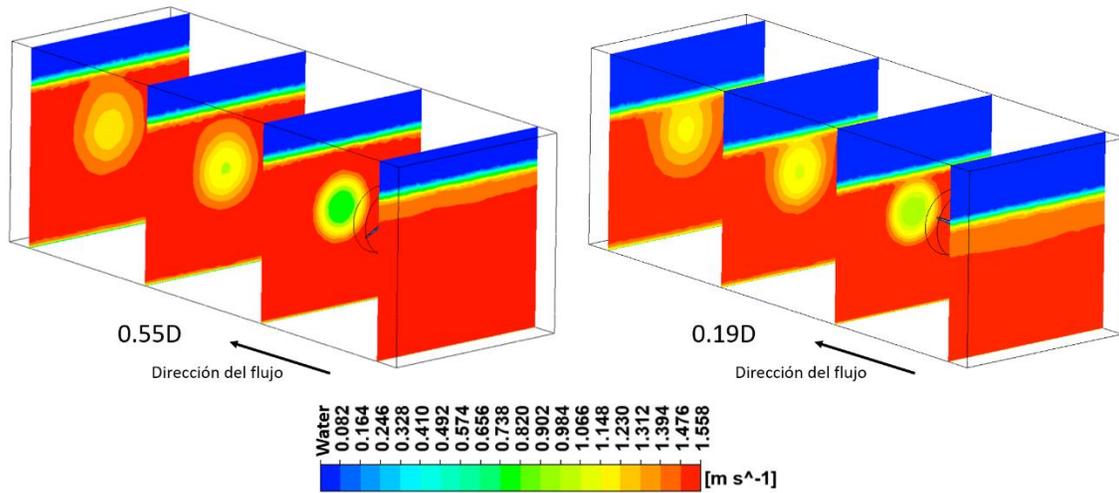


Figura 39: Contornos de velocidad axial del agua en planos verticales  $U_y \phi_W$ .

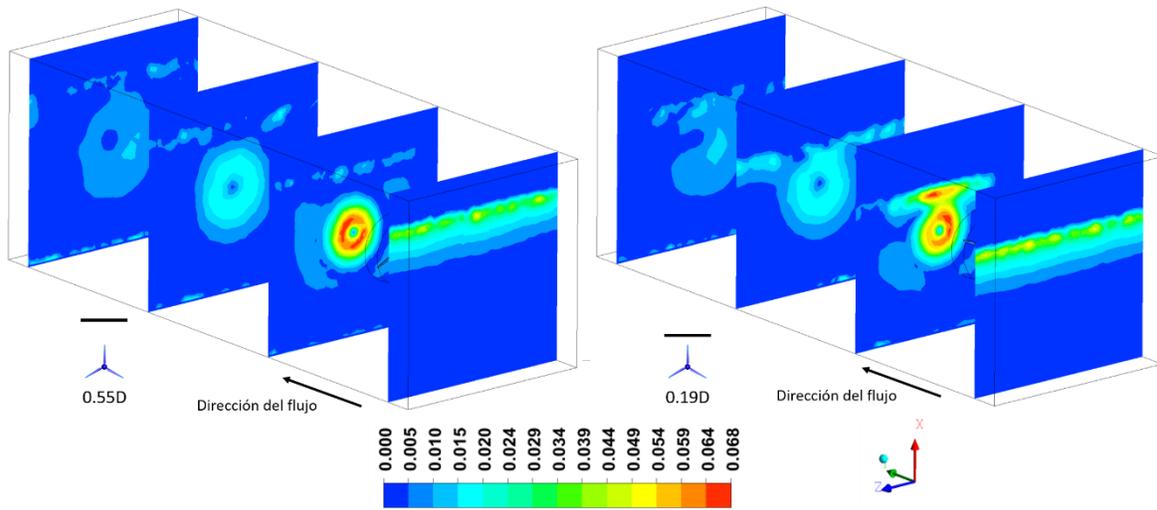


Figura 40: Contornos de velocidad tangencial normalizada ( $U_t/U_0$ ) en planos verticales.

La asimetría de la estela se relaciona con lo presentado en la Figura 41 y Figura 42. En la Figura 41 se presenta el valor del déficit de velocidad medido aguas abajo sobre el eje del rotor (centerline) y el valor máximo del déficit de la velocidad medido en distintas líneas verticales aguas abajo. En esta figura se evidencia para el caso de menor inmersión un distanciamiento entre el valor máximo del déficit (mínima velocidad del fluido) y el medido en la línea media. Esto señala la no-simetría de la estela. Por su parte, para la mayor profundidad de inmersión los valores son prácticamente coincidentes. Adicionalmente, si se compara el valor máximo del déficit de velocidad, se concluye que la recuperación de la

velocidad en la estela es más rápida al aumentar la profundidad de inmersión del rotor. La conclusión contraria se obtendría si se toma como referencia el déficit de velocidad en la línea media. (Adamski, 2013) reportó un comportamiento similar. Por su parte, (Sun, 2008) sugirió que con la turbina cerca de la superficie libre, la recuperación de la estela se ve acelerada. Esta última conclusión fue presentada de forma errada al obtener el valor del déficit de velocidad sobre la línea del eje, ignorando que el mínimo valor de velocidad (máximo déficit de velocidad) se encuentra desviado respecto a la línea media. En la Figura 42 se presenta la distancia entre la línea media y el punto de menor velocidad en la estela (máximo déficit de velocidad). En esta figura se observa el distanciamiento creciente del punto de menor velocidad respecto al centro para el caso de menor inmersión. Cuando el rotor se encuentra bien sumergido esta distancia se hace insignificante y alternante, reflejando que el mínimo valor de la estela está más cercano a la línea media y por lo tanto reflejando la simetría de la estela a la mayor inmersión. Estos datos podrían ser más claros en una malla más fina aguas abajo, pero implicarían un costo computacional muy alto, con un efecto posiblemente despreciable en la estimación de los coeficientes de desempeño. Se espera que la distancia entre el máximo valor del déficit de velocidad y el déficit de velocidad en la línea del eje de la Figura 41 aumente en posiciones posteriores aguas abajo si el dominio fuera más extenso, de forma semejante a lo reportado por (Adamski, 2013). El comportamiento de la Figura 42 también se espera más concluyente en una simulación con un dominio más largo y más refinado aguas abajo.

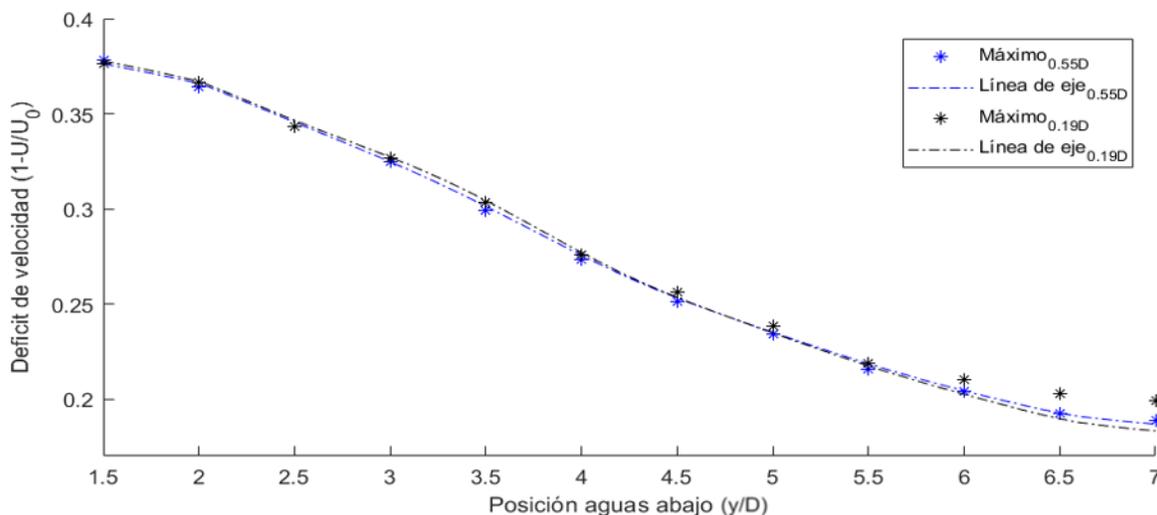


Figura 41: Déficit de velocidad a lo largo de la línea media (línea del eje) y valor mínimo en líneas verticales aguas abajo.

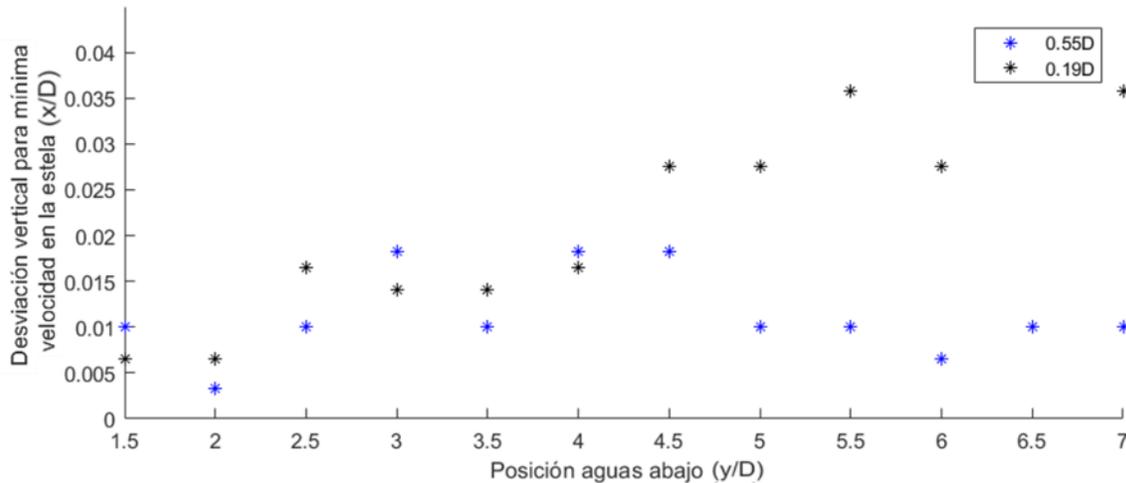


Figura 42: Distancia desde máximo déficit de velocidad al eje del rotor.

### 3.6.4. Deformación de la superficie libre con variación del TSR

En la sección 3.6.2 se estudió el efecto de la velocidad de rotación (TSR) en el desempeño global de la turbina. A continuación, se estudia el efecto que tiene el TSR en la deformación de la superficie libre. Ya se ha mencionado que, tal como se esperaba, una menor profundidad de inmersión lleva a una mayor deformación de la superficie libre. Al comparar las fluctuaciones de la superficie libre variando el TSR, se presenta la Figura 43 y la Figura 44. Las líneas punteadas corresponden a la caída de altura teórica de acuerdo a lo presentado en la sección 1.7. En las dos figuras (las dos profundidades estudiadas) se presenta mayor caída de altura teórica al aumentar la velocidad de rotación. Esto debido al aumento en el coeficiente de empuje (Figura 27) y por lo tanto en la fuerza de empuje ( $T$ ) en la ecuación ( 11 ). De forma similar, a partir de las simulaciones realizadas se evidencia menor caída para la menor velocidad de rotación, aunque con diferencias muy sutiles al comparar con la elevación teórica. En ambas profundidades de inmersión se observan similitudes en la forma de las oscilaciones, siendo de mayor amplitud al aumentar el TSR. El valor de  $Y_{min}$  (Ver Figura 35) no presenta modificaciones significativas al variar la velocidad de rotación, pero la elevación de la deformación de la superficie libre ( $X_{min}$ ) si presenta importantes variaciones. Los resultados de  $X_{min}$  (cuya distancia se presenta normalizada con respecto al diámetro) son presentado en la Tabla 10. Se concluye que las deformaciones al cambiar la profundidad de inmersión y bajo el mismo TSR mantiene un incremento proporcional semejante (91%, 95% y 93% para TSR 4, 6 y 8 respectivamente). Por su parte, pasar de TSR=4 a TSR=6 incrementa el  $X_{min}$  aproximadamente 35%, y pasar de TSR=6 a TSR=8 lo hace en un 10%.

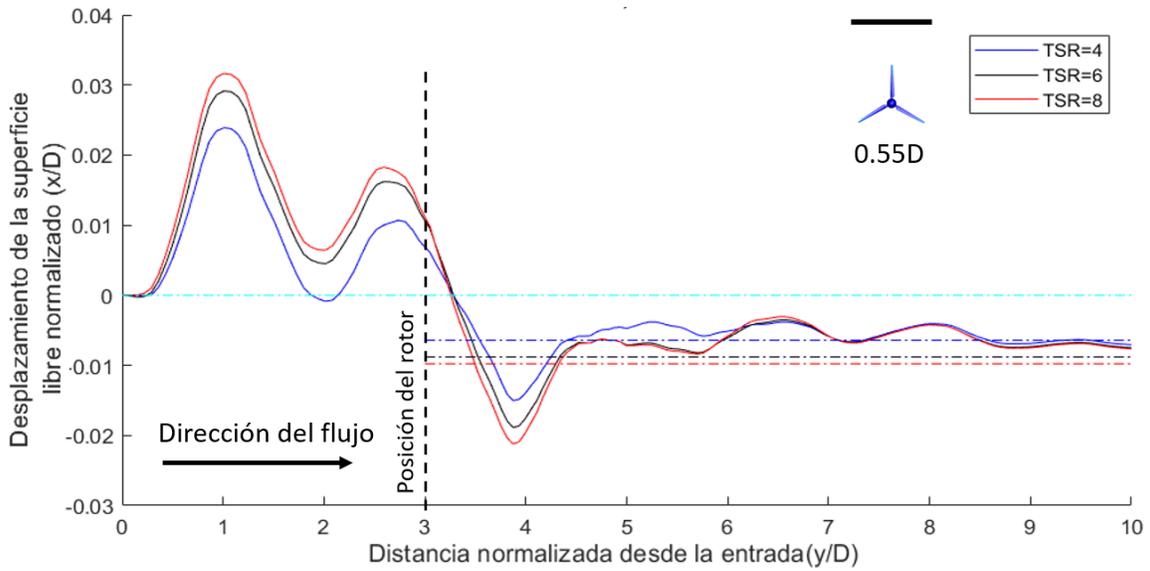


Figura 43: Deformación de la superficie libre variando el TSR para la mayor profundidad de inmersión estudiada (0.55D). Las líneas punteadas corresponden a la altura teórica  $h_{out}$  obtenida a partir de lo presentado en la sección 1.7. (S8 en Tabla 2)

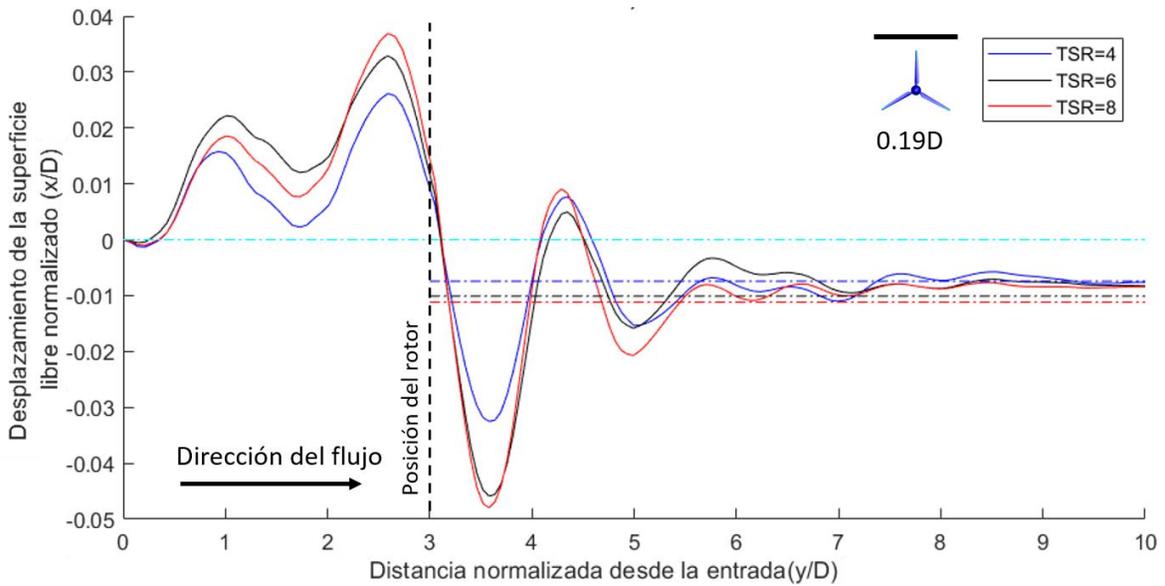


Figura 44: Deformación de la superficie libre variando el TSR para la menor profundidad de inmersión estudiada (0.19D). (S8 en Tabla 2)

Tabla 10:  $X_{min}$  para las dos profundidades inmersión variando la velocidad de rotación.  $X_{min}$  se presenta normalizado con respecto al diámetro. (S8 en Tabla 2)

| Inmersión | TSR | $X_{min}$ |
|-----------|-----|-----------|
| 0.55 D    | 4   | 0,02193   |
|           | 6   | 0,02952   |
|           | 8   | 0,03241   |
| 0.19 D    | 4   | 0,04172   |
|           | 6   | 0,05748   |
|           | 8   | 0,06236   |

### 3.6.5. Variación en la longitud del dominio

A partir de la Figura 25 y la Figura 26 se observó una característica oscilatoria en los resultados. Si bien, al usar un esquema de avance temporal implícito el comportamiento transitorio no es resuelto con gran exactitud, es de interés entender la razón de este resultado. Al plantear la posibilidad de que la amplitud de la señal obtenida estuviera relacionada con el largo del dominio o con el resultado calculado en los coeficientes de desempeño, se realizaron tres simulaciones adicionales. La influencia del largo del dominio aguas abajo y aguas arriba había sido estudiada y presentado en la Tabla 4, pero en simulaciones monofásicas y estacionarias (MRF). Partiendo del dominio base de la Figura 21 (3D aguas arriba & 7D aguas abajo), las tres simulaciones adicionales fueron: 3D aguas arriba & 10D aguas abajo, 3D aguas arriba & 15D aguas abajo y 5D aguas arriba & 7D aguas abajo. Los resultados transitorios para el coeficiente de potencia se presentan en la Figura 45. Todas las simulaciones fueron ejecutadas durante 9 segundos buscando obtener al menos un periodo de oscilación de la señal.

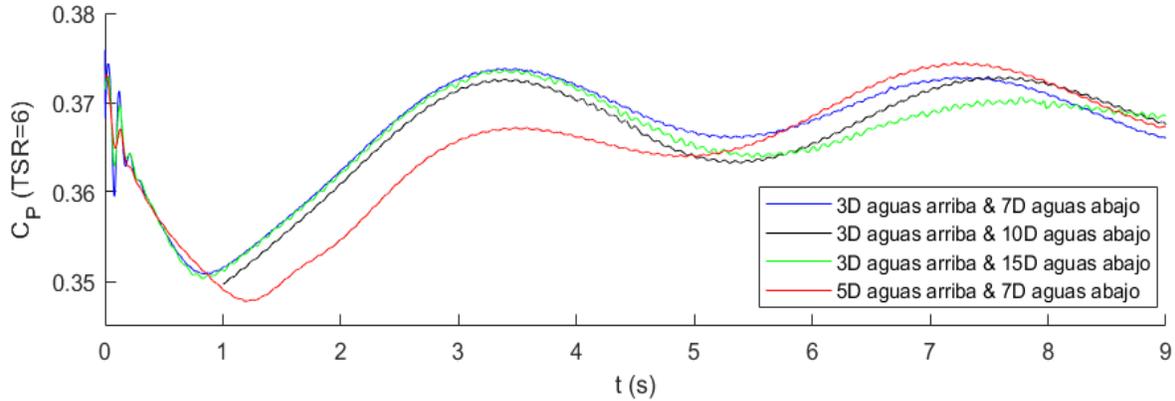


Figura 45: Coeficiente de potencia cambiando las longitudes del dominio aguas arriba y aguas abajo. 0.55D y TSR=6. (S9 y S10 en Tabla 2)

Tabla 11: Periodos calculados ( $T$ ), tiempo de recorrido del agua lo largo del dominio a velocidad  $U_0$  ( $t_{agua}$ ) y coeficiente de potencia ( $C_p$ ), para los dominios variando la longitud aguas arriba ( $L_{in}$ ) y aguas abajo ( $L_{out}$ ). (S9 y S10 en Tabla 2)

| $L_{in}$ (D) | $L_{out}$ (D) | $T$ (s) | $t_{agua} = \frac{L_{in} + L_{out}}{U_0}$ (s) | $C_p$  |
|--------------|---------------|---------|---|--------|
| 3            | 7             | 3.889   | 5.333   | 0.3659 |
| 3            | 10            | 4.098   | 6.933   | 0.3684 |
| 3            | 15            | 4.381   | 9.600   | 0.3653 |
| 5            | 7             | 3.727   | 6.400   | 0.3654 |

Con estas simulaciones se obtuvieron los resultados presentados en la Tabla 11. El periodo ( $T$ ) fue obtenido a partir del tiempo entre los dos picos de la señal (por ejemplo, para 3D aguas arriba & 7D aguas abajo sería 7.2280–3.3388 y segundos). El coeficiente de potencia fue calculado como el valor promedio en dicho periodo. De acuerdo a estos resultados, alargar el dominio aguas abajo incrementa el periodo de la señal, lo cual indicaría que el periodo obtenido está relacionado con la longitud del dominio. Sin embargo, lo contrario ocurre al alargar el dominio aguas arriba, donde se evidencia que el periodo disminuye con el aumento del largo del dominio. Al intentar hallar alguna relación entre el periodo de la señal ( $T$ ) y el tiempo que demora el agua a velocidad  $U_0$  en atravesar el dominio ( $t_{agua}$ ) no se llegó a ninguna observación concluyente. Los  $t_{agua}$  difieren de los periodos calculados, aunque estos últimos también presentan una tendencia a incrementar con el largo del dominio. El mínimo periodo fue obtenido para el dominio

extendido agua arriba (5D aguas arriba & 7D aguas abajo), lo cual impide aún más llegar a observaciones concluyentes respecto a la relación del periodo de la señal y el largo del dominio.

Adicionalmente se buscó verificar la influencia del largo del dominio en el cálculo de los coeficientes de desempeño. En este sentido, se puede concluir que el dominio empleado en la mayoría de las simulaciones (3D aguas arriba y 7D aguas abajo) es satisfactorio. Esto se concluye al observar que ningún cambio en el dominio tuvo un efecto superior al 0.7% en el  $C_p$ . Por su parte, el valor máximo obtenido se presentó en el dominio de 10D aguas abajo, volviendo a disminuir al alargar hasta 15D. Estos resultados son presentados para el coeficiente de potencia, pero resultados muy similares resultan de la comparación del coeficiente de empuje.

En la Figura 46 se presentan los campos de velocidad axial normalizada multiplicada por la fracción volumétrica de agua ( $U_y \phi_w / U_0$ ). En los tres casos se ve un desarrollo de la estela similar, lógicamente truncado como consecuencia del dominio implementado en cada caso. La forma de los contornos reportados no evidencia diferencias cualitativas sustanciales. En la Figura 47 se presenta el déficit de velocidad medido 1D, 4D, 7D, 10D y 15D aguas abajo para el dominio más largo. Comparando este resultado con la Figura 37 se concluye que visualmente los déficits de velocidad reportados en el dominio inicial no se ven afectados al extender el largo aguas abajo; comparando el valor máximo del déficit de velocidad del dominio inicial y del dominio más largo para 1D, 4D y 7D aguas abajo, la diferencia máxima se presentó para los reportes a 7D, siendo de 1.57%

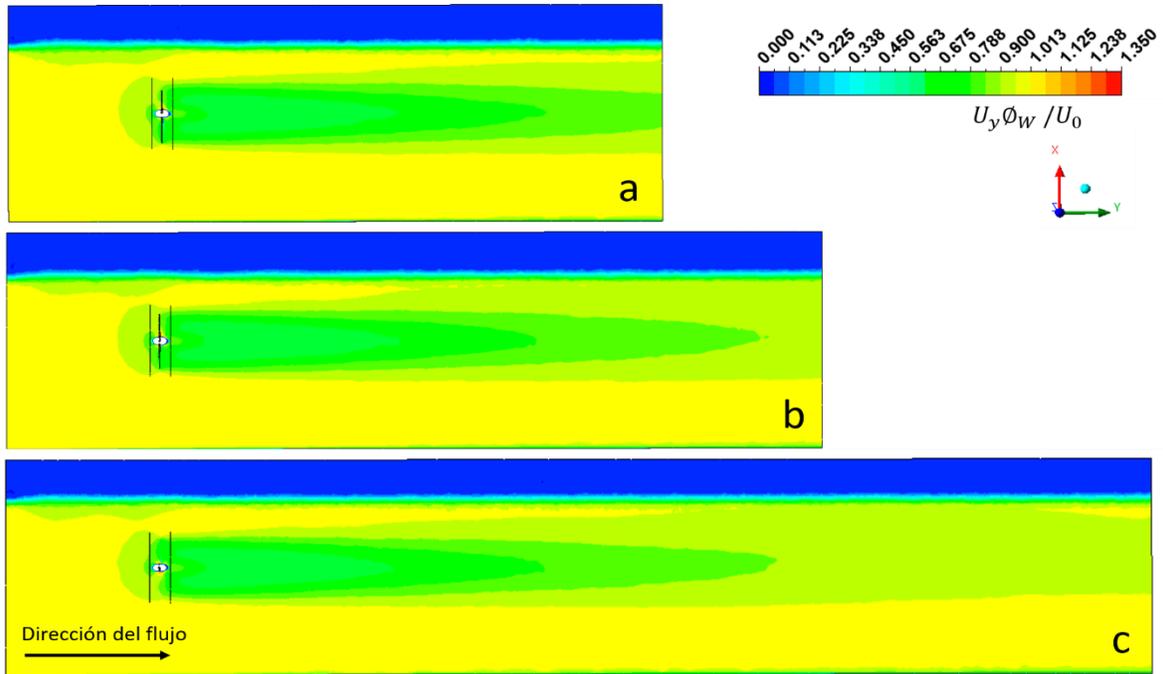


Figura 46: Campos de velocidad axial normalizada ( $U_y \phi_W / U_0$ ) para los dominios con 7D(a), 10D(b) y 15D(c) aguas abajo. 0.55D y TSR=6. (S9 y S10 en Tabla 2)

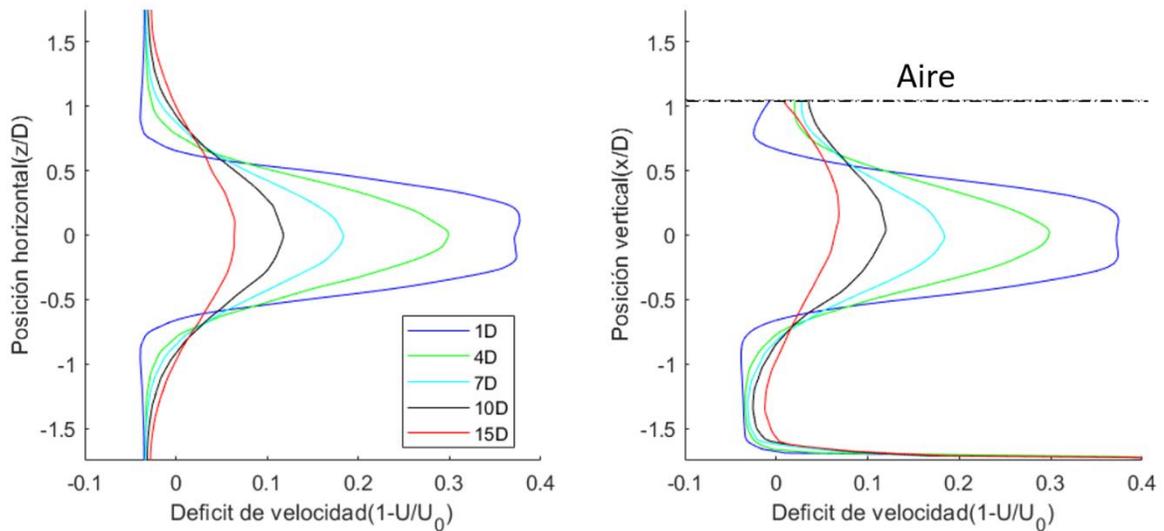


Figura 47: Déficit de velocidad para la simulación con 15D aguas abajo. 0.55D y TSR=6. (S10 en Tabla 2).

### 3.6.6. Modificación de la profundidad del canal.

Con el fin de evaluar la influencia del coeficiente de bloqueo y de la profundidad del canal, se modificó la configuración de los dominios, tal como se presentan en la Figura 48 (Obsérvese la diferencia respecto a lo presentado en la Figura 24). La altura de la superficie libre para 0.55D fue mantenida (y por lo tanto el  $B$ ), ubicando ahora la turbina a una inmersión de 0.19D. Para la inmersión de 0.55D se hizo lo contrario: mantener la posición empleada inicialmente en 0.19D. Por esto, el eje del rotor ya no se encuentra en el centro del canal.

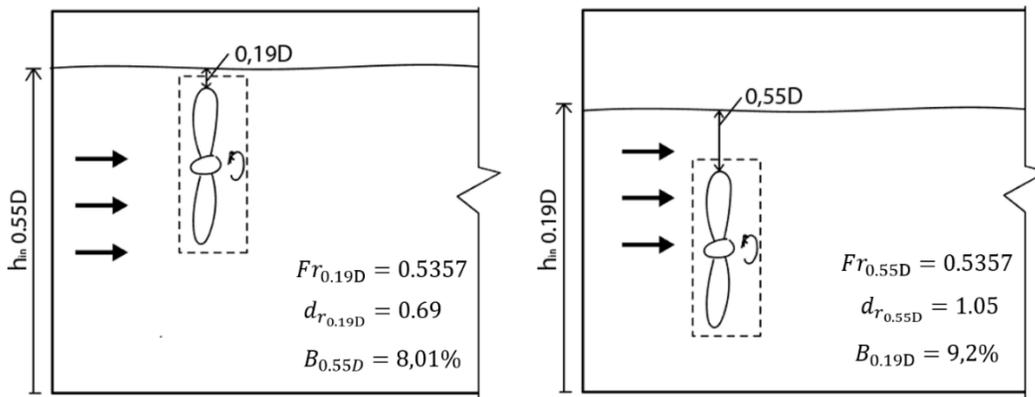


Figura 48: Esquemas de los dominios utilizados cambiando la profundidad del canal para las dos inmersiones estudiadas. (S11 en Tabla 2). Comparar con Figura 24.

Con estas dos configuraciones se realizaron dos simulaciones transitorias adicionales a  $TSR=6$ , cuyos resultados son presentados en la Tabla 12. En esta tabla se evidencia el incremento en  $C_p$  y  $C_T$  al aumentar el bloqueo para ambas profundidades de inmersión. Esto coincide con lo reportado en estudios previos: aumentar el bloqueo incrementa el coeficiente de potencia y de empuje (Crecium, 2013). El mayor incremento fue reportado en el coeficiente de potencia para el caso de mayor inmersión, aumentando 1.21% al pasar de un bloqueo de 8.01 a 9.2%. Las variaciones en el coeficiente de empuje fueron siempre inferiores al 0.6%.

Tabla 12: Resultados de coeficiente de potencia y empuje promedio (en simulaciones transitorias), cambiando la profundidad del canal.

| Inmersión (D) | $B$ (%) | $C_p$  | $C_T$  |
|---------------|---------|--------|--------|
| 0.55          | 8.01    | 0.3690 | 0.6603 |
|               | 9.2     | 0.3742 | 0.6641 |
| 0.19          | 8.01    | 0.3580 | 0.6497 |
|               | 9.2     | 0.3608 | 0.6520 |

En la Figura 49 y la Figura 50 se presenta la velocidad axial normalizada y el déficit de velocidad para los casos estudiados. Las configuraciones llamadas (a) corresponden a las simulaciones iniciales; las (b) corresponden a la modificación en la profundidad de la canal planteada en la Figura 48. Tanto en los contornos de velocidad como en el déficit de velocidad se observa gran similitud en ambas profundidades de canal; las diferencias son mínimas: las líneas punteadas (configuración de la Figura 48) se superponen a las líneas continuas (configuración inicial) o se acercan de forma muy aproximada. La diferencia principal en el déficit de velocidad se presenta en el fondo del canal, debido al cambio en la profundidad de los dos casos. Estos resultados confirman que el ancho de los dominios computacionales implementados es aceptable y el  $B$  de dichos dominios no afecta significativamente los resultados. Se ha reportado que  $B$  inferior a 10% es suficiente para la correcta simulación de turbinas hidrocínicas (Kolekar & Banerjee, 2015); las simulaciones realizadas ( $B = 8.01\%$  y  $B = 9.2\%$ ) están por debajo de este rango y los resultados confirman que este es un buen criterio. Los bloqueos empleados son suficientes para despreciar su efecto en la determinación de los coeficientes de desempeño del rotor. Los datos experimentales reportados contra los cuales se ha comparado a lo largo del documento incluyeron desde el comienzo corrección por bloqueo. Según los autores, la corrección implementada por ellos redujo los coeficientes de potencia y empuje en 8% y 5% respectivamente (Bahaj, Molland, J.R., & Batten, 2007).

La mínima distancia desde el fondo del canal a la cual estuvo sometida una punta de aspa de la turbina fue de  $0.89D$  (Figura 49, configuración b), en la que no se evidencia una influencia drástica por la cercanía del fondo del canal en el desarrollo de la estela, y como ya se mencionó, la variación en el coeficiente fue de 1.21%.

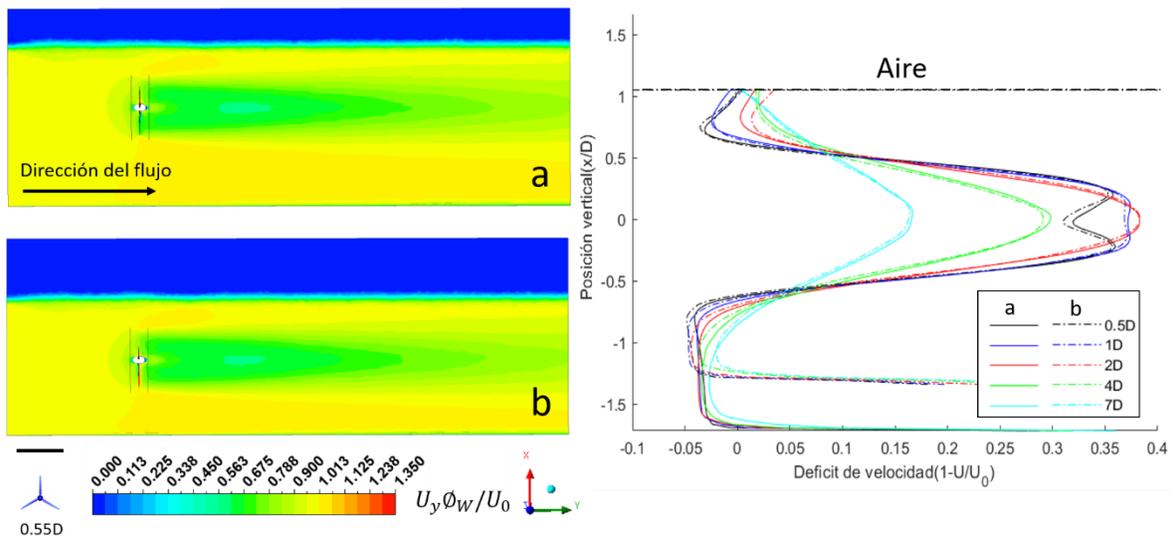


Figura 49: Contornos de velocidad axial normalizada ( $U_y\phi_w/U_0$ ) para la configuración inicial (a; S8) y al cambiar la profundidad del canal (b; S11) para 0.55D (izquierda). Déficit de velocidad aguas abajo para las dos simulaciones (derecha.)

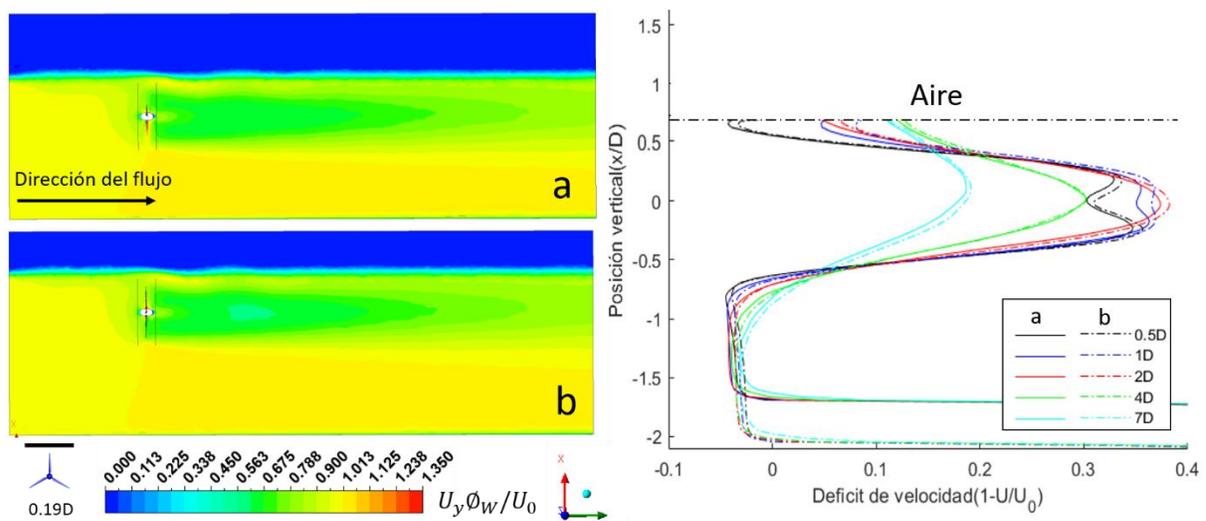


Figura 50: Contornos de velocidad axial normalizada para la configuración inicial (a; S8) y al cambiar la profundidad del canal (b; S11) para 0.19D (izquierda). Déficit de velocidad aguas abajo para las dos simulaciones (derecha.)

### 3.7. Simulaciones con la estructura que sostiene al rotor

Buscando asemejar el estudio computacional al caso experimental y con el fin de identificar computacionalmente el efecto de la inclusión del soporte, se realizaron simulaciones en las cuales se incluyera la presencia de la estructura que sostiene el rotor, es decir, la turbina hidrocínética completa. Se ha reportado que la estela creada por el

soporte tiene un efecto muy relevante en el desarrollo del campo del flujo y en el desempeño global de la turbina (Myers & Bahaj, 2009). El esquema del dominio computacional utilizado es presentado en la Figura 51, de forma que parte del soporte se ubica en el dominio rotativo y otra parte se encuentra en el dominio fijo. No se considera necesario la realización de un estudio de independencia de malla adicional debido a que esta es la misma a la utilizada previamente, exceptuando la inclusión del soporte. En este sentido, únicamente se verificó que la distribución de  $y^+$  fuera inferior a 1 en las superficies de la estructura de soporte incluida. Un detalle de la malla usada es presentado en la Figura 52. La inclusión del soporte, aun siendo una geometría sencilla requirió un aumento de aproximadamente 11% en el número de celdas en el dominio fijo para un total de 7.938.413.

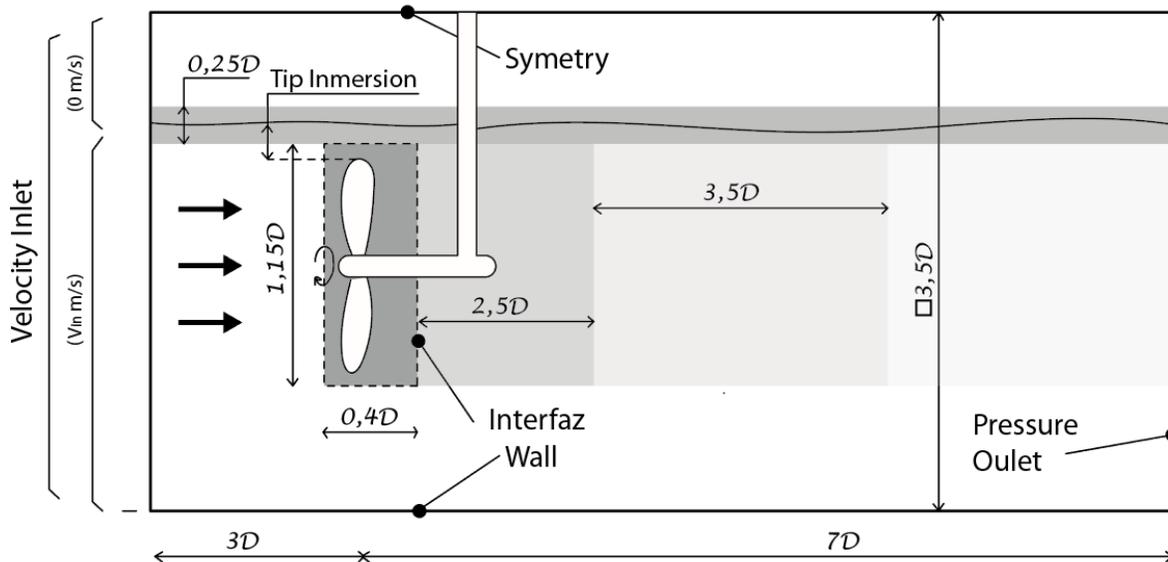


Figura 51: Esquema del dominio computacional utilizado para simulación con superficie libre e inclusión del soporte.

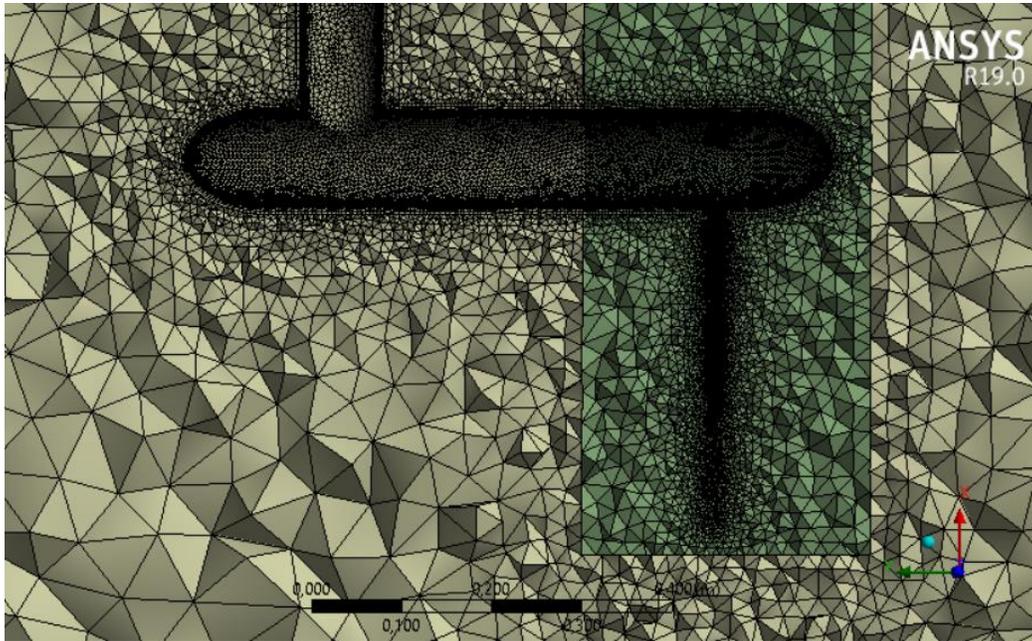


Figura 52: Detalle de la malla utilizada con la inclusión de la estructura que sostiene al rotor.

En la Figura 53 se presentan los contornos de velocidad axial normalizada ( $U_y/U_0$ ) para las dos profundidades estudiadas. Si se compara con los contornos de la Figura 36 se evidencia una fuerte reducción en la velocidad detrás del soporte ocasionada por la presencia de este. La velocidad en la estela se reduce, afectando su simetría aguas abajo de forma evidente. La pérdida de simetría es aún más clara en la Figura 54, donde detrás del soporte se presenta una reducción en la velocidad que altera la forma simétrica, la cual tiende a restaurarse aguas abajo para el caso de mayor inmersión. En el caso de menor inmersión, la simetría no se recupera debido a la interacción de la estela con la superficie libre, tal como sucedía, en la Figura 39

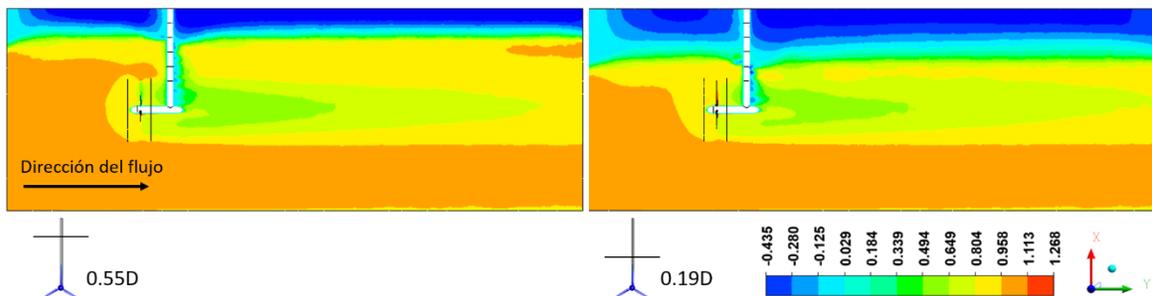


Figura 53: Contornos de velocidad axial normalizada ( $U_y/U_0$ ) para el caso de mayor profundidad (0.55D) y menor profundidad (0.19D) con la inclusión del soporte, TSR=6 (S12 en Tabla 2). Comparar con Figura 36.

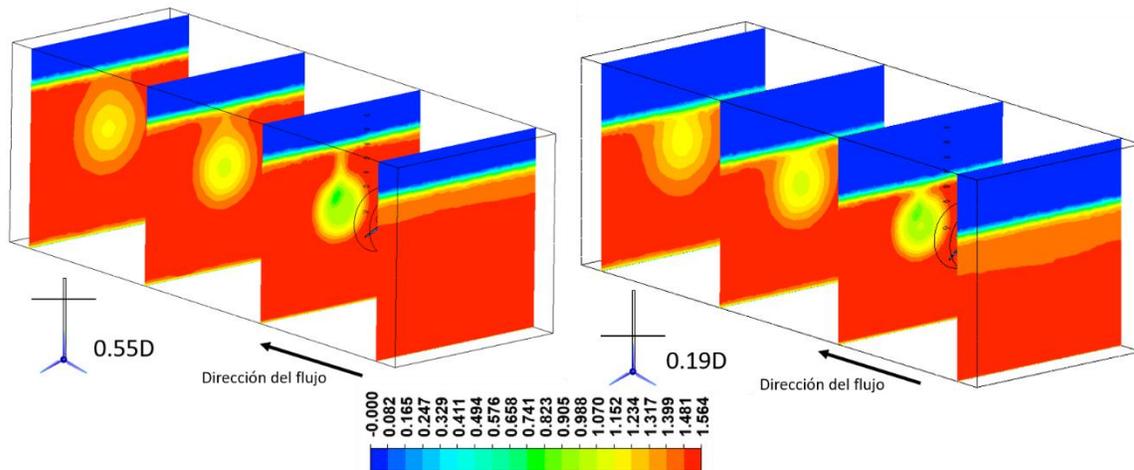


Figura 54: Contornos de velocidad axial del agua ( $U_y \phi_w$ ) en planos verticales para las dos profundidades de inmersión con la inclusión de la estructura. TSR=6. (S12 en Tabla 2). Comparar con Figura 39.

En la Figura 55 y la Figura 56 se presentan los déficits de velocidad para los dos casos de inmersión al incluir el soporte. En ambas se observa las diferencias al incluir el soporte. Estas diferencias son más evidentes cerca al rotor (para 1D aguas abajo), reduciendo las diferencias a medida que la estela se recupera. Si se observan las diferencias 7D aguas abajo las distancias entre las dos líneas (continua –sin soporte– y punteada –con soporte–) se hacen menos importantes. Entre el fondo del canal y el eje del rotor, las diferencias son muy reducidas al incluir o no incluir el soporte. Esto debido a que el soporte se encuentra en la parte superior: desde el eje del rotor hasta la cara superior del dominio. El valor mínimo del déficit de velocidad incluyendo el soporte no se encuentra en el centro; la inclusión del soporte reduce la velocidad aguas abajo, obteniendo el mínimo déficit de velocidad aproximadamente  $0.2D$  arriba del eje del rotor.

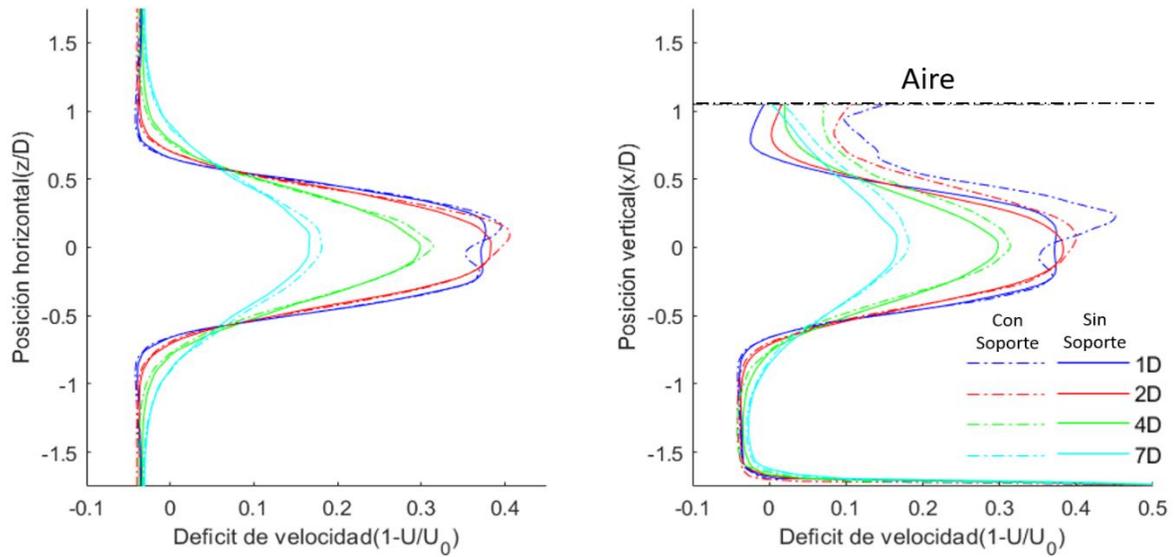


Figura 55: Déficit de velocidad tomado aguas abajo (1D, 2D, 4D y 7D) en líneas horizontales (izquierda) y verticales (derecha) para 0.55D y TSR=6, con y sin la inclusión del soporte (S12 y S8 respectivamente).

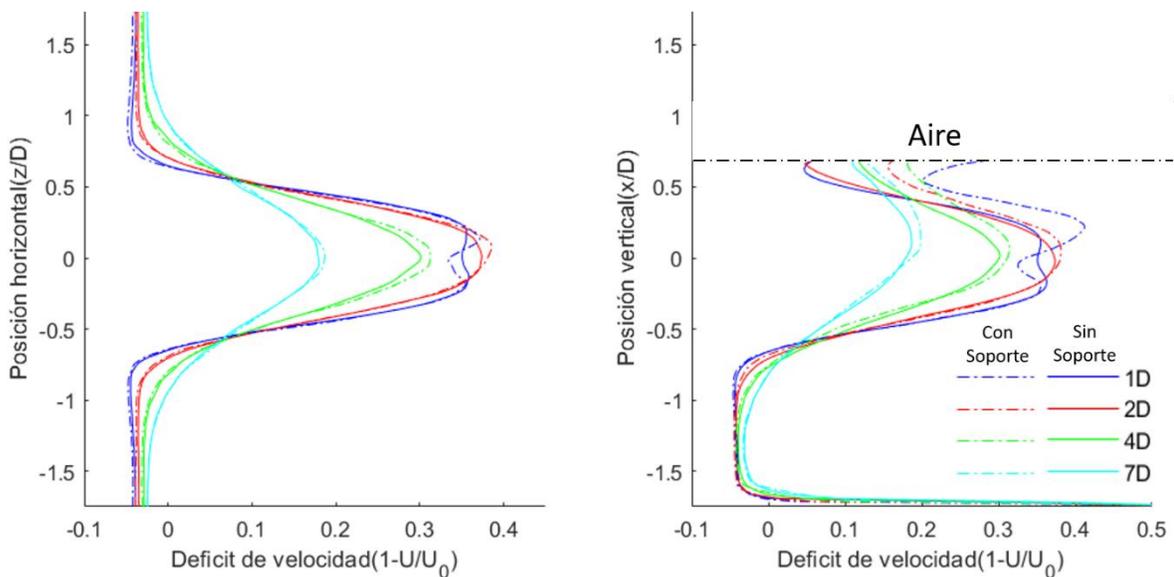


Figura 56: Déficit de velocidad tomado aguas abajo en líneas horizontales (izquierda) y verticales (derecha) para 0.19D y TSR=6, con y sin la inclusión del soporte (S12 y S8 respectivamente).

La diferencia entre los déficits de velocidad para los dos casos  $[(1 - U_{\text{con soporte}}/U_0) - (1 - U_{\text{sin soporte}}/U_0)]$  se presenta en la Figura 57; en esta gráfica es muy claro que a medida que el flujo se desarrolla aguas abajo, la diferencia entre el caso con y sin soporte se reduce. Esto indica la recuperación de la estela cercana a los 7D aguas abajo. Se ha

reportado gran influencia del soporte en el desarrollo de la estela, lo cual empieza a disiparse entre 4D y 6D aguas abajo (Myers & Bahaj, 2009). Estos reportes del desarrollo de la estela indican la importancia y la necesidad de tener en cuenta la presencia del soporte en el desempeño y caracterización de una turbina hidrocínética.

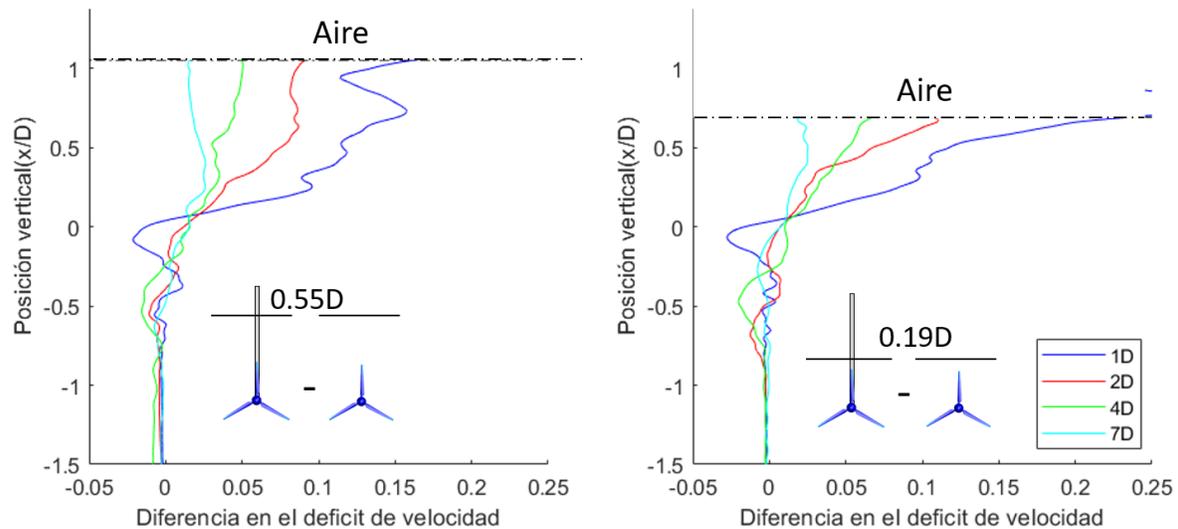


Figura 57: Diferencia de los déficits de velocidad al incluir y no incluir el soporte. Para inmersiones 0.55D (izquierda) y 0.19D (derecha). TSR=6.

Los resultados transitorios de  $C_p$  y  $C_T$  para las dos profundidades de inmersión y con la inclusión del soporte se presentan en la Figura 58 y la Figura 59. El valor promedio de la potencia disminuye 3.55% al incluir el soporte para el caso 0.19D, y 1.20% para la mayor profundidad (0.55D). Aun cuando el efecto en el valor promedio del coeficiente de potencia parece insignificante (disminuyendo la potencia en ambos casos de inmersión), es de interés observar el comportamiento transitorio de la potencia al incluir el soporte en la mayor profundidad de inmersión. Esta inclusión genera oscilaciones mayores, lo cual es bastante evidente al comparar el resultado sin soporte. Se observa un comportamiento errático respecto a la forma senoidal que describen los otros casos estudiados. Respecto al coeficiente de empuje, es evidente su incremento con la inclusión del soporte en ambos casos de inmersión. Para la menor profundidad de inmersión, la inclusión del soporte implica un aumento promedio de 4.57% en el coeficiente de empuje, mientras para la mayor profundidad este incremento es de 9.13%. El comportamiento transitorio del coeficiente de empuje es semejante al de los otros casos estudiados, sin presentar las fluctuaciones que se evidenciaron en el estudio del coeficiente de potencia. Tal como era de esperarse el principal efecto de la inclusión del soporte es el aumento del empuje siendo mayor para el caso de mayor profundidad, donde mayor área transversal del

soporte sumergida implicará una mayor resistencia al flujo. Este resultado evidencia la importancia de la consideración de la estructura al momento de determinar el comportamiento global de la turbina.

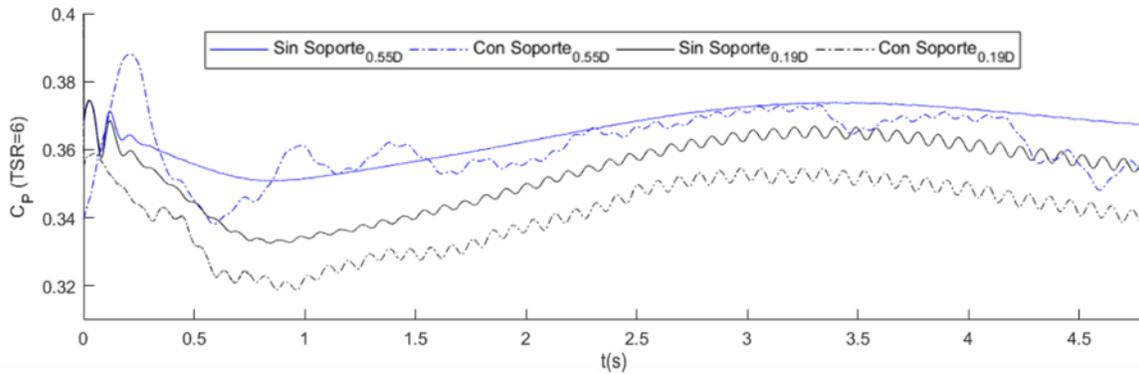


Figura 58: Resultados transitorios para el  $C_p$  a las dos profundidades de inmersión y con la inclusión del soporte. TSR=6. (S12 en Tabla 2).

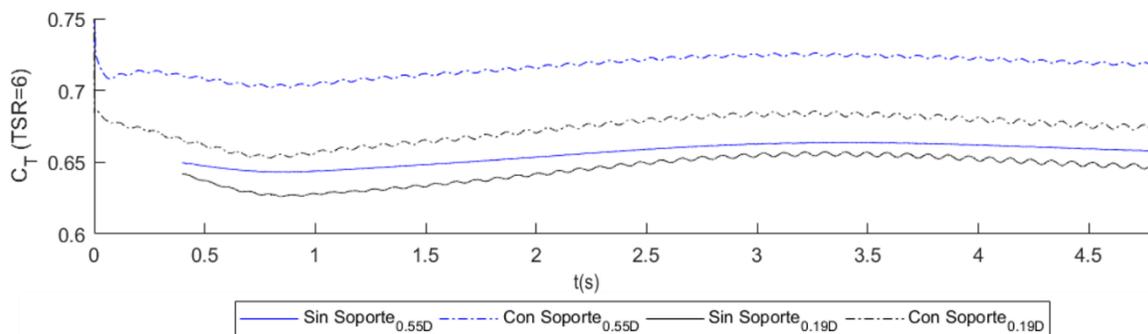


Figura 59: Resultados transitorios para el  $C_t$  a las dos profundidades de inmersión y con la inclusión del soporte. TSR=6. (S12 en Tabla 2).

En la Figura 60 se presenta un giro completo de la turbina y sus resultados para los coeficientes de potencia y de empuje. En general, la inclusión del soporte aumenta el empuje y disminuye la potencia, siendo más significativo lo primero; esto es una consecuencia directa y obvia de calcular los coeficientes sobre toda la estructura (incluyendo el soporte). Adicionalmente, de la Figura 60 se observa una mayor alternancia con la inclusión del soporte, aumentando la amplitud de la señal en relación al caso sin inclusión de la estructura.

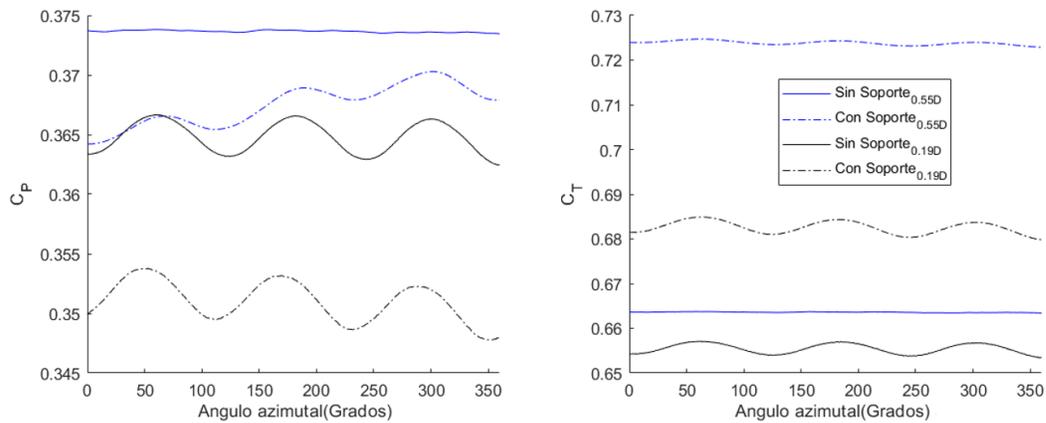


Figura 60: Coeficientes de potencia y empuje para una rotación del rotor considerando las dos profundidades de inmersión y la inclusión del soporte. TSR=6.

La mayor amplitud en la respuesta de  $C_p$  y  $C_T$  implica mayores cargas en las aspas, y esto se corrobora en la Figura 61, donde se presentan de forma individual los aportes de cada aspa y de la estructura más el eje para una rotación completa de la turbina. Al incluir el soporte, se observa la disminución en el valor de  $C_p$  aportado por cada aspa y una mayor amplitud en las oscilaciones. Al respecto de esto último, la inclusión del soporte genera un aumento en la amplitud de aproximadamente 28% y 275% para las inmersiones de 0.19D y 0.55D respectivamente. También se puede deducir de la Figura 61 que la mayor diferencia en el comportamiento oscilatorio se da precisamente en el aporte que tiene el soporte, siendo esto especialmente fuerte en el caso de mayor profundidad, mereciendo una revisión posterior.

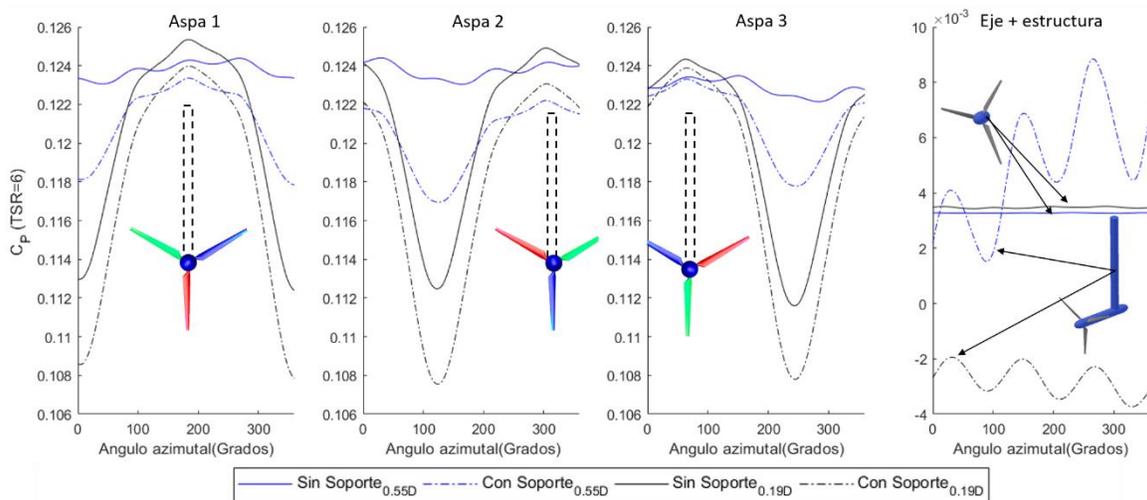


Figura 61: Coeficiente de potencia ( $C_p$ ) considerando el aporte individual de cada pala y la contribución de los componentes del soporte.

Al observar la Figura 62 se evidencia que el aporte de cada aspa al coeficiente de empuje disminuye al incluir el soporte (el soporte disminuye el empuje que tiene cada pala en aproximadamente 1% para ambas inmersiones). Sin embargo, tal como se esperaba, el aporte al  $C_T$  que tiene el soporte incrementa de forma importante. La diferencia entre el aporte en el coeficiente de empuje al considerar solo la nariz (estudio inicial), y el aporte de toda la estructura es aproximadamente de 260% y 110% para las profundidades de inmersión de 0.55D y 0.19D respectivamente. Esto da en el global (al sumar los cuatro aportes: tres palas y estructura) un aumento en el coeficiente de empuje total, tal como se había descrito a partir de la Figura 59.

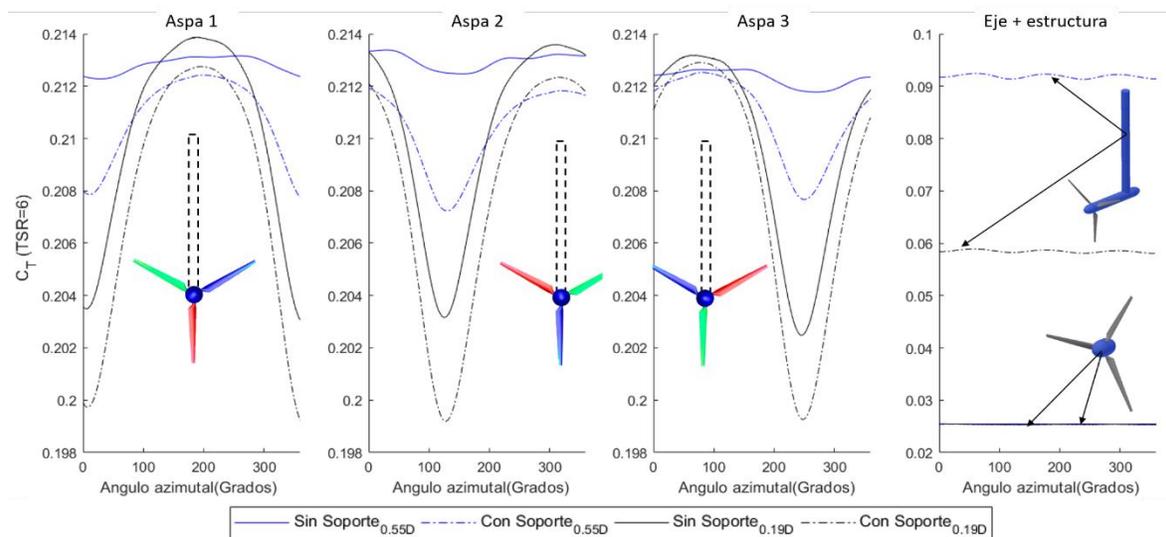


Figura 62: Coeficiente de empuje ( $C_T$ ) considerando el aporte individual de cada aspa y la contribución de los componentes del soporte.

En la Figura 63 se presentan los contornos de fracción volumétrica de agua de los dos casos estudiados. Las observaciones que se pueden hacer de esta se complementan con la Figura 64, en la que se presenta la deformación de la superficie libre con y sin el soporte a las dos profundidades de inmersión. Lo presentado en estas figuras corresponde al seguimiento de la superficie libre en un plano de corte vertical sobre el eje del rotor. Por lo tanto, la inclusión de la estructura obliga una discontinuidad justo en la posición del soporte. Esta presencia genera una elevación enfrente del soporte, a la vez que se da una depresión aguas abajo, justo después de este. Adicionalmente, tal como se esperaba, la inclusión del soporte lleva a una mayor deformación de la superficie libre, tanto aguas abajo como aguas arriba. Tal como sucedía en las simulaciones sin soporte, se presentan dos picos en la deformación de la superficie libre aguas arriba. Dicha deformación aguas

arriba se incrementa al incluir el soporte 110% y 44% para 0.55D y 0.19D respectivamente. Aguas abajo, la deformación de la primera oscilación ( $X_{min}$  y  $Y_{min}$  en la Figura 35) no se pueden comparar directamente con las simulaciones con soporte. Sin embargo, se observa que la mayor depresión de la superficie libre se presenta para el caso de menor inmersión (0.19D) seguido por una oscilación cuyo máximo pico es superior para el caso de mayor inmersión (0.55D). La inclusión del soporte, y su correspondiente aumento en el  $C_T$  modifica la elevación teórica esperada de acuerdo a lo presentado en la sección 1.7; esto se observa en el detalle de la Figura 64, representando una disminución en la elevación de 7.5% y 3.4% para las inmersiones 0.55D y 0.19D respectivamente al incluir el soporte. El resultado de las simulaciones, donde se presentan cruces y oscilaciones de los datos no permite determinar con exactitud la elevación para los distintos casos. Sin embargo, se evidencia que en general la mayor elevación se presenta para el caso de mayor inmersión sin soporte, y la menor elevación se presenta a la menor inmersión con soporte.

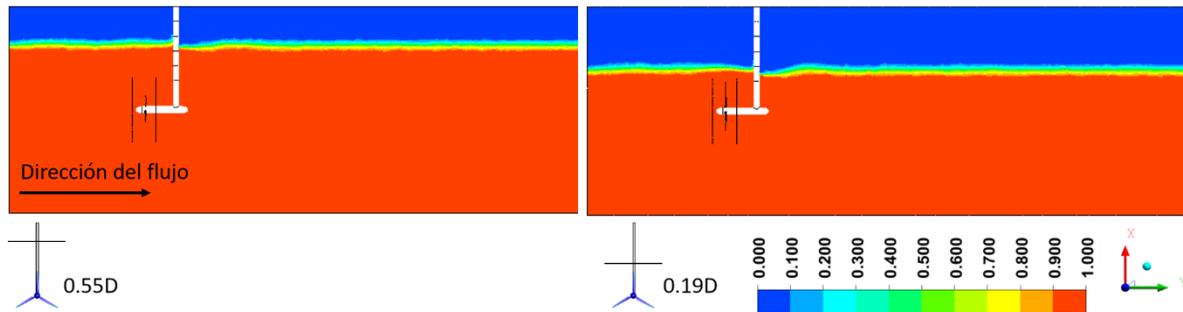


Figura 63: Fracción volumétrica de agua ( $\phi_w$ ) para los dos casos estudiados con la inclusión de la estructura. TSR=6.

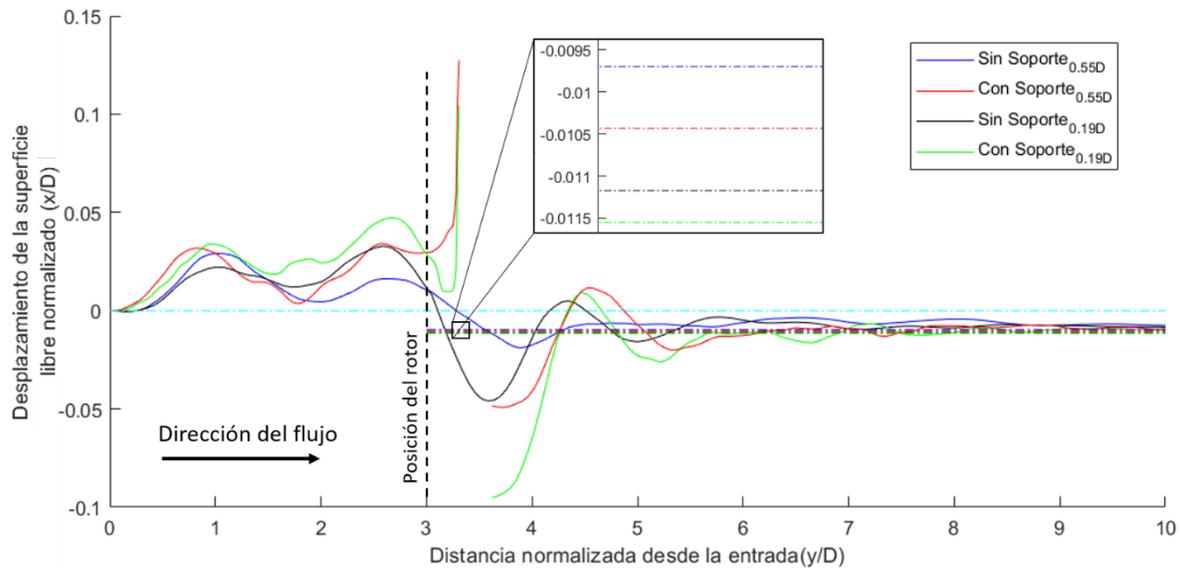


Figura 64: Comparación de la deformación normalizada de la superficie libre para las dos profundidades de inmersión con y sin el soporte. Las líneas punteadas corresponden a la altura teórica  $h_{out}$  obtenida a partir de lo presentado en la sección 1.7

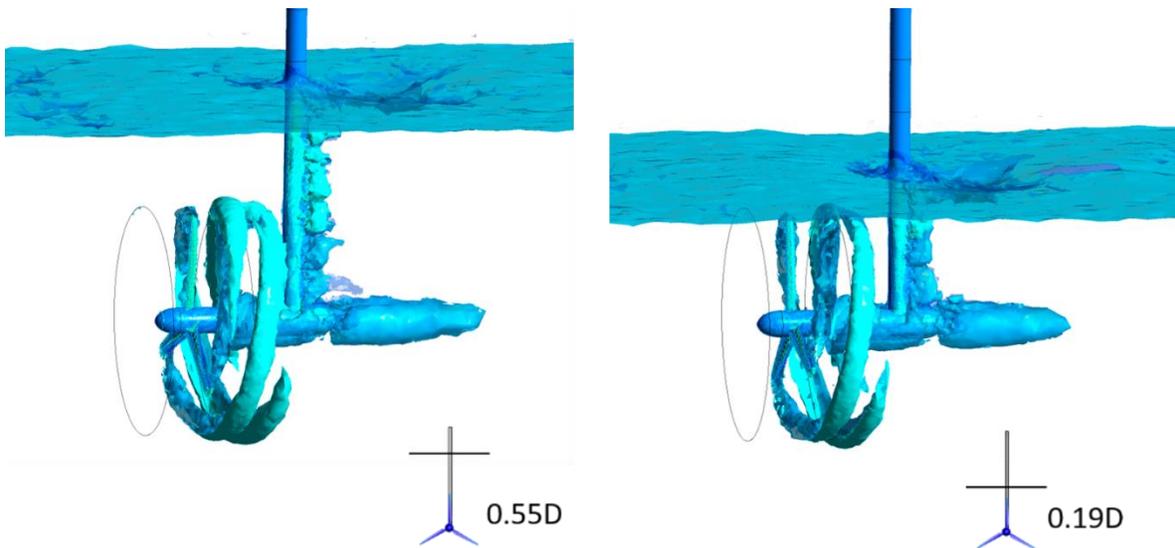


Figura 65: Contornos de isovorticidad para los dos casos estudiados incluyendo el soporte.

## 4. CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

Las turbinas hidrocinéticas son un campo de estudio de gran interés gracias sus posibilidades para ofrecer energía limpia en regiones aisladas y no interconectadas. Esta fuente renovable de energía representa una posibilidad promisoría para el acceso a energía en zonas remotas con un mínimo impacto ambiental. Este trabajo se presenta como un aporte al estudio de turbinas hidrocinéticas, enfocándose en la inclusión de la superficie libre en modelos computacionales. La presencia de la superficie libre es una de las principales diferencias que se presentan entre las turbinas hidrocinéticas y las turbinas eólicas, y su correcta simulación es un desafío debido al costo computacional requerido.

La primera parte del trabajo estuvo enfocada en simulaciones monofásicas. Se definió la implementación del modelo *SST Transition* debido a su mejor desempeño en el cálculo del coeficiente de potencia. Posteriormente, varias simulaciones computacionales fueron realizadas bajo dos condiciones de inmersión al considerar la superficie libre. Estas condiciones de inmersión fueron caracterizadas a partir de la inmersión de la punta del aspa:  $0.19D$  y  $0.55D$  ( $D$ =diámetro). Se varió la velocidad de rotación del rotor, lo que a su vez modifica la velocidad específica ( $TSR=4, 6$  y  $8$ ), la profundidad del canal, la longitud del dominio y se incluyó la estructura que sostiene al rotor. Los resultados numéricos obtenidos para los coeficientes de potencia y empuje son ligeramente inferiores a los reportados experimentalmente, manteniendo similitud en la forma de las curvas presentadas a distintos  $TSR$  cuando se incluye la superficie libre. La deformación de la superficie libre indica una mayor interacción entre la superficie libre y la estela a medida que se acerca el rotor a la superficie del agua. Las simulaciones fueron capaces de predecir de forma acertada el efecto de la superficie libre: la menor inmersión tiene coeficientes de potencia y empuje inferiores a aquellos con mayor inmersión. La curva descrita al variar la velocidad de rotación coincide cualitativamente con lo reportado experimentalmente y la forma de la deformación de la superficie libre es semejante a estudios previos. Estudiando el aporte individual de cada aspa, se concluye que la contribución máxima de cada una se presenta en el momento en que se encuentre en la menor inmersión posible. Adicionalmente, acercar el rotor a la superficie libre incrementa la amplitud de las oscilaciones en el aporte individual de cada aspa al coeficiente de potencia, indicando mayor alternancia en las cargas a las cuales se ven sometidas las aspas. No se presentaron cambios significativos en la predicción del valor promedio de los coeficientes de desempeño al cambiar la longitud del canal; este cambio modifica el comportamiento transitorio del reporte de los coeficientes, aumentando el periodo de la variación temporal del coeficiente a medida que el dominio se hace más largo. El aumento del coeficiente de obstrucción genera un aumento en el coeficiente de potencia y de

empuje. Sin embargo, para los coeficientes de obstrucción estudiados, el cambio es despreciable, indicando que los dominios utilizados en el presente estudio son adecuados para la correcta predicción del desempeño de la turbina.

Los distintos estudios y reportes presentados son aporte valioso en la comprensión y estudio de turbinas hidrocínéticas, aumentando la comprensión que se tiene en esta área de investigación. Las simulaciones presentadas y sus resultados ofrecen información relevante y completa para futuros estudios numéricos y experimentales.

La implementación del modelo *SST Transition* permitió obtener coeficientes de desempeño más cercanos a los experimentales, por lo que su implementación es recomendada para futuros estudios de turbinas hidrocínéticas. Para este tipo de turbinas, la inclusión de *SST Transition* junto al modelo VOF no había sido reportada en estudios previos.

De acuerdo al estudio de (Kolekar, Vinod, & Banerjee, 2019), en un trabajo futuro resulta de interés evaluar otras profundidades de inmersión (cerca de  $0.27D$ ), buscando una posible región de inmersión óptima. Refinar más la superficie libre, puede permitir mejores aproximaciones de la altura de la superficie libre y posibilita un estudio más completo de la deformación de la misma en los distintos casos. Un posible trabajo futuro podría emplear esquemas de discretización espacial de segundo orden o incluso emplear LES (Large Eddy Simulation) para modelar la turbulencia. Adicionalmente, se plantea emplear un perfil de velocidad no uniforme en la entrada del dominio, buscando acercarse más los resultados a los datos experimentales.

## BIBLIOGRAFÍA:

- Abbot, I. (1959). *Theory of wing sections. Including a summary of Airfoil Data*. New York: Dover Publications.
- Abuan, B., & Howell, R. (2019). The performance and hydrodynamic in unsteady flow of a horizontal axis tidal turbine. *Renewable Energy*, 133: 1338–1351.
- Adamski, S. J. (2013). *Numerical Modeling of the Effects of a Free Surface on the Operating Characteristics of Marine Hydrokinetic Turbines. (Tesis de maestría)*. Washington: University of Washington.
- Albernaz, J., Pinheiro, J., Amatante, A., Amatante, A., & Cavalcante, C. (2015). An Approach for the Dynamic Behavior of Hydrokinetic. *Energy Procedia*, 75: 271–276.
- Almohammadi, K., Ingham, D., & Pourkashanian, M. (2015). Modeling dynamic stall of a straight blade vertical axis wind turbine. *Journal of Fluids and Structures*, 57: 144–158.
- ANSYS Inc. (2010). *ANSYS FLUENT User's Guide, Release 13.0*. Canonsburg, PA 15317.
- Anyi, M., & Kirke, B. (2010). Evaluation of small axial flow hydrokinetic turbines for remote communities. *Energy for Sustainable Development*, 14: 110–116.
- Arab, A., Javadi, M., Anbarsooz, M., & Moghiman, M. (2017). A numerical study on the aerodynamic performance and the selfstarting characteristics of a Darrieus wind turbine considering its moment of inertia. *Renewable Energy*, 107: 298–311.
- Asén, P. (2014). The Volume of Fluid Method. *Kul*, 34.4551.
- Autodesk. (Noviembre de 2019). *Autodesk Inventor Professional*. Obtenido de <https://latinoamerica.autodesk.com/products/inventor/overview?plc=INVP ROSA&term=1-YEAR&support=ADVANCED&quantity=1>
- Bahaj, A. S., Myers, L., Rawlinson-Smith, R., & Thomson, M. (2012). The effects of boundary proximity upon the wake structure of horizontal axis marine

- current turbines. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 134(2): 021104, 1–8.
- Bahaj, A., & Batten, W. (2007). Experimental verifications of numerical predictions for the hydrodynamic performance of horizontal axis marine current turbines. *Renewable Energy*, 32: 2479–2490.
- Bahaj, A., Molland, A., J.R., C., & Batten, W. (2007). Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank. *Renewable Energy*, 32: 407–426.
- Bai, X., Avital, E. J., Munjiza, A., & Williams, J. (2014). Numerical simulation of a marine current turbine in free surface flow. *Renewable Energy*, 63: 715–723.
- Bangga, G. (2018). Comparison of Blade Element Method and CFD Simulations of a 10MW Wind Turbine. *Fluids*, 3(4), 73.
- Batten, W., Bahaj, A., Molland, A., & Chaplin, J. (2007). Experimentally validated numerical method for the hydrodynamic design of horizontal axis tidal turbines. *Ocean Engineering*, 34:1013–1020.
- Benchikh, A. E., Jay, R., & Poncet, S. ((2019)). Multiphase modeling of the free surface flow through a Darrieus horizontal axis shallow-water turbine. *Renewable Energy*, 143: 1890–1901.
- Betz, A. (1920). Das maximum der theoretisch möglichen ausnutzung des wiwind durch. *Z. Gesante Turbinenwesen*, 26:307–309.
- Consul, C., Wilden, H., & McIntosh, S. (2013). Blockage effects on the hydrodynamic performance of hydrodynamic performance of a marine cross-flow turbine. *Philosophical Transactions of the Royal Society*, 371:1–16.
- Contreras, L., López, O., & Lain, S. (2018). Computational Fluid Dynamics Modelling and Simulation of an Inclined Horizontal Axis Hydrokinetic Turbine. *Energies*, 11, 3151.
- Crecium, P. (2013). *The Effects of Blockage Ratio and Distance from a Free Surface on the Performance of a Hydrokinetic Turbine (Tesis de Maestría)*. Lehigh: Lehigh University.

- Danao, L. A., Abuan, B., & Howell, R. (2016). Design Analysis of a Horizontal Axis Tidal Turbine. *Asian Wave and Tidal Conference 2016*.
- Daskiran, C., Riglin, J., & Oztekin, A. (2016). Numerical Analysis of Blockage Ratio Effect on a Portable Hydrokinetic Turbine. *ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*.
- DreeseCODE Software, L. (Septiembre de 2019). *DesignFOIL Release 6 Features*. Obtenido de <https://www.dreeseocode.com/designfoil/index.html>
- ESI Group. (Agosto de 2019). *Scilab 6.0.2*. Obtenido de <https://www.scilab.org/download/6.0.2>
- Facritis, B., & Tabor, G. (2016). Improving the quality of finite volume meshes through genetic optimisation. *Engineering with Computers.*, 32: 425–440.
- Ferziger, J. H., & Peric, M. (2002). *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer.
- Franzke, R., Sebben, S., Bark, T., Willeson, E., & Broniewicz, A. (2019). Evaluation of the Multiple Reference Frame Approach for the Modelling of an Axial Cooling Fan. *Energies*, 12, 2934.
- Gaden, D. (2007). *An investigation of river kinetic turbines: performance enhancements, turbine modelling techniques, and an assessment of turbulence models. (Tesis de Maestría)*. Winnipeg: University of Manitoba.
- Ghasemian, M., Najafian, A., Z., & Sedaghat, A. (2017). A review on computational fluid dynamic simulation techniques for Darrieus vertical axis wind turbines. *Energy Conversion and Management*, 147: 87–100.
- Houghton, E., Carpenter, P., Collicott, S. H., & Valentine, D. T. (2013). *Aerodynamics for Engineering Students*. Waltham, MA 02451, USA: Elsevier, Ltd.
- Katopodes, N. (2019). *Free-Surface Flow. Chapter 12 – Volumen of Fluid Method*. Computational Methods.
- Ketabdari, M. (2016). Free Surface Flow Simulation Using VOF Method.

- Kolekar, N., & Banerjee, A. (2015). Performance characterization and placement of a marine hydrokinetic turbine in a tidal channel under boundary proximity and blockage effects. *Applied Energy*, 148: 121–133.
- Kolekar, N., Vinod, A., & Banerjee, A. (2019). On Blockage Effects for a Tidal Turbine in a Free Surface Proximity. *Energies*, 12, 3325.
- Koshizuka, S., Tamako, H., & Oka, Y. (1995). A particle method for incompressible viscous flow with fluid fragmentation. *J. Comput. Fluid Dyn.*, 4 (1): 29–46.
- Laín, S., Taborda, M. A., & López, O. D. (2017). Numerical Study of the Effect of Winglets on the Performance of a Straight Blade Darrieus Water Turbine. *Energies*, 11, 297.
- Langtry, R., Menter, F., Likki, S., Suzen, Y., Huang, P., & and Völker, S. (s.f.). A Correlation based Transition Model using Local Variables Part 2 – Test Cases and Industrial Applications ASME–GT2004–53454. *ASME TURBO EXPO 2004*. Vienna, Austria.
- Lanzafame, R., Mauro, S., & Messina, M. (2014). 2D CFD Modeling of H–Darrieus Wind Turbines using a Transition Turbulence Model. *Energy Procedia*, 45 : 131–140 .
- Lopez, O., Quiñones, J., & Lain, S. (2018). RANS and Hybrid RANS–LES Simulations of an H–Type Darrieus Vertical Axis Water Turbine. *Energies*, 11, 2348.
- López–González, A., Domenech, B., Gómez–Hernández, D., & Ferrer–Martí, L. (2017). Renewable microgrid projects for autonomous small–scale electrification in Andean countries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 79: 1255–1265.
- Luo, J., Issa, R., & Gosman, A. (1994). Prediction of Impeller–Induced Flows in Mixing Vessels Using Multiple Frames of Reference. *I ChemE Symposium Series*, (págs. 136.549–556).
- Manwell, J. F., & McGowan, J. D. (2009). *Wind Energy Explained, Theory, design and application*. Wiley.
- MatWorks. (6 de 11 de 2020). *fft*. Obtenido de <https://la.mathworks.com/help/matlab/ref/fft.html>

- McNaughton, J., Afgan, I., Apsley, D., Rolfo, S., Stallard, T., & Stansby, P. (2014). A simple sliding-mesh interface procedure and its application to the CFD simulation of a tidal-stream turbine. *Numerical Methods for fluids*, 74 (4): 250–269.
- Menter, F. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA*, 32 (8): 1598–605 .
- Menter, F. R., Kuntz, M., & Langtry, R. (2003). Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model. *Fourth International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer*.
- Menter, F., Langtry, R., Likki, S., Suzen, Y., Huang, P., & Völker, S. (2004). A Correlation based Transition Model using Local Variables Part 1 – Model Formulation ASME-GT2004-53452. *ASME TURBO EXPO* . Vienna, Austria.
- Menter, R., & F.R., L. (2005). Transition Modeling for General CFD Applications in Aeronautics. *American Institute of Aeronautics and Astronautics*.
- Morales, S., Álvarez, C., & Acevedo, C. (2015). An overview of small hydropower plants in Colombia: Status, potential, barriers and perspectives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 50: 1650–1657.
- Mukherji, S. S. (2010). *Design and critical performance evaluation of horizontal axis hydrokinetic turbines. (Tesis de Maestría)*. Missouri: Missouri University of Science and Technology.
- Muzaferija, S., Peric, M., Sames, P., & Schelin, T. (1998). A two-fluid Navier-Stokes solver to simulate water entry. *Twenty-Second Symposium on Naval Hydrodynamics*.
- Myers, L. E., & Bahaj, A. S. (2010). Experimental analysis of the flow field around horizontal axis tidal turbines by use of scale mesh disk rotor simulators. *Ocena Engineering*, 37: 218–227.
- Myers, L., & Bahaj, A. (2009). *Near wake properties of horizontal axis marine current turbines*. University of Southampton.: School of Civil Engineering and the Environment.
- Nichols, C. H. (1981). Volume of Fluid (VOF) Method for the dynamics of Free boundaries. *Journal of Computational Physics* 39, 201–225.

- Nishi, Y., Sato, G. S., Inagaki, T., & Kikuchi, N. (2019). A study of the flow field of an axial flow hydraulic turbine with a collection device in an open channel. *Renewable Energy*, 130: 1036–1048.
- Nishi, Y., Sato, G., Shiohara, D., Inagaki, T., & Kikuchi, N. (2017). Performance characteristics of axial flow hydraulic turbine with a collection device in free surface flow field. *Renew. Energy*, 112: 53–62.
- Pinilla, A. (2011). *Notas del curso electivo en energía eólica*. Bogotá: Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de los Andes.
- Polagye, B. (2009). *Hydrodynamic Effects of Kinetic Power Extraction by In-Stream Tidal Turbines (Tesis de Doctorado)*. Washington: University of Washington.
- Rezaeiha, A., Montazeri, H., & Blocken, B. (2019). On the accuracy of turbulence models for CFD simulations of vertical axis wind turbines. *Energy*, 838–857.
- Riglin, J., Schleicher, W., Liu, I., & Oztekin, A. (2015). Characterization of a micro-hydrokinetic turbine in close proximity to the free surface. *Ocean Engineering*, 110: 2270–280.
- Satrio, D., Aria, K., & Mukhtasor. (2018). The influence of time step setting on the CFD simulation result of vertical axis tidal current turbine. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 12: 3399–3409.
- Schleicher, W. C., & Ringlin, J. D. (2015). Numerical characterization of a preliminary portable micro-hydrokinetic turbine rotor design. *Renewable Energy*, 234–241.
- Seitz, A., Moerlein, K., Evans, M., & Rosenberger, A. (2011). Ecology of fishes in a high-latitude, turbid river with implications for the impacts of hydrokinetic devices. *Rev Fish Biol Fisheries*, 21:481–496.
- Sornes, K. (2010). Small-scale Water Current Turbines for River Applications. *ZERO*.
- Sun, X. (2008). *Numerical and Experimental Investigation of Tidal Current Energy Extraction. Tesis Doctoral*. Edimburgo: University of Edinburgh.

- Sun, X., Chick, J., & Bryden, I. (2008). Laboratory-scale simulation of energy extraction from tidal currents. *Renewable Energy*, 33: 1267–1274.
- Tanbhir, M., Nawshad, U., & Islam, N. (2011). Micro Hydro Power: Promising Solution for Off-grid Renewable Energy Source. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 2: 2229–5518.
- Tian, W., Mao, Z., & Ding, H. (2018). Design, test and numerical simulation of a low-speed horizontal axis hydrokinetic turbine. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 10, 10: 782–793.
- Ubbink, O., & Issa, R. (1999). Method for capturing sharp fluid interfaces on arbitrary meshes. *J. Comput. Phys.*, 153, 26–50.
- UPME, PUJ, & Colciencias. (2015). *Atlas. Potencial Hidroenergético de Colombia*.
- Vermaak, H., Kusakana, K., & Koko, S. (2014). Status of micro-hydrokinetic river technology in rural applications: A review of literature. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 29: 625–633.
- Versteeg, H., & Malalasekera, W. (2007). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics– The Finite Volume Method*. Glasgow: Pearson Education Limited,.
- Waclawczyk, T., & Koronowicz, T. (2006). Modelling of free surface flow with high resolution schemes. *Chemical and process engeneering*, 27: 783–802.
- Waclawczyk, T., & Koronowicz, T. (2008). Comparison of CICSAM and HRIC high-resolution schemes for interface capturing. *Journa of Theoretical and applied mechanics.*, 46(2): 325–345.
- Wang, W., Yin, R., & Yan, Y. (2019). Design and prediction hydrodynamic performance of horizontal axis micro-hydrokinetic river turbine. *Renewable Energy*, 133: 91–102.
- Whelan, J. I., Graham, J., & Peiro, J. (2009). A free-surface and blockage correction for tidal turbines. *J. Fluid Mech*, 624: 281–291.
- White, F. (1998). *Fluid Mechanics, 4th Edition*. Rhode Island: McGraw-Hill.
- Wilcox, D. (1988). Reassessment of the Scale-determining Equation for Advanced Turbulence Models. *AIAA J*, 26: 1299–1310.

Wilcox, D. (1993). Comparison of Two-equation Turbulence Models for Boundary Layers with Pressure Gradients. *AIAA J*, 1414–1421.

Wilcox, D. (1994). Simulating Transition with a Two-equation Turbulence Model. *AIAA J*, 32: 247–255.

Yan, J., Deng, X., Korobenko, A., & Bazilevs, Y. (2018). Free-surface flow modeling and simulation of horizontal-axis tidal-stream turbines. *Computers and Fluids*, 158: 157–166.