UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MÉXICO

INSTITUTO INTERAMERICANO DE TECNOLOGÍA Y CIENCIAS DEL AGUA

“Diseño y análisis de un sistema de microturbina hidráulica – bomba de cuerda empleando CFD”

T E S I S

Que para obtener el grado de:

MAESTRA EN CIENCIAS DEL AGUA

Presenta:

ING. MARTHA FERNANDA MOHEDANO CASTILLO

Director de tesis:

DR. CARLOS DÍAZ DELGADO

Codirectores de tesis:

DR. BORIS MIGUEL LÓPEZ REBOLLAR

DR. HUMBERTO SALINAS TAPIA

NOVIEMBRE 2022

RESUMEN

El ser humano a lo largo del tiempo ha desarrollado e implementado herramientas y tecnologías que le han permitido mejorar su calidad de vida y construir grandes ciudades, aprovechando los recursos a su alcance. Sin embargo, es importante considerar que aún existen comunidades desfavorecidas, las cuales carecen de suministro de energía eléctrica y acceso al agua potable. Tan sólo en México, alrededor de 1.8 millones de habitantes no tienen acceso a energía eléctrica (Secretaría de Energía [SENER], 2020), lo que tiene fuertes repercusiones en sus servicios de salud, educación, seguridad, productividad, entre otros. Por otro lado, el acceso al agua potable es una necesidad primaria en cualquier comunidad y lamentablemente aún en estos tiempos, miles de personas tienen que recorrer grandes distancias para obtenerla, invirtiendo gran cantidad de tiempo y energía.

Debido de lo anterior, en este trabajo de investigación se propuso un sistema compuesto por cuatro elementos principales: un tornillo de Arquímedes, una bomba de cuerda tipo II, un generador eléctrico y un sistema de transmisión de potencia con la finalidad de contribuir a satisfacer el acceso a un almacenamiento de agua potable y el suministro de energía eléctrica. Por lo que, el objetivo principal de este trabajo fue diseñar, analizar y evaluar un sistema turbina tipo tornillo de Arquímedes-bomba de cuerda con empleo de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés) con base en los parámetros de diseño y eficiencia del sistema para la generación de electricidad y/o bombeo de agua, utilizando la energía del flujo en ríos o canales.

Teniendo en cuenta que las centrales micro-hidroeléctricas se caracterizan por ser una de las tecnologías renovables más limpias y confiables para la generación de energía eléctrica, se propuso el uso de un tornillo de Arquímedes como generador de potencia para accionar el bombeo y la generación eléctrica ya que estos dispositivos son capaces de aprovechar de manera eficiente pequeños caudales y reducidos saltos de agua.

Se emplearon dos esquemas de simulación numérica para la evaluación hidrodinámica y optimación geométrica del tornillo de Arquímedes: 1) Esquema estacionario (tornillo estático y canal lleno), 2) Esquema transitorio (un marco de referencia móvil en el dominio relativo al tornillo de Arquímedes y superficie libre en el canal). Mediante la evaluación del torque, potencia mecánica, eficiencia, campos de velocidad y presión obtenidas mediante la

simulación, se determinó que la turbina óptima cuenta con las siguientes características: 3 álabes, 20° de inclinación, 2m de longitud, diámetro exterior e interior de 0.497m y 0.249m respectivamente. Para la turbina seleccionada, se obtuvieron potencias mecánicas de 101 a 143 W con una eficiencia del 62 al 88% al operar con el caudal de diseño (24.5 l/s).

La potencia generada por el tornillo de Arquímedes fue la suficiente para accionar el bombeo en un rango de 6 a 30 metros de altura obteniendo caudales de descarga del 0.29 a 2.25 l/s con eficiencias mayores al 90% debido a que por medio de simulación numérica y experimentación se optimó la geometría de los pistones empleados para la bomba, reduciendo las pérdidas por flujo de fuga en más del 45%. Con respecto a la generación eléctrica se obtuvo un rango de 7.6 a 685.5 W dependiendo del caso de estudio y sistema de transmisión.

De acuerdo con los hallazgos y resultados mostrados en este trabajo de investigación se concluye que el tornillo de Arquímedes previamente optimado es un dispositivo adecuado para el accionamiento de una bomba de cuerda II y la generación micro hidroeléctrica.

INDICE

INDICE DE FIGURAS XVI
INDICE DE TABLAS XXIII
LISTA DE SÍMBOLOS Y UNIDADES XXVI
LISTA DE ACRÓNIMOS XXX
1. INTRODUCCIÓN **1**
1.1 Justificación 3
1.2 Hipótesis 7
1.3 Objetivo general 7
1.4 Objetivos específicos 7
2. MARCO TEÓRICO **9**
2.1 Generalidades de las micro centrales hidroeléctricas 9
2.2 Tornillo de Arquímedes 11
2.2.1 Tornillo de Arquímedes en el mundo 12
2.2.2 Beneficios del tornillo de Arquímedes 13
2.2.3 Antecedentes del diseño del tornillo de Arquímedes 16
2.2.3.1 Potencia mecánica y eficiencia de un tornillo de Arquímedes 21
2.2.3.2 Simulación del tornillo de Arquímedes mediante CFD. 23
2.2.4 Canales 26
2.2.4.1 Elementos geométricos de una sección transversal de canal 27
2.2.4.2 Flujo uniforme 28
2.2.5 Generadores eléctricos 30
2.3 Bomba de cuerda 31
2.3.1 Componentes de la bomba de cuerda 32
2.3.1.1 Polea o rueda motriz 32
2.3.1.2 Pistones 33
2.3.1.3 Cuerda 34
2.3.1.4 Tubería de elevación o bombeo 34
2.3.1.5 Tubería de descarga 36
2.3.1.6 Guía 36
2.3.2 Operación y mantenimiento 36
2.3.3 Modelo hidrodinámico de la bomba de cuerda 37
2.3.3.1 Caracterización de la bomba de cuerda 44
2.3.4 Bomba de cuerda tipo II 45
2.3.5 Alternativas en la entrada de potencia a la bomba de cuerda 47
2.3.6 Experiencias y proyectos de implementación de la bomba de cuerda. 48
2.4 Sistema de transmisión de potencia 49
2.4.1 Componentes de un sistema de transmisión flexible 50
2.4.1.1 Relación de velocidad 51
2.4.1.2 Bandas 52
2.4.1.2.1 Método de análisis de una transmisión de banda plana 54
2.5 Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) 57

2.5.1 Definición de la Dinámica de Fluidos Computacional 57
2.5.1.1 Ventajas de la Dinámica de Fluidos Computacional 59
2.5.1.2 Enfoques numéricos de la CFD 59
2.5.1.3 Procedimiento de solución 61
2.5.1.3.1 Preprocesador 62
2.5.1.3.2 Esquemas de solución en CFD 68
2.5.1.3.3 Post-proceso 69
2.5.2 Ecuaciones gobernantes de la CFD 69
2.5.3 Modelos de turbulencia 71
2.5.3.1 Reynolds-Averaged Navier Stokes (RANS) 71
2.5.3.2 Modelo de turbulencia κ-ε 73
2.5.3.3 Modelo de turbulencia κ-ω 73
2.5.3.4 Modelo κ-ω SST (Shear Stress Transport) 73
2.5.4 Modelos matemáticos de ANSYS 74
2.5.4.1 Momento de torsión 74
2.5.4.2 Ecuaciones de flujo multifásico ANSYS Fluent 74
2.5.4.3 Ecuaciones de flujo multifásico ANSYS CFX 75
2.5.4.3.1 Notación multifase 76
2.5.4.3.2 Presión total multifásica 76
2.5.4.3.3 Modelo de superficie libre 76
2.5.4.4 Fuerzas rotacionales 77
3. MATERIALES Y MÉTODO **79**
3.1 Diseño del tornillo de Arquímedes 81
3.1.1 Dimensiones geométricas del tornillo de Arquímedes 81
3.1.2 Cálculo de las condiciones del flujo de entrada al tornillo de Arquímedes 83
3.1.3 Simulación del tornillo de Arquímedes 85
3.1.3.1 Simulación en esquema estacionario. 87
3.1.3.1.1 Modelo geométrico 89
3.1.3.1.2 Malla 89
3.1.3.1.2.1 Análisis de independencia de malla 90
3.1.3.1.3 SetUp 91
3.1.3.1.4 Solución 92
3.1.3.1.5 Post-proceso 94
3.1.3.1.6 Criterios de análisis de resultados para el esquema de simulación estacionario del tornillo de Arquímedes. 94
3.1.3.2 Simulación en esquema transitorio. 97
3.1.3.2.1 Modelo geométrico - Esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes 99
3.1.3.2.2 Mallado para el esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes 101
3.1.3.2.3 Setup -Esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes 102

3.1.3.2.4 Solucionador - Esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes 104
3.1.3.2.5 Post-proceso - Esquema de simulación móvil del tornillo de Arquímedes. 104
3.1.3.2.6 Criterios para el análisis de resultados obtenidos mediante la simulación del esquema transitorio del tornillo de Arquímedes. 104
3.2 Bomba de cuerda 107
3.2 1 Caracterización de los casos de estudio. 108
3.2.2 Propuesta geométrica y simulación de pistones 110
3.3 Diseño del sistema de transmisión 112
3.3.1 Relación de velocidad turbina-bomba, turbina-generador. 113
3.3.2 Cálculo del ancho de banda 116
3.4 Generador eléctrico 116
4. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS 119
4.1 Tornillo de Arquímedes 119
4.1.1 Esquema de simulación estacionario del tornillo de Arquímedes 120
4.1.1.1 Condiciones de frontera para el esquema de simulación estático del tornillo de Arquímedes. 120
4.1.1.2 Análisis de independencia de malla 121
4.1.1.3 Validez de resultados en el esquema de simulación estacionario del tornillo de Arquímedes 124
4.1.1.4 Torque, potencia mecánica y eficiencia del tornillo de Arquímedes en el esquema de simulación estacionario. 127
4.1.1.5 Distribución de velocidad y presión a lo largo del tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación estacionario. 139
4.1.1.6 Comportamiento de la presión sobre los álabes del tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación estacionario. 143
4.1.1.7 Campos de velocidad en el tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación estacionario. 144
4.1.1.8 Análisis del incremento de la velocidad de flujo a la entrada y salida del tornillo de Arquímedes. 145
4.1.2 Esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes 147
4.1.2.1 Características del mallado en el esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes. 148
4.1.2.2 Variables de monitoreo del esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes. 149
4.1.2.3 Estimación del torque del tornillo de Arquímedes en el esquema de simulación transitorio. 151
4.1.2.4 Potencia mecánica del tornillo de Arquímedes en el esquema de simulación transitorio. 151
4.1.2.5 Eficiencia del tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación transitorio. 153

4.1.2.6 Distribución de presión y velocidad a lo largo del tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación transitorio. 154
4.1.2.7 Comportamiento de la fracción de volumen de agua a lo largo del tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación transitorio. 159
4.1.2.8 Analisis del torque, potencia y eficiencia de la turbina seleccionada en función de las rpm. Esquema de simulación transitorio. 163
4.2 Bomba de cuerda 166
4.2.1 Curvas de operación de la bomba de cuerda 166
4.2.2 Operación de la bomba de cuerda operando con una relación de transmisión 1:1. 170
4.2.3 Operación de la bomba de cuerda por medio del tornillo de Arquímedes utilizando un multiplicador de velocidad. 174
4.2.4 Diseño y análisis de pistones de la bomba de cuerda. 177
4.2.4.1 Simulación de pistones en ANSYS Fluent. 178
4.2.4.2 Comparativa del caudal de descarga teórico y el caudal de descarga obtenido mediante simulación numérica. 184
4.2.4.3 Análisis y evaluación de geometrías alternativas del pistón. 187
4.3 Generador eléctrico 194
4.3.1 Estimación del diámetro de la polea conducida del generador 194
4.4 Acoplamiento del sistema 199
4.5 Principales aportes del trabajo de investigación 211
5. CONCLUSIONES 213
6. RECOMENDACIONES 217
7. REFERENCIAS 219
8. ANEXOS 229
ANEXO 1. Ficha técnica de la tubería de bombeo propuesta. 230
ANEXO 2. Características del mallado empleado en el esquema de simulación estacionario del tornillo de Arquímedes 233
ANEXO 3. Análisis de continuidad del esquema de simulación estático del tornillo de Arquímedes. 235
ANEXO 4. Planos de velocidad en distintas secciones de la turbina. 237
ANEXO 5. Contornos de presión en los álabes del tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación estacionario. 244
ANEXO 6. Campos de velocidad del esquema de simulación estacionario del tornillo de Arquímedes 251
ANEXO 7. Escenarios de simulación adicionales en el esquema de simulación estacionario. 258
ANEXO 8. Comparación de resultados entre el esquema de simulación estacionario y transitorio del tornillo de Arquímedes. 261
ANEXO 9. Planos de presión a la entrada del tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación transitorio. 263

ANEXO 10. Planos de velocidad a lo largo del tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación transitorio..... 265
ANEXO 11. Transmisión turbina-bomba 268
ANEXO 12. Planos de los pistones propuestos para la bomba de cuerda 272
ANEXO 13. Simulación pistón doble 282
ANEXO 14 Validación experimental del flujo de fuga en los pistones propuestos de la bomba de cuerda. 286
ANEXO 15. Acoplamiento del sistema 295
ANEXO 16. Galería fotográfica del modelo físico del tornillo de Arquímedes..... 299
ANEXO 17. Artículos y actividades emanadas del trabajo de investigación. 303

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Infraestructura existente con potencial para microgeneración (menor a 1 MW) (Palacios et al.,2017). 5

Figura 2.1 Esquema general del tornillo de Arquímedes como generador de electricidad (elaboración propia) 11

Figura 2.2. Tornillo de Arquímedes portátil (Suminoseisakusho, 2015) 13

Figura 2.3. Componentes del desarrollo sustentable. (Modificado de Dréo (2007)) 14

Figura 2.4. Tornillos de Arquímedes instalados en paralelo (Sinfín energy, 2019). 15

Figura 2.5. Paso de peces a través de un tornillo de Arquímedes (Tecnologías y equipos para el medio ambiente, 2021) 16

Figura 2.6 Parámetros geométricos del tornillo de Arquímedes (elaboración propia) 17

Figura 2.7 Tornillo de Arquímedes con álabes cóncavos patentado por Harding y Fillerup en 2014 19

Figura 2.8. Tipos de álabes evaluados por Straalsund et al. (2018). a) cumbrera (strake), b) helicoide y c) cumbrera inversa (reverse strake) 20

Figura 2.9 Diseño de turbina de tornillo sin eje patentado por Webber (2016) 20

Figura 2.10 Triángulo de velocidades 22

Figura 2.11 Ángulo de inclinación de los álabes, α. 22

Figura 2.12 Superficie mojada en la sección de entrada a la turbina 23

Figura 2.13 Esquema general de la bomba de cuerda. Modificado de Erpf (2015) 31

Figura 2.14 Esquema de las variables del modelo matemático de la bomba de cuerda. Modificado de Smulders y Rijs (2006) 38

Figura 2.15. Volumen de control de la bomba de cuerda. Modificado de Smulders y Rijs (2006) 39

Figura 2.16 Hidrodinámica del flujo en uno de los compartimientos de la bomba de cuerda tomando como referencia el pistón en movimiento. Modificado de Smulders y Rijs (2006) 41

Figura 2.17 Hidrodinámica del flujo en uno de los compartimientos de la bomba de cuerda tomando como referencia la tubería en movimiento con pistón y cuerda estáticos. Modificado de Smulders y Rijs (2006) 42

Figura 2.18 Curvas características de la bomba de cuerda a) Caudal de descarga, b) Torque requerido para el bombeo c) Potencia requerida para el bombeo d) Eficiencia volumétrica 45

Figura 2.19 Esquema de la bomba de cuerda tipo II 46

Figura 2.20 Componentes de un sistema de transmisión por poleas 51

Figura 2.21 Disciplinas empleadas en la CFD (traducido de Tu et al. (2018)) 58

Figura 2.22 Representación de una malla estructurada por dos métodos de discretización a) método del elemento finito. b) método de volumen finito. 60

Figura 2.23. Funciones de interconectividad de los tres elementos principales dentro de un marco de análisis CFD. 62

Figura 2.24. Secuencia de la etapa de preproceso en la CFD 62

Figura 2.25 Métrica para la evaluación de la calidad de malla con el criterio de ortogonalidad 64

Figura 2.26. Métrica para la evaluación de la calidad de malla con el criterio de asimetría 64
Figura 2.27 Diagrama conceptual del criterio de ortogonalidad en celdas 64
Figura 2.28 Esquema conceptual del método de sesgo. a) Desviación del volumen equilateral. b) Desviación normalizada del ángulo 65
Figura 2.29. Diagrama de la física de flujo para un análisis con CFD. Modificado de Tu et al., 2018. 66
Figura 2.30 Etapas generales del proceso de solución para un análisis con CFD. Modificado de (Tu et al., 2018). 68
Figura 3.1 Diagrama de actividades general del proyecto de investigación 80
Figura 3.2. Casos de uso general del diseño del tornillo de Arquímedes 81
Figura 3.3 Vista lateral del canal circular y la conceptualización de la entrada de flujo 83
Figura 3.4 Procedimiento para el cálculo de la velocidad del flujo en el canal de entrada del tornillo de Arquímedes. 84
Figura 3.5 Árbol de experimentos del esquema de simulación estacionario del tornillo de Arquímedes (tornillo estático y canal lleno) 85
Figura 3.6. Diagrama de secuencia general de ambos esquemas de simulación del tornillo de Arquímedes 87
Figura 3.7 Diagrama de secuencia de la simulación del tornillo de Arquímedes en esquema de simulación estacionario. 88
Figura 3.8.Modelo geométrico a) Dominio de fluido. b) Vista lateral interior del dominio de fluido. c) Superficies que representan el tornillo de Arquímedes 89
Figura 3.9. Diagrama de actividades del mallado del tornillo de Arquímedes esquema estático 90
Figura 3.10. Calidad de malla criterio de ortogonalidad (Kourbataski, s.f). 91
Figura 3.11 Diagrama de actividades-SetUp en el esquema de simulación estático del tornillo de Arquímedes 92
Figura 3.12. Diagrama de actividades en el proceso de solución 94
Figura 3.13. Diagrama esquemático del tirante en el tornillo de Arquímedes 95
Figura 3.14 Diagrama de secuencia de la simulación del tornillo de Arquímedes en esquema transitorio 98
Figura 3.15 Dominio de fluido en el esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes a) Dominio de fluido b) Secciones del dominio de fluido. 99
Figura 3.16 Zonas de interés en el esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes 100
Figura 3.17. Detalle del mallado para el esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes. a) Conexión de malla entre dominios de fluido. b) Captura de la brecha entre la turbina y el canal 101
Figura 3.18. Conexión y continuidad del mallado en el esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes. a) Continuidad entre mallas aguas arriba de la turbina. b) Continuidad entre mallas aguas abajo de la turbina. 102
Figura 3.19. Setup esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes 103
Figura 3.20 Resumen del procedimiento de análisis de los esquemas de simulación empleados para el estudio del tornillo de Arquímedes 106

Figura 3.21 Diagrama general de secuencia para el diseño de la bomba de cuerda 107
Figura 3.22 Diagrama de actividades de la caracterización de la bomba de cuerda 110
Figura 3.23 Compartimiento de la bomba de cuerda para simulación 111
Figura 3.24 Modelo conceptual de la simulación de pistones. a) Descripción y detalles de la sección de análisis b) Dominio de fluido, c) Vista isométrica interior del dominio de fluido c) Entrada y salida del flujo en el dominio 112
Figura 3.25 Diagrama general de secuencia - Sistema de transmisión 113
Figura 3.26 Poleas conductora y conducida del sistema 115
Figura 3.27 Generador eléctrico de corriente continua (Missouri Wind and Solar,2019) 117
Figura 3.28 Voltaje del generador en función de las rpm de entrada (Zamora, 2019) 117
Figura 3.29 Corriente del generador en función de las rpm de entrada (Zamora, 2019). 118
Figura 4.1 Comparación de mallas del análisis de sensibilidad para el esquema de simulación estacionario del tornillo de Arquímedes. 122
Figura 4.2 Comparación del campo de velocidades para los distintos tamaños de malla. Plano medio coincidente con el eje longitudinal del tornillo. 124
Figura 4.3 Variación del flujo másico de entrada y salida del dominio de fluido en función del número de iteraciones. 125
Figura 4.4 Variación del momento de torsión sobre los álabes del tornillo de Arquímedes en función del número de iteraciones. 125
Figura 4.5 Variación de la presión promedio en el dominio de fluido en función del número de iteraciones. 126
Figura 4.6. Variación de la velocidad promedio en el dominio de fluido en función del número de iteraciones. 126
Figura 4.7 Gráfica de los valores residuales de las ecuaciones de continuidad, momentum y el modelo de turbulencia empleado en función del número de iteraciones 127
Figura 4.8 Gráfica de efectos principales del número de álabes, ángulo de inclinación y caudal en la variable respuesta: torque 129
Figura 4.9 Gráfica de efectos principales del número de álabes, inclinación y caudal en la variables respuesta: potencia mecánica. 132
Figura 4.10 Gráfica de efectos principales del número de álabes, ángulo de inclinación y caudal en la variable respuesta: eficiencia. 135
Figura 4.11 Torque del tornillo de Arquímedes para diferente número de álabes, con 20° de inclinación. Esquema de simulación estacionerio. 136
Figura 4.12 Potencia mecánica del tornillo de Arquímedes para diferente número de álabes, con 20° de inclinación. Esquema de simulación estacionario. 137
Figura 4.13 Eficiencia mecánica del tornillo de Arquímedes para diferente número de álabes, con 20° de inclinación. Esquema de simulación estacionario. 137
Figura 4.14 Comportamiento de la velocidad para el tornillo de 2 álabes. Esquema de simulación estacionario. 139

Figura 4.15 Comparación de los perfiles de velocidad promedio de flujo en distintos planos a lo largo del tornillo de Arquímedes para distintos caudales de operación y ángulo de inclinación de 20°. Esquema de simulación estacionario. 141

Figura 4.16 Comparación de los perfiles de presión promedio de flujo en distintos planos a lo largo del tornillo de Arquímedes para distintos caudales de operación y ángulo de inclinación de 20°. Esquema de simulación estacionario. 142

Figura 4.17 Contornos de presión sobre los álabes del tornillo de Arquímedes con diferente número de álabes, caudal de 47.9 l/s y ángulo de inclinación de 20°. Esquema de simulación estacionario. 143

Figura 4.18 Comparación de los campos de velocidad en el tornillo de Arquímedes con diferente número de álabes, caudal de 47.9 l/s y ángulo de inclinación de 20°. Esquema de simulación estacionario. 144

Figura 4.19. Comparativa del incremento de la velocidad a la entrada y salida para las turbinas con diferente caudal y número de álabes con inclinación de 20°. 145

Figura 4.20 Árbol de experimentos para simulación del tornillo de Arquímedes con esquema de simulación transitorio, marco de referencia móvil y VoF. 147

Figura 4.21 Ejemplo del mallado utilizado en el esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes 148

Figura 4.22 Comparativa del torque sobre los álabes del tornillo de Arquímedes para un tirante de entrada de 25 cm en función del tiempo 149

Figura 4.23. Gráficas de residuales del esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes de 3 álabes con tirante de 25 cm 150

Figura 4.24 Torque del tornillo de Arquímedes con diferente número de álabes. Esquema de simulación transitorio 151

Figura 4.25 Potencia mecánica del tornillo de Arquímedes con diferente número de álabes. Esquema de simulación transitorio 152

Figura 4.26 Eficiencia del tornillo de Arquímedes con diferente número de álabe para distintos valores de inmersión. Esquema de simulación transitorio 153

Figura 4.27 Ubicación de los planos de análisis a lo largo del tornillo de Arquímedes en el esquema de simulación transitorio. 154

Figura 4.28 Comparación de las gráficas de presión a lo largo del tornillo de Arquímedes con tirante de entrada de 20 cm. Esquema de simulación transitorio 155

Figura 4.29 Comparación de las gráficas de presión a lo largo del tornillo de Arquímedes con tirante de entrada de 25 cm. Esquema de simulación transitorio 156

Figura 4.30 Comparación de las gráficas de presión a lo largo del tornillo de Arquímedes con tirante de entrada de 30 cm. Esquema de simulación transitorio 156

Figura 4.31 Comparación de los perfiles de velocidad de flujo a lo largo del tornillo de Arquímedes con tirante de entrada de 20 cm. Esquema de simulación transitorio. 158

Figura 4.32 Comparación de los perfiles de velocidad de flujo a lo largo del tornillo de Arquímedes con tirante de entrada de 25 cm. Esquema de simulación transitorio. 158

Figura 4.33 Comparación de los perfiles de velocidad de flujo a lo largo del tornillo de Arquímedes con tirante de entrada de 30 cm. Esquema de simulación transitorio. 159

Figura 4.34 Comportamiento de la fracción de volumen de agua a lo largo del tornillo de Arquímedes con diferente número de álabes y tirante de entrada de 20 cm. 160

Figura 4.35 Comportamiento de la fracción de volumen de agua a lo largo del tornillo de Arquímedes con diferente número de álabes y tirante de entrada de 25 cm. 161

Figura 4.36 Comportamiento de la fracción de volumen de agua a lo largo del tornillo de Arquímedes con diferente número de álabes y tirante de entrada de 30 cm. 161

Figura 4.37 Torque del tornillo de Arquímedes de 3 álabes para diferentes rpm. Esquema de simulación transitorio. 164

Figura 4.38 Potencia mecánica del tornillo de Arquímedes de 3 álabes para diferentes rpm. Esquema de simulación transitorio 165

Figura 4.39 Eficiencia del tornillo de Arquímedes de 3 álabes para diferentes rpm. Esquema de simulación transitorio. 165

Figura 4.40 Curvas de potencia requerida para el bombeo a diferentes alturas en función de la velocidad del pistón. 168

Figura 4.41 Curvas del caudal de descarga para diferentes alturas de bombeo en función de la velocidad del pistón. 169

Figura 4.42 Curvas de eficiencia para diferentes alturas de bombeo en función de la velocidad del pistón. 170

Figura 4.43 Eficiencia de la bomba de cuerda acoplada al tornillo de Arquímedes para una relación de transmisión 1:1. 174

Figura 4.44 Caudal de descarga de la bomba de cuerda acoplada a la turbina por medio de un sistema de transmisión multiplicador. 176

Figura 4.45 Eficiencia de la bomba de cuerda acoplada a la turbina por medio de un sistema de transmisión multiplicador. 177

Figura 4.46 Pistón tipo 178

Figura 4.47 Geometrías de las propuestas de pistones 179

Figura 4.48 Detalle de la malla utilizada para los pistones analizados 181

Figura 4.49 Variación del flujo másico de entrada y salida en el dominio de fluido en función del número de iteraciones. Pistón 1 182

Figura 4.50 Variación de la velocidad de flujo en la brecha en función del número de iteraciones. Pistón 1. 182

Figura 4.51 Variación de la velocidad en el dominio de fluido en función del número de iteraciones. Pistón 1 183

Figura 4.52 Variación de la presión en el dominio de fluido en función del número de iteraciones. Pistón 1 183

Figura 4.53 Variación de la turbulencia en el dominio de fluido en función del número de iteraciones. Pistón 1. 184

Figura 4.54 Gráfica de los valores residuales de las ecuaciones de continuidad, momentum y el modelo de turbulencia empleado en función del número de iteraciones. Pistón 1. 184

Figura 4.55 Comparativa del caudal de descarga obtenido mediante el modelo matemático y la simulación numérica. Pistón 1. 186

Figura 4.56 Comparativa de la eficiencia volumétrica obtenida mediante el modelo matemático y la simulación numérica. Pistón 1 186
Figura 4.57 Eficiencia volumétrica teórica vs eficiencia volumétrica experimental obtenida por Blanken (2009). 187
Figura 4.58 Caudal de descarga en función de la velocidad del pistón. Pistones propuestos 189
Figura 4.59 Eficiencia volumétrica en función de la velocidad del pistón. Pistones propuestos 190
Figura 4.60 Comparación de los campos de velocidad de los pistones propuestos 192
Figura 4.61 Comparación de los campos de turbulencia de los pistones propuestos 193
Figura 4.62 Esquema del sistema de transmisión de potencia 194
Figura 4.63. Comparativa de la potencia eléctrica con relaciones de transmisión 1:5 y 1:10 en la polea del generador. Caso 1 con 6m de altura de bombeo. 197
Figura 4.64. Comparativa de la potencia eléctrica con relaciones de transmisión en la polea del generador de 1:5 y 1:10. Caso 2 con 10 m de altura de bombeo 197
Figura 4.65 Comparativa de la potencia eléctrica con relaciones de transmisión en la polea del generador de 1:5 y 1:10. Caso 3 con 20 m de altura de bombeo 198
Figura 4.66. Comparativa de la potencia eléctrica con relaciones de transmisión en la polea del generador de 1:5 y 1:10. Caso 4 con 30m de altura de bombeo. 198
Figura 4.67 Acoplamiento del sistema de bombeo-generador de la turbina tipo tornillo de Arquímedes. Vista isométrica 200
Figura 4.68 Vistas del sistema acoplado a) Frontal b) Isométrica c) Posterior 200
Figura 4.69 Potencia mecánica del tornillo de Arquímedes en función de las rpm. Caudal de operación de 24.5 l/s 201
Figura 4.70 Eficiencia del tornillo de Arquímedes en función de las rpm. Caudal de operación de 24.5 l/s 202
Figura 4.71 Cotas del nivel de agua deseado en el canal y vertedero. 203
Figura 4.72 Caudal de descarga de la bomba de cuerda en función de las rpm de la turbina 203
Figura 4.73 Eficiencia volumétrica de la bomba de cuerda en función de las rpm del tornillo de Arquímedes utilizando el pistón optimado. 204
Figura 4.74 Pistón optimado de la bomba de cuerda 204
Figura 4.75 Potencia eléctrica en función de las rpm del tornillo de Arquímedes para distintas alturas de bombeo. Transmisión 1:5 206
Figura 4.76 Potencia eléctrica en función de las rpm del tornillo de Arquímedes para distintas alturas de bombeo. Transmisión 1:10 206
Figura 4.77 Esquema del sistema de transmisión de potencia del acoplamiento 207
Figura 4.78 Componentes del sistema de almacenamiento de energía 207
Figura 4.79 Batería de almacenamiento 208
Figura 4.80 Controlador de carga 208
Figura 4.81 Cardán 209
Figura 4.82 Junta homocinética 209

Figura 4.83 Ubicación de los elementos conectores del sistema 210
Figura 8.1 Comparación de los campos de velocidad en tornillos de Arquímedes de 3 álabes con distintas longitudes. Esquema de simulación estacionario. 259
Figura 8.2 Curvas de presión y velocidad en planos a lo largo de tornillos de Arquímedes de diferente longitud. Esquema de simulación estacionario. 260
Figura 8.3 Modelo geométrico de la simulación de dos compartimientos de la bomba de cuerda 282
Figura 8.4 Malla para la simulación de dos compartimientos de la bomba de cuerda. 283
Figura 8.5 Plano de análisis del pistón superior..... 284
Figura 8.6 Comparativa del campo de velocidad del pistón superior e inferior 284
Figura 8.7 Comparativa del campo de turbulencia del pistón superior e inferior..... 285
Figura 8.8 Diagrama experimental..... 287
Figura 8.9 Montaje del experimento 287
Figura 8.10 Pistones propuestos..... 288
Figura 8.11 Colocación de pistones 288
Figura 8.12 Vaso graduado 289
Figura 8.13 Construcción e instalación del prototipo experimental tornillo de Arquímedes 299
Figura 8.14 Montaje del tornillo de Arquímedes en el laboratorio de pruebas 300
Figura 8.15 Estructura de soporte instalada en la sección aguas arriba del tornillo de Arquímedes 301
Figura 8.16 Estructura de soporte instalada en la sección aguas abajo del tornillo de Arquímedes..... 301
Figura 8.17 Operación del tornillo de Arquímedes..... 302

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1Comparativa de las tecnologías disponibles para el accionamiento de la bomba de cuerda 4

Tabla 2.1 Países que utilizan el tornillo de Arquímedes para generación hidroeléctrica (Lashofer et al., 2012) 12

Tabla 2.2. Ventajas del tornillo de Arquímedes..... 14

Tabla 2.3. Geometría de las secciones de los canales abiertos más comunes (Modificado de: Mott, (2006))..... 28

Tabla 2.4 Valores del coeficiente n en la ecuación de Manning, según Chow (1959) 29

Tabla 2.5 Diámetro de la tubería de bombeo recomendado para diferentes alturas 35

Tabla 2.6 Comparación de bandas planas y bandas en V 53

Tabla 2.7 Propiedades de algunos materiales de bandas planas y redondas (Diámetro=d, espesor=t ancho=w). Fuente: Budynas y Nisbett (2011). 55

Tabla 2.8 Factor de corrección de polea Cp para bandas planas. Fuente: Budynas y Nisbett (2011) 57

Tabla 2.9 Estrategias de solución de Ansys Fluent y Ansys CFX..... 61

Tabla 2.10. Clasificación de flujos..... 66

Tabla 3.1 Parámetros geométricos constantes del tornillo de Arquímedes 82

Tabla 3.2. Parámetros geométricos variables del tornillo de Arquímedes..... 82

Tabla 3.3 Comparativa de los esquemas de simulación empleados para evaluar el tornillo de Arquímedes 86

Tabla 3.4 Parámetros de simulación para el esquema estacionario 92

Tabla 3.5 Variables de monitoreo para verificar convergencia de resultados 93

Tabla 3.6. Ubicación de los planos transversales a lo largo de la turbina 96

Tabla 3.7. Condiciones de frontera en el esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes.. 103

Tabla 3.8 Distancia entre planos para evaluar la velocidad y presión en el tornillo de Arquímedes con el esquema de simulación móvil 105

Tabla 3.9 Parámetros de diseño de la bomba de cuerda para los casos de estudio seleccionados..... 108

Tabla 3.10. Parámetros de la simulación de los pistones en ANSYS Fluent..... 111

Tabla 3.11. Características del generador eléctrico sugerido para la turbina (Missouri Wind and Solar,2019)..... 118

Tabla 4.1 Condiciones del canal de entrada al tornillo de Arquímedes..... 121

Tabla 4.2. Características del canal de entrada al tornillo de Arquímedes 121

Tabla 4.3. Características de las mallas empleadas para el análisis de independencia de malla. 121

Tabla 4.4. Comparativa de los resultados obtenidos con mallas de diferente tamaño de elemento en el esquema de simulación estacionario del tornillo de Arquímedes. 123

Tabla 4.5 Factores y niveles del diseño de experimentos factorial multinivel. 128

Tabla 4.6 Torque del tornillo de Arquímedes con diferentes ángulos de inclinación y número de álabes en Nm. 128

Tabla 4.7 Optimación de variables independientes para la maximización de torque 130
Tabla 4.8. Velocidad angular del tornillo de Arquímedes (rad/s) 130
Tabla 4.9. Tirante teórico (cm) en la sección inclinada de canal 130
Tabla 4.10 Potencia mecánica del tornillo de Arquímedes con diferentes ángulos de inclinación y número de álabes en watts (W). 131
Tabla 4.11 Optimación de variables independientes para la maximización de la potencia mecánica 132
Tabla 4.12. Comparación de la potencia hidráulica de entrada para cada ángulo de inclinación y caudal. 133
Tabla 4.13 Eficiencia de tornillos de Arquímedes de 1,2 y 3 álabes con diferentes ángulos de inclinación. 133
Tabla 4.14 Optimación de variables independientes para la maximización de la eficiencia. 135
Tabla 4.15 Valores óptimos de las variables independientes para la maximización de las variables respuesta. 136
Tabla 4.16 Resumen del análisis de resultados del tornillo de Arquímedes en el esquema de simulación estacionario 146
Tabla 4.17 Características de las mallas empleadas para la simulación en esquema transitorio del tornillo de Arquímedes 148
Tabla 4.18 Caudal de entrada en el tornillo de Arquímedes - esquema de simulación transitorio 150
Tabla 4.19. Velocidad angular del tornillo de Arquímedes para obtener la potencia mecánica en el esquema de simulación transitorio 152
Tabla 4.20. Potencia hidráulica disponible esquema de simulación transitorio 153
Tabla 4.21 Resumen del análisis de resultados del tornillo de Arquímedes en el esquema de simulación transitorio 162
Tabla 4.22 Requerimientos de torque y velocidad para el bombeo 167
Tabla 4.23. Velocidad del pistón asociada a la velocidad de rotación angular de la turbina 171
Tabla 4.24. Caudal de descarga de la bomba de cuerda acoplada al tornillo de Arquímedes 1:1 172
Tabla 4.25 Potencia mecánica aprovechada por la bomba de cuerda en los distintos casos de aplicación 173
Tabla 4.26 Relación de transmisión del acoplamiento tornillo del Arquímedes y la bomba de cuerda 175
Tabla 4.27 Características del mallado de los pistones propuestos 180
Tabla 4.28 Comparativa del flujo de fuga del pistón 1 185
Tabla 4.29 Comparativa de los criterios considerados en la evaluación de los pistones 188
Tabla 4.30 Matriz de selección del pistón óptimo 191
Tabla 4.31 Diámetro de las poleas conductora y conducida del generador eléctrico para cada altura de bombeo 195
Tabla 4.32 Potencia eléctrica - sistema de transmisión 1:5 196
Tabla 4.33 Diámetro de la polea conductora del generador eléctrico - transmisión múltiple 196
Tabla 4.34 Características geométricas y condiciones de flujo y operación del tornillo de Arquímedes 201

Tabla 4.35 Comparativa del caudal de descarga de la bomba de cuerda con diferentes tipos de accionamiento en l/s. 205
Tabla 4.36 Parámetros del sistema acoplado en los casos de estudio 211
Tabla 8.1. Comparativa del torque en tornillos de Arquímedes con 20° y 22°de inclinación (Nm) 258
Tabla 8.2.Torque generado en los tornillos de Arquímedes con diferentes longitudes 260
Tabla 8.3 Comparativa del flujo de fuga y velocidad de flujo entre pistones 284
Tabla 8.4. Materiales 288
Tabla 8.5. Flujo de fuga del pistón 1 290
Tabla 8.6. Flujo de fuga del pistón 2 290
Tabla 8.7. Flujo de fuga del pistón 3 290
Tabla 8.8. Flujo de fuga del pistón 4 291
Tabla 8.9. Flujo de fuga del pistón 5 291
Tabla 8.10. Flujo de fuga del pistón 6 291
Tabla 8.11. Flujo de fuga del pistón 7 292
Tabla 8.12 . Comparativa del flujo de fuga experimental vs simulación numérica 292
Tabla 8.13. Comparación del flujo de fuga de los pistones propuestos vs pistón tipo 294

LISTA DE SÍMBOLOS Y UNIDADES

Símbolo	Parámetro	Unidades
	TORNILLO DE ARQUÍMEDES	
D_0	Diámetro exterior del tornillo de Arquímedes	m
D_i	Diámetro interior del tornillo de Arquímedes	m
S	Paso	m
N	Número de álabes	
L	Longitud del tornillo de Arquímedes	m
β	Ángulo de inclinación del tornillo de Arquímedes	°
α	Ángulo de inclinación de los álabes del tornillo de Arquímedes	°
G	Brecha	m
s	Pendiente del canal	
v	Velocidad del flujo a la entrada del canal	m/s
R_h	Radio hidráulico	m
n	Coeficiente de rugosidad de Manning	
A_h	Área hidráulica	m^2
P_m	Perímetro mojado	m
y	Tirante a la entrada del canal	m
D	Diámetro del canal	m
Q	Caudal de entrada a la turbina	m^3/s
$P_{mecánica}$	Potencia mecánica del tornillo de Arquímedes	W
ω	Velocidad angular	rad/s
T	Torque	Nm
n	Velocidad angular	rpm
y_c	Ubicación del centroide en el área transversal mojada del tornillo de Arquímedes	m
y_c	Tirante en la sección inclinada del canal	m
$\eta_{turbina}$	Eficiencia del tornillo de Arquímedes	
$P_{hidráulica}$	Potencia hidráulica	W
g	Gravedad	9.81 m/s^2
H	Altura neta disponible	m
v_{ent}	Velocidad de entrada	m/s
v_{sal}	Velocidad de salida	m/s
A_m	Área mojada	m^2
y	Profundidad del flujo o tirante	m
T_s	Ancho superficial	m
D_h	Profundidad hidraulica	
	BOMBA DE CUERDA	
A	Área transversal de la tubería de bombeo	m^2
L	Longitud de la tubería de bombeo	m
H	Altura total de bombeo	m
ϕ_{id}	Caudal de descarga ideal	m^3/s

V_p	Velocidad del pistón	m^2/s
ϕ_l	Caudal de fuga o retorno	m^3/s
ϕ	Caudal de salida real	m^3/s
η_{vol}	Eficiencia volumétrica	
F_g	Fuerza de gravedad actuando sobre la columna	N
P_0	Presión en la parte superior de la tubería de bombeo	Pa
P_s	Presión en la parte inferior de la tubería de bombeo	Pa
F_p	Fuerza de tensión en la cuerda por encima del flujo	N
P_p	Potencia requerida para el bombeo	W
P_h	Potencia aprovechada por la bomba	W
η_p	Eficiencia energética	
T_p	Torque requerido para el bombeo	Nm
D_w	Diámetro de la rueda impulsora	m
N	Número de pistones por unidad de cuerda	
W	Velocidad media del flujo	m/s
W_g	Velocidad del flujo en la brecha	m/s
α	Relación entre las áreas de la brecha y tubería	
Δp	Diferencia de presión en cada compartimiento de la bomba	Pa
A_g	Área de la brecha	m^2
t	Tamaño de brecha	m
V_c	Velocidad crítica del pistón	m/s
	SISTEMA DE TRANSMISIÓN	
D	Diámetro de la polea conductora	m
d	Diámetro de la polea conducida	m
N	Velocidad de rotación de la polea conductora	rpm
n	Velocidad de rotación de la polea conducida	rpm
R	Relación de velocidades	
v_b	Velocidad linea de la banda	m/s
R_1	Radio de la polea conductora	m
R_2	Radio de la polea conducida	m
ω_1	Velocidad angular de la polea conductora	rad/s
ω_2	Velocidad angular de la polea conducida	rad/s
n_d	Factor de diseño	
t	Espesor de la banda	pulgadas [mm]
C	Distancia entre centros de las poleas	pulgadas [mm]
θ	Ángulo de contacto	
f	Coeficiente de fricción	
n	Velocidad rotacional de la polea de diámetro d	rpm
V	Velocidad de la banda	pies/min [m/min]
w	Peso de un pie de banda	lbf/pie [N/m]

b	Ancho de banda	pulgadas [mm]
γ	Peso específico	lbf/pulg^3 [N/m^3]
T	Torque necesario	
H_{nom}	Potencia de transmisión nominal	HP [W]
k_s	Factor de servicio	
$(F_1)_a$	Tensión permisible máxima	lbf [N]
F_2	Tensión en el lado holgado de la banda	lbf [N]
F_a	Tensión permitida recomendada	lbf/pulg [N/m]
C_p	Factor de corrección de la polea	
C_v	Factor de corrección de velocidad	
F_i	Tensión inicial	lbf/pulg [N/m]
n_{fs}	Factor de seguridad	
	DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL	
x, y, z	Ejes del sistema coordenado	
u	Componente radial de la velocidad	m/s
v	Componente tangencial de la velocidad	m/s
w	Componente vertical de la velocidad	m/s
ρ	Densidad del fluido	kg/m^3
p	Presión absoluta	Pa
T	Cantidad de calor del fluido	J
c_p	Calor específico del fluido	
λ	Conductividad térmica	W/Km
ν	Viscosidad cinemática del fluido	Ns/m^2
ν_T	Viscosidad cinemática local	Ns/m^2
$S_u, S_v\ S_w$	Términos fuente	
S_T	Término fuente adicional	
Pr_T	Número de Prandtl	
μ_T	Viscosidad de turbulencia	Pa s
μ	Viscosidad absoluta	Pa s
κ	Energía cinética de turbulencia	km^2/s^2
ε	Tasa de disipación de la energía de turbulencia	m^2/s^3
ω	Tasa específica de disipación de energía cinética	
$\overline{M_A}$	Momento total	Nm
$\overline{F_P}$	Vector de fuerza de presión	N
$\overline{F_v}$	Vector de fuerzas viscosas	N
$\overline{a'b'}$	Esfuerzos de Reynolds	
$\bar{u}$	Valor medio del componente radial de la velocidad	m/s
$\bar{v}$	Valor medio del componente tangencial de la velocidad	m/s
$\bar{w}$	Valor medio del componente vertical de la velocidad	m/s
u′v′w′p′	Fluctuaciones de turbulencia	m/s

α_l	Fracción de volumen	
ρ_l	Densidad de la fase	kg/m^3
v_l	Velocidad de la fase	m/s
Γ_l^k	Coeficiente de difusión	cm^2/s
s_l^k	Término fuente	
ρ_m	Densidad de la mezcla	kg/m^3
F_l	Flujo másico	kg/s
ϕ_l^k	Campo físico que se comparte entre fases	
u_m	Velocidad de la mezcla	m/s
$k\Gamma_m^k$	Difusividad de la mezcla	m^2/s
α, β, γ	Fases de fluidos	
r_α	Fracción de volumen de la fase α	%
V_α	Volumen ocupado por la fase α	m^3
N_p	Número total de fases	
ρ_α	Densidad del material	
$\bar{\rho}_\alpha$	Densidad efectiva	
ρ_m	Densidad de la mezcla	
P_{tot}	Presión total multifásica	Pa
$A_{\alpha\beta}$	Densidad del área interfacial	
ω	Velocidad angular	rad/s
S_{Cor}	Efectos de la fuerza de Coriolis	
S_{cfg}	Efectos de la fuerza centrífuga	
r	Vector de ubicación	
U	Velocidad relativa al marco de referencia	m/s
	DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	
T_P	Torque del eje conducido principal (requerido para el bombeo)	Nm
T_T	Torque del eje conductor (proporcionado por la turbina)	Nm
n_T	Velocidad de rotación de la turbina	rpm
n_P	Velocidad de rotación del eje conducido principal	rpm
D_T	Diámetro de la polea acoplada al eje de la turbina	m
D_P	Diámetro de la polea acoplada al eje conducido principal	m
R	Relación de transmisión entre el eje conductor y el eje conducido principal	
v	Velocidad lineal de la banda	m/s
ω	Velocidad angular	rad/s
r	Radio de la polea	m
D_G	Diámetro de la polea conducida del generador	m
T_G	Torque de la polea conducida del generador	Nm
n_G	Velocidad de rotación de la polea conducida del generador	rpm
D_F	Diámetro de la polea acoplada al generador	m
T_F	Torque de la polea acoplada al generador	Nm
n_F	Velocidad de rotación de la polea acoplada al generador	rpm

R_2	Relación de velocidad entre la polea conducida del generador y la polea acoplada al generador	
	GENERADOR ELÉCTRICO	
P_{el}	Potencia eléctrica de salida del generador	W
V_{gen}	Voltaje de salida del generador	V
I_{gen}	Corriente de salida del generador	A

LISTA DE ACRÓNIMOS

Acrónimo	Descripción
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics, por sus siglas en inglés)
IEA	International Energy Agency
INECC	Instituto Nacional de Ecología y Cambio Climático
INCAP	Instituto de Nutrición de Centro América y Panamá
IITCA	Instituto Interamericano de Tecnología y Ciencias del Agua
IWPDC	International Water Power y Dam Construction
ONUAA	Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación
OPS	Organización Panameriana de la Salud
SENER	Secretaría de Energía (México)
UAEMéx	Universidad Autónoma del Estado de México
UNIDO	United Nations Industrial Development Organization

1. INTRODUCCIÓN

La satisfacción de las necesidades alimentarias básicas de miles de millones de personas en el mundo es una tarea esencial que requiere de agua y energía. En el futuro cercano, el sector agrícola dependiente de la irrigación, tendrá que proporcionar el alimento adicional para alimentar poblaciones en rápido crecimiento, a pesar de que la escasez de agua aumenta, y de la competencia por ella entre los sectores domésticos e industrial (Fraenkel y Thake, 2010). La Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación (ONUAA, 2002) reportó que el 69% del agua que se extrae anualmente se utiliza para la agricultura. En lo referente a México, este porcentaje se estima en al menos un 76.3% (Martínez et al., 2019).

Un problema igual de importante, al que se enfrenta la humanidad es la contaminación del aire por la quema de combustibles fósiles, principalmente carbón, petróleo y gas lo que provoca alrededor de 4.5 millones de muertes anuales en todo el mundo (Farrow et al., 2020). Tan sólo en México, más del 70% de las emisiones de gases de efecto invernadero corresponden al sector energético, del cual el 34% se debe a la generación de energía eléctrica (Instituto Nacional de Ecología y Cambio Climático [INECC], 2018).

Es importante tener en cuenta que el acceso a energía eléctrica es indispensable para el desarrollo de cualquier comunidad, ya que brinda diferentes beneficios como mejores

servicios de salud, acceso a la información, mejor educación y seguridad, además de promover la productividad al aumentar las posibles horas de trabajo (Simmons y Lubitz, 2017). En México, de acuerdo con datos reportados por la Secretaría de Energía (SENER, 2020) 1.8 millones de personas no tienen acceso a energía eléctrica, principalmente en comunidades rurales.

En este trabajo de investigación se propone y desarrolla un sistema capaz de contribuir en la solución a estas necesidades. El sistema propuesto está conformado por una turbina tipo tornillo de Arquímedes que podría aprovechar el flujo de agua en ríos, o canales de riego, para la generación de energía eléctrica y/o bombeo de agua. Como sistema de bombeo, se utilizó una bomba de cuerda tipo II (Mancebo y Rebassa, 2010). Esta bomba se caracteriza por ser un dispositivo eficiente, económico y de sencilla construcción. Sin embargo, tiene como limitante principal, la entrada de potencia al sistema, la cual hoy en día, es proporcionada manualmente por el usuario. En el sistema propuesto, la turbina cuenta con un sistema de transmisión dual, el cual consta de una entrada: la turbina; y dos salidas: una que alimenta a un generador eléctrico y otra que acciona la bomba de cuerda.

Con el fin de optimar el diseño del tornillo de Arquímedes y la bomba de cuerda, se empleó la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD por sus siglas en inglés), la cual permitió la simulación de flujos, pudiendo identificar y analizar las variables más importantes que influyen en los fenómenos bajo estudio. Cabe resaltar que esta herramienta permitió reducir costos y tiempo de experimentación, permitiendo la evaluación de diversas geometrías y escenarios de operación.

1.1 Justificación

El agua es una necesidad primaria de todo ser vivo, por lo que el desarrollo de las comunidades y de toda la nación se ve influenciado por el acceso a este elemento (Fraenkel y Thake, 2010). Por lo anterior, se han desarrollado distintos mecanismos para la extracción de agua. Entre ellos, la bomba de cuerda o mecate tipo II la cual no requiere de energía eléctrica para su funcionamiento, siendo una opción accesible para comunidades rurales que no cuentan con electricidad. Sin embargo, la capacidad de descarga de estos dispositivos se ha visto limitada por la potencia que el ser humano es capaz de proporcionarle de forma manual: niños 40 W y adultos 150 W (Van Hemert et al., 1992).

En este trabajo de investigación se propuso que una micro-turbina tipo tornillo de Arquímedes, suministre la potencia necesaria a una bomba de cuerda tipo II para aumentar su capacidad de descarga, permitiendo un bombeo continuo. Cabe mencionar, que en la actualidad se han utilizado otros dispositivos como opción de suministro de energía a la bomba de cuerda tales como energía eólica y motores. Sin embargo, con el empleo del tornillo de Arquímedes como proveedor de potencia se resuelven algunos inconvenientes que han presentado otras tecnologías. En la Tabla 1.1 se muestra una comparativa de las ventajas y limitaciones que cada una de las tecnologías presenta.

Es importante resaltar que el dispositivo propuesto, mediante un sistema de transmisión dual no sólo puede ser utilizado como entrada de potencia a la bomba, sino también es capaz de generar energía eléctrica en el momento en que el usuario haya almacenado suficiente agua. Por lo que, se establece un dispositivo útil no sólo para contribuir a mejorar la calidad de vida de las personas que habitan en comunidades rurales, sino que podría también ser de utilidad para fortalecer diferentes procesos en la agricultura.

Tabla 1.1Comparativa de las tecnologías disponibles para el accionamiento de la bomba de cuerda

Generador de movimiento	Ventajas	Limitaciones
Manual (Fraenkel y Thake, 2010; Van Hemert et al., 1992)	*Bajo costo *Fácil mantenimiento y operación *Puede ser utilizada fácilmente por mujeres y niños *Diseño adaptable ya que utiliza componentes sencillos	*Potencia de entrada limitada a la capacidad y condición del usuario. *No se logra bombeo continuo
Tracción animal (Fraenkel y Thake, 2010)	*Aumenta la cantidad de agua que se puede bombear en comparación con el manual	*Inversión en el alimento de los animales *Limitada al cansancio de los animales
Molino de viento **(**Van Hemert et al., 1992; Williams et al., 2011)	*Se puede utilizar para bombear agua para ganado, riego y agua potable ya que suministra mayor caudal que la bomba accionada de forma manual *Posibilidad de accionar la bomba de forma manual cuando no se tienen las condiciones de viento adecuadas	*Variabilidad del viento a lo largo del día y del año, por lo que no se garantiza el bombeo continuo *Potencia limitada a la suministrada con un rotor de 3 metros de diámetro como máximo, por seguridad del sistema.
Motorizado (PRACTICA Foundation , 2004; Van der Wal et al., 2006; Van Hemert et al., 1992)	*No tiene la limitante de entrada de potencia, por lo que proporciona mayor caudal de descarga. *Permite bombear agua desde grandes profundidades *Bombeo continuo *Aplicable para regar y llenar tanques elevados	*Requiere de energía eléctrica o combustible para su funcionamiento *Posibles fallas de construcción relacionadas con fenómenos de fatiga *No existen suficientes experiencias para definir con precisión los alcances de este tipo de accionamiento.
Energía solar (Williams et al., 2011)	*Permite extraer mayor cantidad de agua de la que se puede obtener de forma manual *Aprovechamiento de energía renovable para su funcionamiento	*Variabilidad de las condiciones climáticas a lo largo del año por lo que no se garantiza el bombeo continuo *Costo y adquisición de los módulos fotovoltaicos. *Empleo de un banco de baterías que incrementa alrededor de al menos un 20% el costo de la instalación.
Tornillo de Arquímedes	*Aprovechamiento de energía renovable para su funcionamiento *Permite extraer mayor cantidad de agua de la que se puede obtener mediante otros tipos de accionamiento (a excepción del motorizado) *Aprovecha pequeños caudales (24.5 l/s) lo que la hace ideal para el bombeo incluso en temporadas de estiaje *El dispositivo puede ser instalado en serie para ajustarse a las necesidades del usuario en caso de requerir mayor cantidad de agua o energía. *El dispositivo puede ser instalado en paralelo para aprovechar mayor cantidad de flujo *Además del bombeo, el dispositivo es capaz de generar energía eléctrica.	*Uso exclusivamente en cursos de agua *No existen dispositivos operando en campo

En México, las centrales hidroeléctricas representan el 17% de la capacidad de generación instalada, de la cual únicamente el 0.03% corresponde a microcentrales (SENER, 2019). Lo que enfatiza la carencia en el desarrollo de tecnologías que aprovechen el potencial hidroeléctrico disponible a microescala. Además, de acuerdo con Palacios et al. (2017) se han identificado alrededor de 256 estructuras hidráulicas existentes que cuentan con potencial de generación a microescala (menor a 1MW). En su mayoría, dichas estructuras, son utilizadas para riego por lo que cuentan ya con una obra de toma. Se estima que, en total tienen una capacidad de instalación de 42.30 MW y 148.24 GWh de generación media anual. En la Figura 1.1 se presenta un mapa con la localización de los sitios en los que se encuentran las estructuras hidráulicas antes mencionadas.

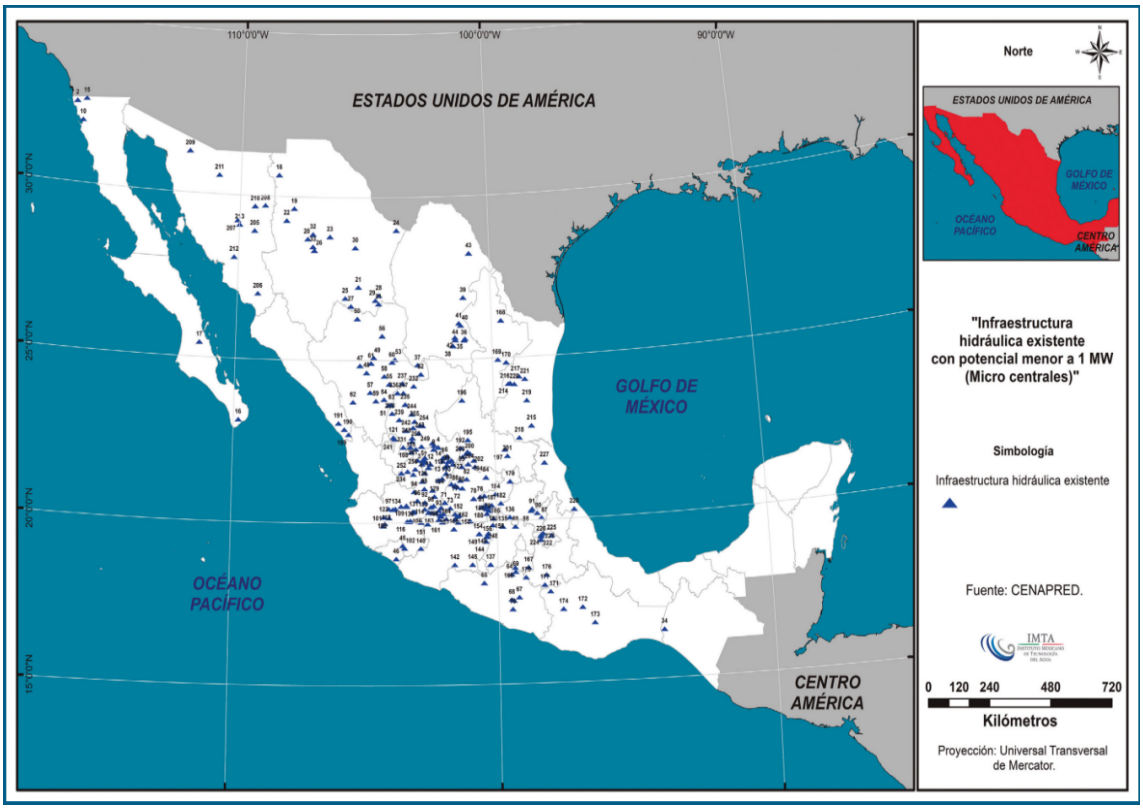


Figura 1.1 Infraestructura existente con potencial para microgeneración (menor a 1 MW) (Palacios et al.,2017).

Debido a las condiciones de operación, su bajo impacto ambiental y beneficios tanto económicos como sociales que ofrece el tornillo de Arquímedes parece ser una tecnología apta para la microgeneración hidroeléctrica sustentable en México.

Ahora bien, con respecto a la innovación científica que aporta esta investigación, y con base en una revisión minuciosa de información y proyectos relacionados con las tecnologías antes mencionadas, en ninguna parte del mundo se ha reportado investigación referente al acoplamiento de los sistemas: micro-turbina tipo tornillo de Arquímedes, bomba de cuerda tipo II, sistema de transmisión dual y generador eléctrico. Además, en este trabajo se empleó la CFD con el fin de evaluar y analizar el diseño del tornillo de Arquímedes y los pistones de la bomba de cuerda. Estas simulaciones tuvieron la finalidad de identificar oportunidades para proponer y realizar las modificaciones necesarias, previas a la materialización de los dispositivos, lo que permitió que operen en condiciones y rendimientos óptimos. Sin duda esta estrategia de desarrollo redujo tiempo, costos y recurso humano que implicaría la experimentación.

1.2 Hipótesis

Una micro-turbina hidráulica acoplada con un sistema de transmisión dual es capaz de generar la potencia necesaria para alimentar una bomba de cuerda de manera continua, así como de generar energía eléctrica mediante la optimación de sus parámetros geométricos.

1.3 Objetivo general

- Diseñar, analizar y evaluar un sistema turbina tipo tornillo de Arquímedes-bomba de cuerda con empleo de CFD con base en los parámetros de diseño y eficiencia del sistema para la generar de electricidad y/o bombear agua, utilizando la energía del flujo en ríos o canales.

1.4 Objetivos específicos

- Diseñar y simular una turbina tipo tornillo de Arquímedes mediante CFD considerando las diferentes condiciones de operación y características de la turbina, con la finalidad de generar la potencia necesaria para accionar el bombeo y/o la producción de energía eléctrica.
- Diseñar una bomba de cuerda tipo II mediante CFD para optimar los componentes que afectan en mayor medida su rendimiento; guía y pistones con el fin de suministrar la mayor cantidad de agua.
- Diseñar un sistema de transmisión adecuado con el fin de maximizar la descarga de la bomba y/o la producción de energía eléctrica.
- Elaborar los planos constructivos del sistema en SolidWorks, con el fin de sentar las bases para la futura construcción de estos dispositivos, la cual queda fuera de los alcances de este proyecto de investigación.

2. MARCO TEÓRICO

En este capítulo, se describe la teoría y antecedentes referentes a los componentes principales del sistema en estudio, tales como: el tornillo de Arquímedes, la bomba de cuerda y los sistemas de transmisión de potencia flexibles. Finalmente, se ofrece una visión global de la dinámica de fluidos computacional describiendo los principales modelos que rigen la simulación del flujo de fluidos en ANSYS Fluent y ANSYS CFX.

2.1 Generalidades de las micro centrales hidroeléctricas

Las centrales hidroeléctricas suelen clasificarse de acuerdo con su capacidad de generación, sin embargo, no hay un consenso a nivel mundial sobre dichas categorías. En efecto, se ha notado que la clasificación está dada por país o grupo de países. Algunos de ellos hacen uso de una categorización más detallada incluyendo términos como: mini-hidroeléctricas, micro-hidroeléctricas y pico-hidroeléctricas pero nuevamente, sin definiciones aceptadas globalmente (International Energy Agency [IEA], 2012).

Casini (2015), toma en cuenta las siguientes categorías: grandes hidroeléctricas (mayores a 10 MW) o pequeñas hidroeléctricas (hasta 10 MW). Las pequeñas centrales a su vez se dividen en mini-hidroeléctricas (hasta 1 MW), micro-hidroeléctricas (hasta 100 kW) y pico-hidroeléctricas (hasta 5 kW).

Por otro lado, en México esta clasificación es más general teniendo lo siguiente: grandes centrales hidroeléctricas (mayores a 30 MW), pequeñas centrales hidroeléctricas (menor a 30 MW y mayor a 5 MW), mini centrales hidroeléctricas (menor a 5 MW y mayor a 1 MW) y micro centrales hidroeléctricas (menor a 1MW) (Palacios et al., 2017). Para fines de este documento, se asume esta última clasificación.

Las micro centrales hidroeléctricas normalmente utilizan el flujo natural del río, incluyen poco o ningún almacenamiento de agua controlado, por lo que al no contar con grandes embalses o un control significativo del caudal del río, minimizan las desventajas asociadas con las grandes presas, pero teniendo el inconveniente de obtener energía eléctrica variable (YoosefDoost y Lubitz, 2020).

La micro generación ofrece otras ventajas frente a la generación a gran escala las cuales se enlistan a continuación (Dunn, 2000):

- ✓ Modularidad: Al agregar o quitar unidades, el tamaño del sistema de micro generación se puede ajustar para que coincida con la demanda.
- ✓ Periodo de construcción corto: es posible planificar, ubicar y construir más rápidamente centrales en microescala en comparación con los grandes sistemas.
- ✓ Fiabilidad y resiliencia: es poco probable que todas las micro centrales fallen simultáneamente. Además, son más fáciles y económicas de reparar.
- ✓ Instalación en zonas rurales: las micro hidroeléctricas ofrecen la opción de aumentar el acceso a la electricidad en países en desarrollo, ya que pueden instalarse de manera independiente de la red eléctrica lo que hace que la micro generación sea una opción para comunidades de difícil acceso (Simmons y Lubitz, 2017). Por otro lado, a diferencia de otras tecnologías como la eólica o solar, no hace uso de un sistema de baterías para el almacenamiento de energía lo cual disminuye su costo de inversión.

2.2 Tornillo de Arquímedes

El tornillo de Arquímedes consiste en un eje con álabes helicoidales montado sobre un canal regularmente semicircular (Müller y Senior, 2009). Este dispositivo fue patentado en 1992 por Karl-August Radlik para la generación de energía eléctrica (Nuernbergk y Rorres, 2013), ya que era utilizado como bomba desde hace cientos de años (Waters y Aggidis, 2015).

El agua llega por la parte superior del tornillo y se traslada por la longitud de éste, ejerciendo presión hidrostática sobre sus álabes provocando su giro, por lo que al acoplarlo con un generador eléctrico es capaz de producir energía. En la Figura 2.1 se muestra el esquema general del tornillo de Arquímedes, así como sus componentes principales.

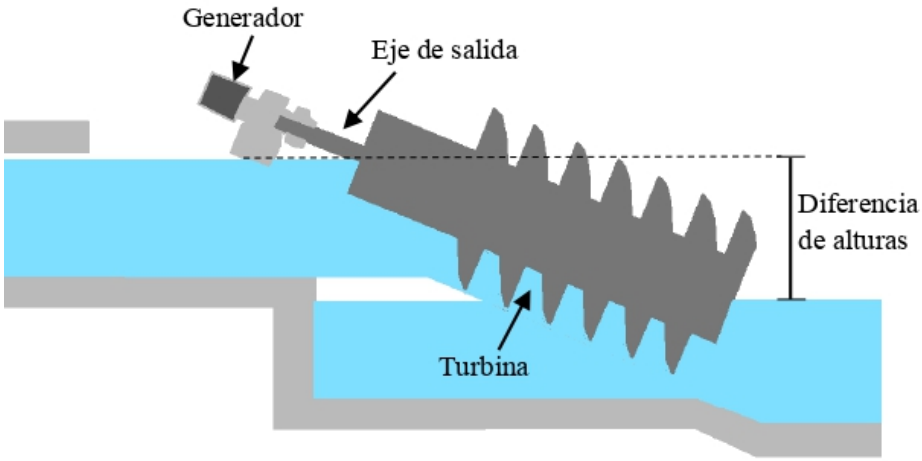


Figura 2.1 Esquema general del tornillo de Arquímedes como generador de electricidad (elaboración propia)

Es importante mencionar que esta turbina es clasificada dentro del grupo de las máquinas de presión cuasi-estática al igual que las ruedas de agua (YoosefDoost y Lubitz, 2020). Lo anterior con base en que opera gracias a la diferencia de presión hidrostática provocada por el peso del agua a través de sus álabes (Williamson et al., 2014). Sin embargo es necesario tomar en cuenta que otros autores como Okot (2013) lo consideran dentro de la categoría de las turbinas de reacción.

Debido a las condiciones de operación en las que trabaja el tornillo de Arquímedes, es lo que lo hace apto para la micro generación hidroeléctrica ya que aprovecha eficientemente cargas hidráulicas menores a 10 m y caudales hasta de 10 m^3/s (Dellinger et al., 2016). Incluso se

ha planteado la posibilidad de que estos dispositivos trabajen sin carga hidráulica, aprovechando únicamente la energía cinética del flujo (Stergiopoulou y Kalkani, 2013).

2.2.1 Tornillo de Arquímedes en el mundo

Con base en la investigación y consulta con fabricantes realizada por Lashofer et al. (2012) se estima, que alrededor del mundo se han instalado más 400 tornillos de Arquímedes, los cuales funcionan como generadores de electricidad registrando eficiencias mayores al 75%. De acuerdo con una encuesta realizada por los autores antes mencionados, estos dispositivos se encuentran operando principalmente en Europa. Como resultado, se documentó la localización de 71 tornillos de Arquímedes como generadores de energía (Tabla 2.1), identificando a Alemania como el país que más aprovecha esta tecnología. Las capacidades de generación de las turbinas registradas van desde los 10 kW hasta los 140 kW siendo las centrales de 10 a 60 kW las más comunes.

Tabla 2.1 Países que utilizan el tornillo de Arquímedes para generación hidroeléctrica (Lashofer et al., 2012)

País	**Tornillos de Arquímedes instalados**
Alemania	30
Reino Unido	18
Austria	14
Italia	4
Irlanda	1
Luxemburgo	1
Francia	1
Suiza	1
República Checa	1

En América, únicamente se han instalado 2 de estas turbinas, una de ellas en el norte de Estados Unidos de América y otra en Canadá (YoosefDoost y Lubitz, 2020).

Figura 2.2. Tornillo de Arquímedes portátil (Suminoseisakusho, 2015)

En lo referente al continente asiático, en Indonesia se ha desarrollado la versión comercial de un pequeño tornillo de Arquímedes portátil (Figura 2.2) capaz de aprovechar caudales de 10 l/s y cargas hidráulicas de 0.1 m con una capacidad de 10 W brindando la opción de que sean conectados en serie o paralelo para aumentar la generación eléctrica. En Japón, se encuentra instalado desde el 2017 un tornillo de Arquímedes que opera con un caudal de 0.1 m^3/s y carga hidráulica de 0.7 m teniendo una capacidad de generación de 500W, la suficiente energía para alumbrado, hacer funcionar un refrigerador o equipo de telecomunicación (United Nations Industrial Development Organization [UNIDO], 2020).

2.2.2 Beneficios del tornillo de Arquímedes

El uso, implementación e investigación relacionada con el tornillo de Arquímedes ha ido incrementando, debido a los beneficios que brinda en comparación con otras tecnologías de microgeneración. Estos beneficios son palpables tanto en el ámbito social, económico, como ambiental, y cumplen de esta manera con los 3 ejes para proyectos de desarrollo sustentable (Figura 2.3) propuestos por René Passet en 1979 (YoosefDoost y Lubitz, 2020).

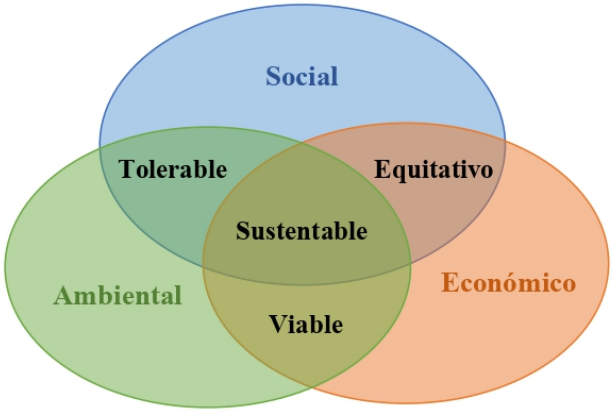


Figura 2.3. Componentes del desarrollo sustentable. (Modificado de Dréo (2007))

En la Tabla 2.2, se presentan las principales ventajas de una turbina tipo tornillo de Arquímedes.

Tabla 2.2. Ventajas del tornillo de Arquímedes

Tipo	Ventajas
Técnicas	✓ Aprovechan cargas hidráulicas desde 0.1 a 10 metros (Simmons y Lubitz, 2017) ✓ Operan con caudales de 0.1 a 10 m^3/s (Simmons y Lubitz, 2017) ✓ Eficiencias típicas del 60 al 80% (Simmons y Lubitz, 2017) ✓ No requiere de grandes embalses para su funcionamiento (YoosefDoost y Lubitz, 2020) ✓ Pueden funcionar incluso con flujo altamente contaminado con sedimentos (Durrani y Uzair, 2019) ✓ Se pueden utilizar para generar energía eléctrica a partir de aguas residuales no tratadas (International Water Power y Dam Construction [IWPDC], 2010). ✓ Pueden ser instalados en serie o en paralelo y, de esta manera, aumentar la producción de energía eléctrica (Figura 2.4) (SinFín, 2019)
Económicas	✓ Requiere de poco mantenimiento, lo que lo hace idóneo para países y regiones no desarrolladas. ✓ Se prevé que los costos generales de funcionamiento y mantenimiento sean inferiores a los de otras turbinas (Bennion, 2013). ✓ Genera hasta un 15% más de energía anual que una turbina Kaplan (Adlard, 2011) ✓ Permite la generación de electricidad en lugares donde no es posible construir grandes presas.

Sociales	✓ Fabricación local, lo que fomenta el empleo (Simmons y Lubitz, 2017) ✓ Su uso podría contribuir a reducir la dependencia al diésel y queroseno para linternas, refrigeración y estufas disminuyendo el riesgo de incendios y contaminación del aire al interior de las viviendas.
Ambientales	✓ No obstruye la migración de peces ya que permite su paso a través de los álabes (Figura 2.5): ▪ El paso por el tornillo de Arquímedes no interfiere en la velocidad de migración de los peces (salmones en este caso) (Havn et al., 2017) ▪ La mortalidad de los peces que pasan a través de una turbina Francis es mayor en comparación con los que atraviesan el tornillo de Arquímedes (Havn et al., 2017). ▪ El tornillo de Arquímedes no interfiere con la migración de anguilas y no tiene impactos en su mortalidad (Piper et al., 2018) ▪ Al pasar a través de un tornillo de Arquímedes se tiene una caída gradual y leve en la presión por lo que es poco probable que los peces sufran de lesiones como barotrauma (Boys et al., 2018) ✓ Permite el paso de sedimentos y escombros flotantes (Rinaldi et al., 2015). ✓ No contribuye con la generación de gases efecto invernadero, por lo que hace de estos artefactos una aportación a la adaptación y mitigación del cambio climático.

Figura 2.4. Tornillos de Arquímedes instalados en paralelo (Sinfín energy, 2019).

Figura 2.5. Paso de peces a través de un tornillo de Arquímedes (Tecnologías y equipos para el medio ambiente, 2021)

2.2.3 Antecedentes del diseño del tornillo de Arquímedes

A pesar de que el tornillo de Arquímedes es capaz de brindar todos los beneficios y ventajas mencionadas anteriormente. Al ser una tecnología relativamente nueva para la generación de electricidad, no cuenta con guías, normas o reglas generales para su diseño hidráulico óptimo (Lyons y Lubitz, 2013).

Sin embargo, se han efectuado experimentos que han permitido optimar algunos parámetros geométricos de la turbina y determinar algunas condiciones generales en las que se obtienen mejores rendimientos (Lubitz et al. 2014; Dellinger et al, 2016). Igualmente, se han propuesto distintos modelos matemáticos que intentan predecir su eficiencia y potencia mecánica (Müller y Senior, 2009; Nuernbergk y Rorres, 2013).

Los principales parámetros geométricos del tornillo de Arquímedes son: diámetro exterior (D_o) , diámetro interior (D_i) , paso (S), número de álabes (N), longitud (L) y ángulo de inclinación (β) (Shahverdi et al., 2020), los cuales se presentan en la Figura 2.6.

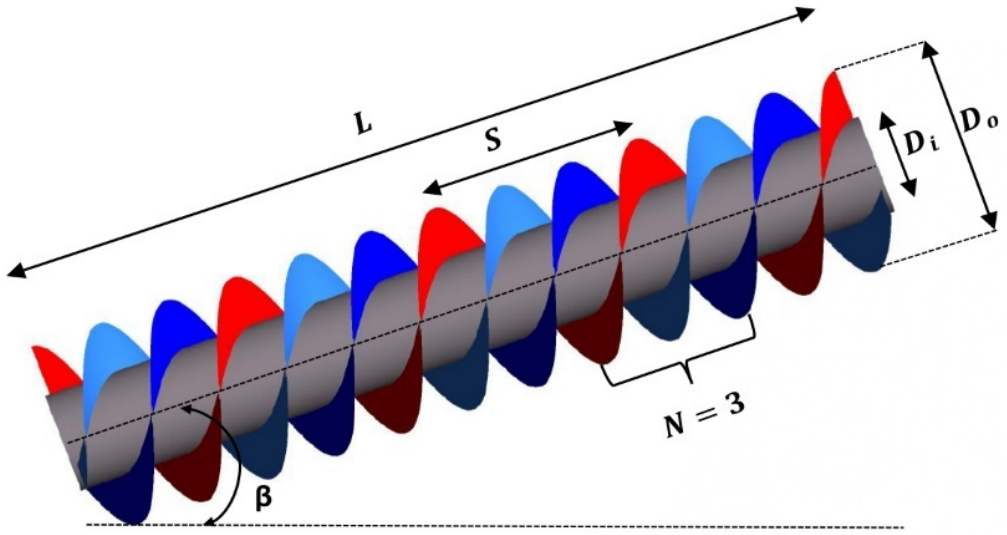


Figura 2.6 Parámetros geométricos del tornillo de Arquímedes (elaboración propia)

Los estudios hasta ahora encontrados en la revisión bibliográfica han permitido recuperar hallazgos sobre algunas relaciones geométricas que mejoran el rendimiento del tornillo de Arquímedes tales como $D_i/D_o = 0.5$ $S/D_o = 1$ y $L/D_o = 4$ (Lubitz et al., 2014).

Adicionalmente, uno de los parámetros geométricos que más ha sido estudiado de manera teórica y experimental es el ángulo óptimo de inclinación de la turbina. Erinofiardi et al. (2017) construyeron un tornillo de Arquímedes de un álabe con 0.142 m de diámetro exterior, 0.646 m de longitud y 0.054 m de paso para el cual, suministraron un caudal constante de 1.2 l/s y probaron 3 valores de inclinación: 22°, 30° y 40°. Teniendo como resultado que a mayor ángulo de inclinación la turbina giraba más rápido. Sin embargo, esta velocidad de rotación no se tradujo en mayor generación de energía sino en mayores pérdidas por fricción. Este trabajo concluyó que el ángulo óptimo de operación era de 22°, pues se alcanzó la mayor eficiencia del dispositivo con esta inclinación.

Por otro lado, Shahverdi et al. (2020) compararon distintos parámetros geométricos del tornillo de Arquímedes mediante un modelo matemático con el fin de optimar y diseñar adecuadamente la turbina para ser instalada en lugar de las estructuras disipadoras de energía en el canal de Aghili en la provincia de Khuzestán en Irán. Estos autores llegaron a obtener eficiencias teóricas incluso mayores al 90%. En su investigación se probaron tornillos con longitudes de 4, 5, 6 y 7 metros, número de álabes de 1 a 5 y ángulos de inclinación de 15 a 35°. De manera general, los tornillos de todas las longitudes obtuvieron mejores eficiencias

en el rango de 20 a 30° de inclinación (eficiencias del orden del 80%), así como en turbinas con 2 y 3 álabes.

Con respecto a las condiciones de flujo en la turbina, Dellinger et al. (2016), desarrollaron un modelo matemático para estimar el nivel adecuado de inmersión de la turbina, controlando el nivel aguas abajo de la misma, para lo cual obtuvieron valores óptimos de inmersión de 0.5 a 0.6 el diámetro de la turbina. Cabe destacar que este valor variaba de acuerdo con la inclinación de la turbina (se probaron valores de 20°, 24° y 28°); a menor ángulo de inclinación, la inmersión óptima era mayor y viceversa. Estos resultados fueron validados de manera experimental con un tornillo de 0.096 m de radio exterior, 0.4 m de longitud, 3 álabes y un paso de 0.192 m. Las eficiencias tanto teóricas como experimentales resultaron ser mayores al 80% con el nivel de inmersión óptimo, llegando a la conclusión de que un nivel de inmersión incorrecto puede causar hasta un 20% de pérdidas en la turbina.

En lo que se refiere a los modelos matemáticos desarrollados para predecir la eficiencia del tornillo de Arquímedes, Müller y Senior (2009) propusieron un modelo simplificado con base en la presión hidrostática a lo largo de la superficie del tornillo y, asumiendo que la eficiencia del dispositivo es independiente de la velocidad de rotación, es decir, despreciando las pérdidas por fricción. Sin embargo, para obtener una ecuación compacta para predecir la eficiencia, su modelo simplifica la geometría del tornillo a tal grado que no es aplicable como una herramienta de diseño práctica.

Adicional a lo anterior, se han construido modelos matemáticos más complejos, en los que la principal hipótesis es que el nivel del agua en cada balde es el nivel más alto en el que no fluye agua al siguiente balde sobre la parte superior del cilindro interior (Lubitz et al., 2014).

En lo que concierne a las principales pérdidas que se pueden presentar en el tornillo de Arquímedes, se encuentran (Shahverdi et al., 2020): las pérdidas por fricción hidráulica y en los cojinetes, las pérdidas por inmersión (Dellinger et al., 2016) y las pérdidas a causa de las fugas de flujo derivadas del sobrellenado y pérdidas por la brecha en la turbina. Esta última es la pequeña distancia que hay entre el canal y la turbina por lo que entre menor sea esta distancia, menores serán las fugas de flujo. Para ello, Lubitz (2014) propuso un modelo matemático que permite predecir este flujo de fuga en un canal circular.

Con el fin de mejorar el rendimiento del tornillo de Arquímedes, Harding y Fillerup (2014) patentaron el diseño de un tornillo el cual, en lugar de tener álabes perpendiculares al eje central de la turbina éstos se encuentran inclinados (cóncavos) como se muestra en la Figura 2.7. Este cambio geométrico en la turbina mejoró su eficiencia de un 9 a un 10% cuando la turbina se encuentra operando con su caudal de diseño.

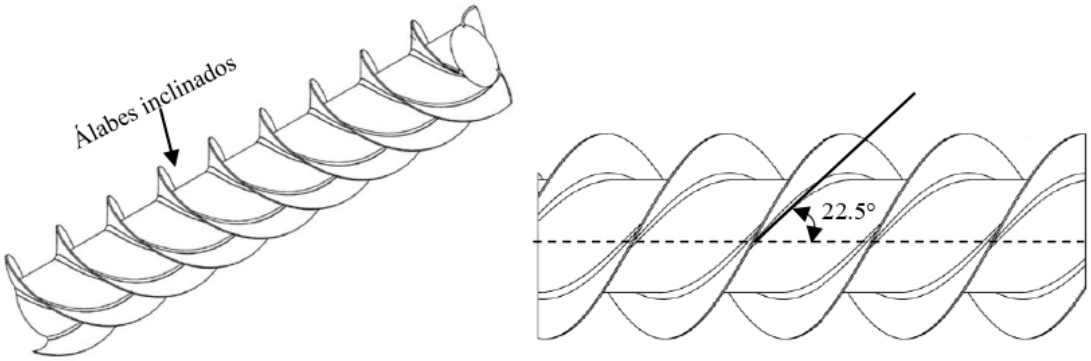


Figura 2.7 Tornillo de Arquímedes con álabes cóncavos patentado por Harding y Fillerup en 2014

En contraste con la patente anterior, Straalsund et al. (2018), realizaron pruebas experimentales de tornillos de Arquímedes con diferente forma de álabes, con el fin de comparar su rendimiento. La Figura 2.8 ilustra los distintos álabes evaluados. Estas geometrías fueron seleccionadas con base en la patente de Rorres (2014) quien demostró teóricamente que una cumbrera (*strake*) presenta mayor volumen de agua en cada giro sin que éste se desborde, por lo que los autores plantearon la hipótesis de que esto ocasionaría una velocidad de giro menor reduciendo las pérdidas por fricción y aumentando el rendimiento de los tornillos de Arquímedes. Sin embargo, las pruebas experimentales realizadas demostraron que en general las 3 turbinas presentaron la misma tendencia, teniendo las mejores eficiencias con el tornillo de álabes helicoidales (de hasta 70%).

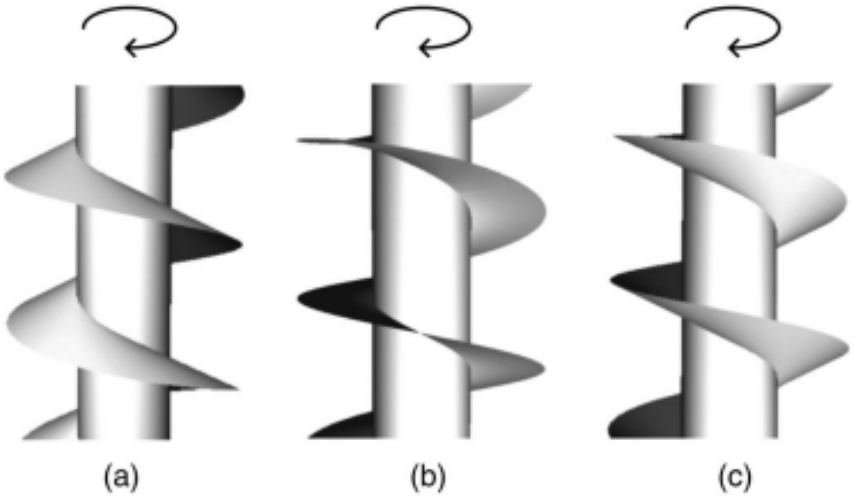


Figura 2.8. Tipos de álabes evaluados por Straalsund et al. (2018). a) cumbrera (strake), b) helicoide y c) cumbrera inversa (reverse strake)

Otra patente relacionada con el tornillo de Arquímedes es el diseño propuesto por Webber (2016). El cual consta de un álabe excluyendo el eje central de las turbinas convencionales (Figura 2.9). Este dispositivo fue diseñado para ser utilizado de manera paralela a la corriente aprovechando la velocidad del flujo. El objetivo de este diseño es mejorar la eficiencia bajo ciertas condiciones de operación con respecto a los dispositivos convencionales. Sin embargo, cabe mencionar que no se presentaron resultados de estudios experimentales o teóricos que validen la hipótesis planteada por los autores.

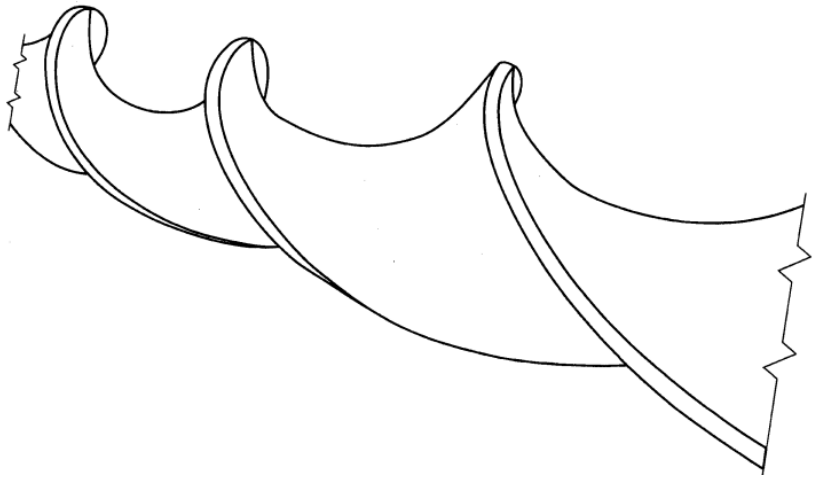


Figura 2.9 Diseño de turbina de tornillo sin eje patentado por Webber (2016)

2.2.3.1 Potencia mecánica y eficiencia de un tornillo de Arquímedes

La potencia mecánica generada por un tornillo de Arquímedes depende del torque, o momento de torsión generado, y la velocidad de rotación angular de la turbina. Por lo que de acuerdo con Erinofiardi et al. (2017) se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$P_{mecánica} = \omega T \quad [1.1]$$

Donde: $P_{mecánica}$ es la potencia mecánica de la turbina (W) y ω es la velocidad angular de la turbina (rad/s) y T el torque (Nm).

Algunos autores, como Khan et al. (2019) utilizan la velocidad de rotación del tornillo como la velocidad teórica máxima recomendada por Muysken (1932). Esta velocidad angular fue obtenida de manera empírica, de tal manera que, si el tornillo gira más rápido que el valor establecido, las pérdidas por fricción serían sumamente elevadas. Dicha velocidad de rotación depende únicamente del diámetro exterior del tornillo:

$$n \leq \frac{50}{(D_o)^{2/3}} \quad [1.2]$$

Donde n es la velocidad de rotación en rpm y D_o el diámetro exterior del tornillo en metros.

Por otra parte, un método más reciente para obtener la velocidad de rotación del tornillo es el propuesto por Alberto (2011), el cual se basa en el triángulo de velocidades de la turbina (Figura 2.10). Es decir, el agua llega a la turbina con una velocidad de entrada v_{ent}, la cual es aproximadamente igual a Q/A, el tornillo se mueve con una velocidad rotacional u debido al ángulo de inclinación de la hélice α (Figura 2.11) y una velocidad de salida v_{sal}. De manera teórica, esta última es igual a la velocidad de entrada por ser una turbina que opera únicamente por el peso del agua sobre las hélices, siendo la velocidad de rotación igual a:

$$u = \omega * y_c \quad [1.3]$$

Obteniendo la velocidad angular:

$$\tan(\alpha) = \frac{u}{v_{ent}} \quad [1.4]$$

$$u = v_{ent} * \tan(\alpha) = \omega * y_c \quad [1.5]$$

$$v_{ent} = \frac{Q}{A_m} \quad [1.6]$$

$$u = \frac{Q * \tan(\alpha)}{A_m} \quad [1.7]$$

$$\omega = \frac{Q * \tan(\alpha)}{A_m * y_c} \quad [1.8]$$

Donde ω es la velocidad angular de la turbina en rad/s, Q el caudal de entrada en m^3/s, A_m el área mojada transversal del tornillo en m^2, y_c la ubicación del centroide del área mojada de la sección transversal del tornillo (Figura 2.12) y α el ángulo de inclinación de los álabes.

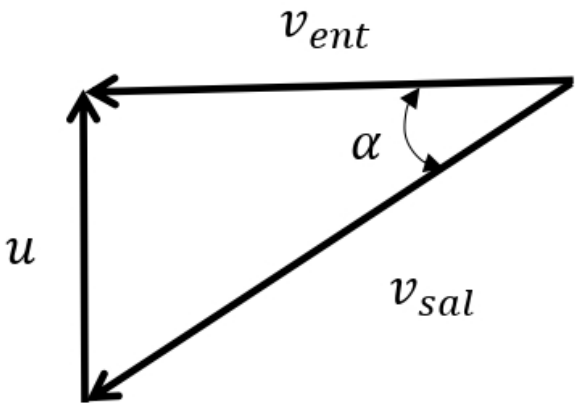


Figura 2.10 Triángulo de velocidades

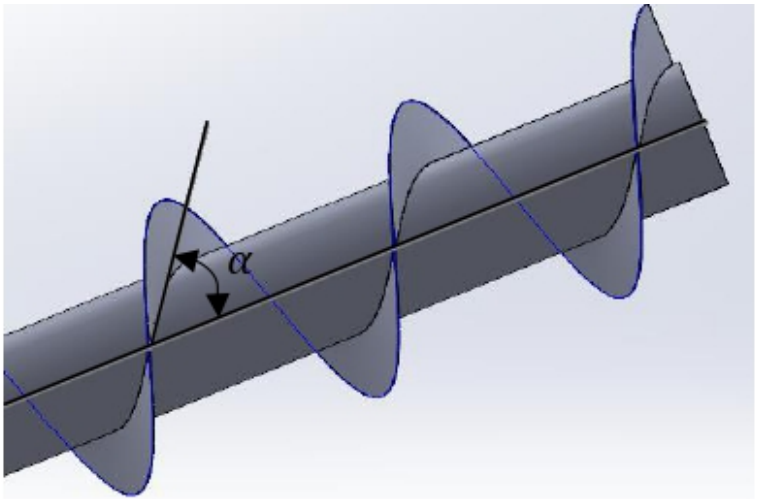


Figura 2.11 Ángulo de inclinación de los álabes, α.

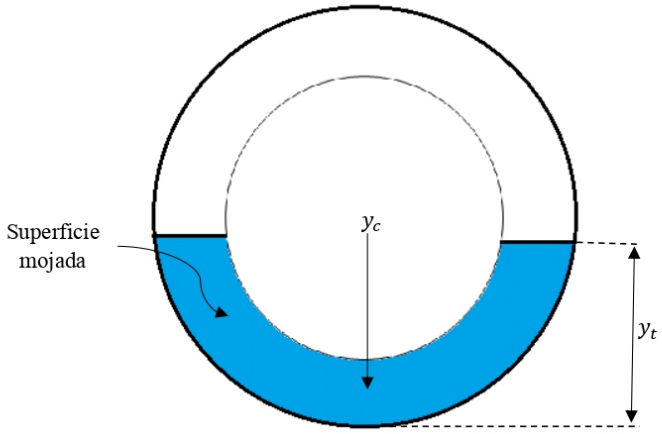


Figura 2.12 Superficie mojada en la sección de entrada a la turbina

Por otra parte, también es de interés obtener el rendimiento de estos dispositivos, el cual de acuerdo con Erinofiardi et al. (2017) se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\eta_{turbina} = \frac{P_{mecánica}}{P_{hidráulica}} \quad [1.9]$$

Donde $P_{mecánica}$ es la potencia mecánica de la turbina (W) y $P_{hidráulica}$ la potencia hidráulica disponible (W).

La potencia hidráulica, se obtiene de la siguiente manera (Lyons y Lubitz, 2013) :

$$P_{hidráulica} = \rho g Q H \quad [1.10]$$

Donde $P_{hidráulica}$ es la potencia hidráulica en W, ρ es la densidad del agua en kg/m^3, g la aceleración de la gravedad en m/s^2, Q el caudal en m^3/s y H la carga neta disponible del agua, es decir, la diferencia de alturas entre la entrada y salida del flujo en m (ver Figura 2.1).

2.2.3.2 Simulación del tornillo de Arquímedes mediante CFD.

La CFD es una herramienta que permite simular el comportamiento de fluidos en un medio, por lo que es de utilidad para distintos campos de la ingeniería tales como la industria automotriz, aeronáutica, la hidráulica y la mecánica permitiendo mejorar el diseño de turbomáquinas, motores, álabes, etc. (López, 2015).

Es por ello, que algunos autores han hecho uso de la Dinámica de Fluidos Computacional para mejorar el diseño del tornillo de Arquímedes e incluso obtener su potencia mecánica y

eficiencia. Sin duda, la CFD es una buena alternativa a la experimentación y uso de modelos matemáticos complejos en el estudio del tornillo de Arquímedes. Hasta hoy en día, se han utilizado dos métodos de simulación para este tipo de turbinas; el primero corresponde al tornillo de Arquímedes estático en el cual, el flujo llena completamente el canal en el que se encuentra, esto con el fin de evaluar la presión y velocidad en distintas secciones de la turbina. El segundo tipo de simulación se asemeja a las condiciones de operación real del tornillo, debido a que se encuentra girando y la sección de canal se modela a superficie libre.

Rosly et al. (2016) simularon mediante CFD un tornillo de 1.14 metros de largo, diámetro exterior de 0.11 metros, 35° de inclinación, con 2 y 3 álabes, variando el número de vueltas por aspa 3, 6 y 9. La simulación se realizó con el tornillo estático, canal lleno y una velocidad del flujo de entrada de 2.47 m/s. El principal resultado fue la determinación de una eficiencia máxima del 81% con el tornillo de 3 álabes y 3 vueltas por aspa. Los resultados de la simulación fueron validados con el modelo matemático simplificado propuesto por Müller y Senior (2009). Sin embargo, se ha llegado a la conclusión que, en la realidad, la eficiencia calculada con este método simplificado es sobreestimada. Lo anterior debido a que este modelo matemático predice la eficiencia independientemente de la velocidad de rotación de la turbina por lo que en la realidad, se espera que la eficiencia disminuya (Lubitz et al., 2014).

Por su parte, Khan et al. (2019), compararon el número de álabes y su influencia en la eficiencia del tornillo mediante simulación con CFD. Estos autores, emplearon un dispositivo de 5.2 metros de longitud y radio exterior de 1.6 metros con un caudal de 820 l/s y 2.2 metros de altura, características que corresponden a las condiciones del río en la comunidad de Shahdra Islamabad en Pakistán. Como condición de entrada utilizaron una velocidad de flujo de 2 m/s para las simulaciones con 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 y 10 aspas manteniendo el tornillo estático. El resultado sobresaliente del estudio fue la eficiencia del 87% en la turbina con 5 aspas. Sin embargo, estos resultados no fueron validados o comparados con resultados experimentales.

Adicionalmente, con el fin de determinar el efecto del número de álabes en la distribución de presiones a lo largo de la turbina Maulana et al. (2018), simularon tornillos de Arquímedes de 0.55 m de diámetro exterior 0.15 m de diámetro interior, longitud de 2.5 m y 1, 2 3 y 4 álabes teniendo una velocidad de flujo a la entrada de 2 m/s. Por lo que además, de obtener

los contornos de presión colocaron planos en distintas secciones de la turbina con el fin de observar cómo evolucionaba la presión a lo largo del dispositivo llegando a las siguientes conclusiones: la presión máxima se produce en la entrada de la turbina; con el aumento de álabes, el pico de presión disminuye teniendo una distribución más uniforme, y finalmente la turbina con 2 álabes muestra una distribución más uniforme de la caída de presión en todas las partes de las aspas lo que produce mejor torque y estabilidad en la turbina.

En otro estudio, desarrollado por Maulana et al. (2018), se evaluó el efecto que tiene el número de ciclos (7, 9 y 11) en un tornillo de Arquímedes de un álabe y 0.8396 m de diámetro exterior en la presión, velocidad del flujo y energía cinética de turbulencia contando con una velocidad de flujo a la entrada de los dispositivos de 0.01579 m/s. Los autores determinaron que, la diferencia de presión que ocurre en los dispositivos es proporcional a la transferencia de momento que ocurre entre el fluido y la turbina. Además, resaltan el hecho de que en cuanto mayor sea la presión mayor será el resultado de la rotación del eje. Por otra parte, describen que la velocidad de flujo dentro de la turbina resulta inversamente proporcional a la presión. Resultando como mejor opción un tornillo de 7 ciclos para este caso.

Cabe resaltar, el hecho de que los estudios previamente mencionados han sido desarrollados bajo un esquema de tornillo estático y canal lleno, situación que no se presenta en la realidad. En consecuencia, otros autores como Dellinger, et al. (2019) y Espinosa (2019) han hecho uso de un esquema de simulación diferente, el cual involucra el tornillo en movimiento y el canal a superficie libre. Los resultados obtenidos bajo este esquema de simulación proporcionan datos más certeros del fenómeno que sucede en la realidad.

Dellinger et al. (2019) estudiaron el efecto de la inclinación y número de álabes en la potencia de salida en un tornillo de Arquímedes de 0.316 m de diámetro exterior, 0.169 m de diámetro interior, 0.318 m de paso, una brecha de 0.002 m y longitud de 1.221 m. Para el cual variaron del ángulo de inclinación de 10 a 38° y número de álabes de 3 a 5. Emplearon el programa OpenFOAM, con el modelo Volume of Fluid (VoF), utilizando una malla estructurada con un refinamiento en la parte de la brecha entre el canal y la turbina, durante todas las simulaciones la velocidad de rotación del tornillo se mantuvo fija (50 rpm) independientemente de las características del flujo. Para su diseño en específico, resultó ser la turbina con 5 álabes la que minimizaba en mayor medida las pérdidas por fuga. Por otra

parte, se obtuvo un ángulo óptimo de inclinación diferente para cada turbina con diferente número de álabes: 3 álabes – 15°, 4 álabes – 20°, 5 álabes – 24.5°.

Por su parte, Espinosa (2019) trabajó con un tornillo de Arquímedes de 3 álabes, longitud de 4.4 m, diámetro exterior de 1.9 m, diámetro interior de 1.016 m, paso de 1.9 m y ángulo de inclinación de 22°. Como software de simulación utilizó ANSYS CFX, como velocidad de giro del tornillo seleccionó 10 y 20 rpm basándose en el criterio de ser una turbina de baja velocidad de rotación. El objetivo del estudio fue comparar la eficiencia y torque del tornillo operando en distintas condiciones de flujo y velocidad de rotación del tornillo. Como resultados principales se obtuvo que, al operar con menor caudal y rpm (10 rpm y 0.87 m^3/s) el torque generado es menos fluctuante en comparación con el caudal y rpm máximas consideradas (20 rpm y 5.2 m^3/s) en las que se obtuvo una evolución periódica de máximos y mínimos del torque a lo largo del tiempo. Igualmente, concluyó que al tener menores rpm el torque generado es mayor operando con el mismo caudal. Finalmente, obtuvo una eficiencia máxima mayor al 100% con un caudal de entrada de 0.87 m^3/s y 20 rpm lo que se interpreta como una sobreestimación en la velocidad de rotación de la turbina operando con las condiciones de flujo propuestas.

2.2.4 Canales

En este apartado se presenta la teoría relacionada con canales debido a que en la mayoría de las microcentrales hidroeléctricas que operan con un tornillo de Arquímedes se hace uso de una obra de toma, por lo que es necesario realizar el correcto diseño del canal de entrada al tornillo.

Un canal abierto es un conducto que transporta agua a superficie libre, es decir, una de sus fronteras se encuentra en contacto con el aire y el movimiento del agua es por efecto de la gravedad. De acuerdo con su origen, el canal puede ser natural o artificial (French, 1988). Los canales naturales incluyen todos los cursos de agua que existen de manera natural en la Tierra como arroyos, ríos grandes o pequeños, entre otros. Incluso las corrientes subterráneas con una superficie libre son consideradas como canales abiertos naturales (Chow, 1994). Por otra parte, los canales artificiales son aquellos que han sido construidos por el hombre (French, 1988) como canales de navegación, canales de centrales hidroeléctricas, canaletas de irrigación, etc. (Chow, 1994). Los canales artificiales permiten mantener las condiciones

hidráulicas hasta un nivel deseado, debido a que son diseñados para cumplir con ciertas especificaciones. Este tipo de infraestructura hidráulica se caracteriza por tener una pendiente suave y el piso puede ser revestido o no revestido con piedras, concreto, cemento o madera.

Los canales artificiales, son diseñados con secciones prismáticas regulares tales como rectangular, trapecial, triangular, parabólica, circular, entre otras. Estos canales son comúnmente utilizados en sistemas de alcantarillado.

2.2.4.1 Elementos geométricos de una sección transversal de canal

Los elementos geométricos de una sección de canal son muy importantes para el cálculo de flujo. Algunos de estos elementos se enlistan a continuación (Chow, 1994):

- Profundidad de flujo o tirante del flujo (y): es la distancia vertical desde el punto más bajo de la sección del canal hasta la superficie libre.
- Nivel: es la elevación o distancia vertical desde un nivel de referencia hasta la superficie libre.
- Ancho de superficie libre del agua (T_s): es el ancho de la superficie libre del agua en el canal.
- Área hidráulica (mojada, A_m): es el área de la sección transversal del flujo perpendicular a la dirección de flujo.
- Perímetro mojado (P_m): es la longitud de la línea que es la interfase entre el fluido y el contorno del canal
- Radio hidráulico (R_h): es la relación del área mojada con respecto a su perímetro mojado.

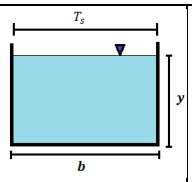
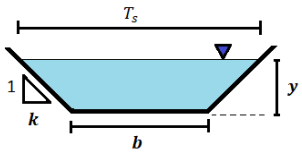
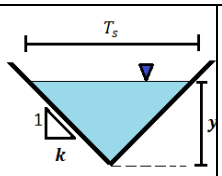
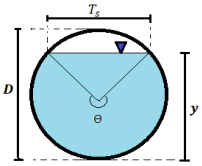
$$R_h = \frac{A_h}{P_m} \qquad [1.11]$$

- Profundidad hidráulica media (D_h): es la relación entre el área mojada y el ancho de la superficie libre

$$D_h = \frac{A_h}{T_s} \qquad [1.12]$$

En la Tabla 2.3 se presentan las ecuaciones para los elementos geométricos básicos de algunas de las secciones transversales de canal más utilizadas.

Tabla 2.3. Geometría de las secciones de los canales abiertos más comunes (Modificado de: Mott, (2006))

Sección transversal / Parámetro				
Área hidráulica (A_h)	by	$(b+ky)y$	ky^2	$\theta = 2 * \cos^{-1}(1-\frac{2y}{D})$ $\frac{D^2}{8}(\theta - sen\,\theta)$ θ en radianes
Perímetro mojado (P_m)	$b+2y$	$b+2\sqrt{1+k^2}\ y$	$2\sqrt{1+k^2}\ y$	$D\theta$
Radio hidráulico (R_h)	$\frac{by}{b+2y}$	$\frac{(b+ky)y}{b+2\sqrt{1+k^2}\ y}$	$\frac{ky^2}{2\sqrt{1+k^2}\ y}$	$\frac{D}{8}(1-\frac{sen\theta}{\theta})$

2.2.4.2 Flujo uniforme

Es poco probable que el flujo uniforme se presente en canales naturales debido a que no son prismáticos. Incluso en canales prismáticos es poco frecuente debido a la presencia de estructuras de control que establecen una relación gasto-tirante diferente a la adecuada al flujo. Sin embargo, el flujo uniforme es una condición básica que debe ser considerada (Sotelo, 2002).

Así mismo, es importante tomar en cuenta que, el flujo uniforme ocurre cuando:

- La velocidad, el tirante y el área hidráulica permanecen constantes en cada sección.
- La línea de energía, la superficie libre del agua y la plantilla del canal son paralelas
- El flujo uniforme puede ser laminar o turbulento.

Para obtener la velocidad promedio del flujo uniforme, Robert Manning propuso la siguiente ecuación (Mott, 2006):

$$v = \frac{1}{n} R_h^{2/3} s^{1/2} \qquad [1.13]$$

Donde v es la velocidad del flujo en m/s, n el coeficiente de rugosidad (fricción) de Manning, s la pendiente del canal y R_h el radio hidráulico en metros.

La ecuación de Manning es la más utilizada en la mayoría de los países occidentales. Sin embargo, es necesario tomar en cuenta que sólo es aplicable en los siguientes casos (Sotelo, 2002):

- Flujo turbulento en canales rugosos.
- El fondo del canal no cambia sustancialmente a ondulaciones pronunciadas cuando es móvil.
- Su precisión depende de una selección cuidadosa del valor de ***n***. Coeficiente que depende de la rugosidad en las paredes y el fondo del canal. En la Tabla 2.4 se presentan valores de este coeficiente.

Tabla 2.4 Valores del coeficiente n en la ecuación de Manning, según Chow (1959)

Tipo y descripción del canal	Mínimo	Normal	Máximo
A. Metales:			
a) Latón, liso.	0.009	0.010	0.013
b) Acero:			
1. Con bridas y soldado.	0.010	0.012	0.014
2. Remachado y espiral.	0.013	0.016	0.017
c) Hierro fundido:			
1. Con recubrimiento superficial.	0.010	0.013	0.014
2. Sin recubrimiento.	0.011	0.014	0.016
d) Hierro forjado:			
1. Negro.	0.012	0.014	0.015
2. Galvanizado.	0.013	0.016	0.017
e) Metal corrugado:			
1. Subdren.	0.017	0.019	0.021
2. Dren pluvial.	0.021	0.024	0.030
B. No metales:			
a) Acrílico.	0.008	0.009	0.010
b) Vidrio.	0.009	0.010	0.013
c) Cemento:			
1. Pulido.	0.010	0.011	0.013
2. En mortero.	0.011	0.013	0.015
d) Concreto:			
1. Alcantarilla recta y libre de azolve.	0.010	0.011	0.013
2. Alcantarilla con curvas, conexiones y algunos azolvamientos.	0.011	0.013	0.014
3. Terminado.	0.011	0.012	0.014
4. Alcantarilla recta, con pozos de visita, entradas, etc.	0.013	0.015	0.017
5. Colado en molde de acero, sin acabado.	0.012	0.013	0.014
6. Colado en molde de madera, sin acabado.	0.012	0.014	0.016
7. Colado en molde de madera rugosa, sin acabado.	0.015	0.017	0.020
e) Madera:			
1. Machihembrada.	0.010	0.012	0.014
2. Laminada y tratada.	0.015	0.017	0.020
f) Arcilla:			
1. Tubos de barro cocido, común.	0.011	0.013	0.017
2. Tubos de albañal vitrificado.	0.011	0.014	0.017
3. Tubos de albañal vitrificado para drenes, con pozos de visita, accesos, etc.	0.013	0.015	0.017
4. Tubo vitrificado para subdrenes, con juntas abiertas.	0.014	0.016	0.018
g) Mampostería de ladrillo:			
1. De vitricota.	0.011	0.013	0.015
2. Revestida con mortero de cemento.	0.012	0.015	0.017
h) Alcantarillado sanitario, cubierto de lama de desechos, con curvas y conexiones.	0.012	0.013	0.016
i) Drenaje con fondo liso, pavimentado en el fondo.	0.016	0.019	0.020
j) Mampostería de piedra pequeña cementada en las juntas.	0.018	0.025	0.030

2.2.5 Generadores eléctricos

Dado que el generador eléctrico es una pieza fundamental en cualquier microcentral hidroeléctrica, en este apartado se presentan las generalidades de estos dispositivos.

Un generador eléctrico es un dispositivo capaz de transformar la energía mecánica, en energía eléctrica (Santa Cruz Herrera, 2018). El principio de su funcionamiento se basa en la ley de Faraday la cual consiste en mover un conductor eléctrico a través de un campo magnético, produciendo de esta manera una corriente eléctrica (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía [IDAE] y Castro, 2006). Los generadores eléctricos se componen por dos partes fundamentales:

*Rotor o inductor móvil: tiene como función generar un campo magnético variable al girar por su acoplamiento con la turbina

* Estator o inducido fijo: en éste se genera la corriente eléctrica aprovechable.

Los generadores eléctricos pueden ser de dos tipos: síncronos o asíncronos. En los generadores síncronos la conversión de energía mecánica en eléctrica se produce a una velocidad constante llamada velocidad de sincronismo (IDAE y Castro, 2006). Este tipo de generadores deben mantener una velocidad de giro constante, por lo que se requiere regular la velocidad de rotación de la turbina ya sea controlando el caudal o mediante regulación mecánica (Coz et al., 1995). Estos generadores son los más utilizados en mini y microcentrales hidroeléctricas (CABAL, 2014).

Por su parte, los generadores asíncronos también conocidos como motor - generador (CABAL, 2014) debido a su simplicidad, robustez y bajo costo se utilizan cada vez más en instalaciones de pequeña potencia (IDAE y Castro, 2006). A diferencia de los generadores síncronos, los generadores asíncronos requieren de una velocidad de giro superior a la del sincronismo para comenzar con la generación de electricidad.

El generador asíncrono necesita, asegurar su magnetización para el arranque por lo que toma cierta potencia reactiva de la red (Coz et al., 1995), aunque para sistemas aislados, existe la posibilidad de acoplarlo con una batería de condensadores, que le proporcionen la energía magnetizante que necesita para su funcionamiento. Además, en este caso no se requiere de un regulador de velocidad en la turbina ya que el funcionamiento del generador es estable,

(Cascante Vindas y El-Ghellali Quirós, 2003) incluso, soportan sobre velocidades del orden del 200% (Coz et al., 1995)

2.3 Bomba de cuerda

A lo largo de la historia, el ser humano ha desarrollado distintos dispositivos capaces de extraer agua de pozos y ríos con el fin de satisfacer sus necesidades. Entre estos dispositivos se encuentra la bomba de cuerda, también conocida como bomba de mecate, la cual es clasificada como una bomba de desplazamiento rotatorio continuo (Fraenkel y Thake, 2010).

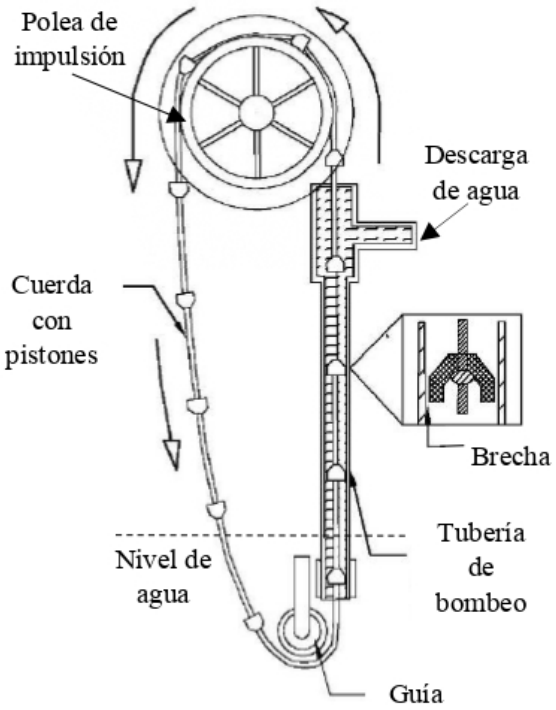


Figura 2.13 Esquema general de la bomba de cuerda. Modificado de Erpf (2015)

La bomba de cuerda es un dispositivo manual que consiste en una soga con pistones o arandelas insertados en ella de forma equidistante (Figura 2.13). La soga es impulsada por una polea, sube por un tubo de plástico cuyo extremo se encuentra sumergido en el agua desde donde se pretende bombear. De esta manera, los pistones succionan el agua y la introducen en el tubo impulsándola hacia arriba hasta ser descargada en un tanque de almacenamiento (Gortari, 2006). Cabe mencionar, que previo a la entrada de la tubería de elevación, también conocida como tubería de bombeo, los pistones son conducidos por medio de una guía al tubo principal, la cual le permite el fácil acceso al mismo, además de fungir como un contrapeso para tensar la cuerda con el fin de deslizarse sobre la rueda (Bombas de Mecate S. A., 1998).

Esta bomba es considerada una tecnología simple, económica y eficiente lo que la hace accesible principalmente a comunidades rurales en las que no se tiene acceso al agua potable. La eficiencia de estos dispositivos oscila entre el 60 y el 90% siendo las pérdidas

volumétricas y por fricción (en pistones y guías) las más significativas (Van Hemert et al., 1992).

Estos dispositivos, permiten extraer agua de pozos a profundidades hasta de 40 metros. Sin embargo, diseños especiales tienen capacidad para instalarse hasta a 80 metros de profundidad (Instituto de Nutrición de Centro América y Panamá [INCAP] y Organización Panamericana de la Salud [OPS], 2006).

Las bombas de cuerda han sido implementadas con éxito en distintos países como Nicaragua (Alberts y Van der Zee, 2003), Panamá (Conte, s. f.), Etiopía (Van der Wal et al., 2006), Senegal (PRACTICA Foundation, 2004), Mozambique (Mancebo y Rebassa, 2010), entre otros.

La popularidad de este tipo de bomba se debe a su bajo costo, el cual para modelos comerciales se encuentra en 90 dólares americanos aproximadamente y para modelos construidos por el usuario de 15 a 35 dólares americanos. Además, de requerir del mínimo de herramientas para su construcción y su fabricación es simple (Brikké y Bredero, 2003).

2.3.1 Componentes de la bomba de cuerda

Los principales componentes de la bomba de cuerda se encuentran ilustrados en la Figura 2.13. Sin embargo, en esta sección se describirá con detalle la función de cada componente, así como los materiales comunes con los que son fabricados.

2.3.1.1 Polea o rueda motriz

La polea es el mecanismo por medio del cual se trasmite la potencia para el bombeo (Mancebo y Rebassa, 2010) , por lo que, es considerada la pieza más compleja del sistema al soportar la mayor concentración de fuerzas y contener todas las partes móviles del mismo (Van Hemert et al., 1992). El sistema de polea se compone de lo siguiente:

- Eje con polea: Generalmente, se utiliza un neumático usado de 0.41 m (16”) o 0.50 m (20”) (Mancebo y Rebassa, 2010) siendo el de 0.50 m (20”) el más recomendado al permitir obtener mayor caudal de descarga con la misma velocidad de giro además de ser el tamaño de neumático más común en el mercado (Bombas de Mecate S. A., 1998). En casos especiales se utiliza una manivela doble con el fin de que la bomba pueda ser operada por dos personas aumentando de esta forma la potencia de entrada.

- Sistema de bloqueo: Evita que la polea y la manija giren en la dirección opuesta al bombeo (Van Hemert et al., 1992).
- Protector de la rueda: Este protector es opcional, sin embargo, se recomienda su uso para proteger a la cuerda y pistones del polvo y rayos UV

2.3.1.2 Pistones

Los pistones son uno de los componentes más sensibles de la bomba, ya que deben tener las dimensiones exactas de diseño para evitar mayores pérdidas y mantener el correcto funcionamiento del dispositivo (Bomba de Mecate S. A., 1998). Generalmente son de forma troncocónica, lo que facilita la entrada a la guía y reduce la fricción, su diámetro depende del diámetro de la tubería, garantizando tamaños de brecha de entre 0.2 y 1.5 mm, tomando en cuenta que, al tener mayores tamaños de brecha se incrementan las pérdidas volumétricas en la bomba y por otro lado, al reducir en exceso este parámetro aumenta la fricción e incluso, los pistones pueden atorarse en la tubería y romper la cuerda (Van Hemert et al., 1992; Mancebo y Rebassa, 2010).

Los pistones se unen a la cuerda mediante nudos y son colocados a una distancia de entre 0.50 y 5 metros cada uno (Van Hemert et al., 1992; INCAP, OPS y Centro de Aprendizaje e Intercambio del Saber en Seguridad Alimentaria y Nutricional del INCAP, 2006).

Los materiales empleados para la construcción de pistones difieren en función de los recursos disponibles. Sin embargo, se recomienda que los pistones estén hechos de polipropileno o polietileno de alta densidad por medio del método de inyección en moldes que cumplan con los requerimientos y medidas exactas de diseño (Bombas de Mecate S. A., 1998).

En algunos casos se han fabricado manualmente con materiales reciclados como: madera, plástico, pedazos de neumático e incluso se han utilizado arandelas metálicas con disco de cuero (Fraenkel y Thake, 2010; Nyamekye et al., 2016; Mancebo y Rebassa, 2010). Es importante considerar que, el uso de estos materiales provoca un mayor desgaste al no tener las dimensiones exactas de diseño por lo que si se tienen deformaciones excesivas incrementará la fricción y las pérdidas en el caudal de descarga (Bombas de Mecate S. A., 1998).

2.3.1.3 Cuerda

En la cuerda, es de suma importancia tomar en cuenta el material del cual está hecha debido a que debe ser capaz de conservar sus propiedades a pesar de estar en contacto continuo con el agua. Además, tiene que mantener su longitud sin alargamiento excesivo con el paso del tiempo para evitar afectar la operación de la bomba (Mancebo y Rebassa, 2010).

Los materiales y diámetros de cuerda más utilizados son los siguientes: de fibras de polietileno con 3 hilos (Van Hemert et al., 1992) ya que no se vuelve suave con el uso lo que evita que se deslice sobre la rueda (Bomba de Mecate S. A., 1998); se recomienda que el diámetro vaya de los 4.5 mm a los 7 mm dependiendo de la altura de bombeo. A mayor altura se sugiere el uso de una cuerda más gruesa y viceversa.

Otras alternativas son el nailon, por ser elástico y tener poca capacidad de absorción de agua (Nyamekye et al., 2016; INCAP et al., 2006). Este material es más elástico en comparación con la cuerda de polipropileno. También se sugiere el uso de cuerdas de fibra de polietileno con 3 hilos (Van Hemert et al., 1992).

2.3.1.4 Tubería de elevación o bombeo

Como su nombre lo indica, es la tubería que permite el paso fluido de la cuerda con pistones permitiendo el bombeo. Esta tubería es de PVC tipo presión para agua potable y es necesario que cumpla con las normas ASTM D2241 (Bombas de Mecate S. A, 1998). El diámetro de la tubería depende de la altura de bombeo; entre mayor sea la altura de bombeo menor será el diámetro de la tubería. En la Tabla 2.5 se presenta un compendio de los diámetros recomendados para distintas alturas de bombeo.

Tabla 2.5 Diámetro de la tubería de bombeo recomendado para diferentes alturas

Fuente	Altura de bombeo	Diámetro de tubería
(Orellana, 2017)	0 a 11 m	25.4 mm (1")
	11 a 19 m	19.05 mm (3/4")
	19 a 40 m	12.7 mm (1/2")
(Mancebo y Rebassa, 2010)	0 a 6 m	38.10 mm (1 1/2")
	6 a 10 m	25.4 mm (1")
	10 a 20 m	19.05 mm (3/4")
	20 a 30 m	12.7 mm (1/2")
	30 a 40 m	12.7 mm (1/2")
(Bombas de Mecate S. A., 1998)	0 a 11 m	25.4 mm (1")
	11 a 19 m	19.05 mm (3/4")
	19 a 50 m	12.7 mm (1/2")
(Erpf, 2005)	0 a 6 m	38.10 mm (1 1/2")
	6 a 10 m	25.4 mm (1")
	10 a 20 m	19.05 mm (3/4")
	20 a 40 m	12.7 mm (1/2")
(Nedersting y Van der Wal, 2011)	5 a 10 m	25.4 mm (1")
	10 a 20 m	19.05 mm (3/4")
	20 a 35 m	12.7 mm (1/2")
(Centro de Referencia de Agua y Saneamiento [IRC] y Centro Colaborador de la Organización Mundial de Salud [OMS], 1995)	0 a 11 m	25.4 mm (1")
	11 a 20 m	19.05 mm (3/4")
	20 a 30 m	12.7 mm (1/2")
	30 a 40 m	12.7 mm (1/2")
	40 a 50 m	12.7 mm (1/2")
(Bombas de Mecate S.A., 1994)	0 a 10 m	25.4 mm (1")
	10 a 20 m	19.05 mm (3/4")
	20 a 40 m	12.7 mm (1/2")
(Conte y Universidad Tecnológica de Panamá, s.f)	0 a 6 m	38.10 mm (1 1/2")
	6 a 10 m	25.4 mm (1")
	10 a 20 m	19.05 mm (3/4")
	20 a 30 m	12.7 mm (1/2")
	30 a 40 m	12.7 mm (1/2")
(Henk et al., 1993)	0 a 11 m	38.10 mm (1 1/2")
	11 a 19 m	25.4 mm (1")
	19 a 40 m	12.7 mm (1/2")

2.3.1.5 Tubería de descarga

Esta tubería se encuentra en la sección más alta del dispositivo y es la que conduce el agua hacia el tanque de almacenamiento por lo que, para que el agua fluya con facilidad se recomienda que el diámetro de esta tubería sea, al menos, del doble de la tubería de bombeo.

2.3.1.6 Guía

La función de este componente es guiar la cuerda y los pistones dentro de la tubería de bombeo (Van Hemert et al., 1992) . La guía se encuentra sumergida y puede tener un anclaje de concreto que garantice su estabilidad y tensión en la cuerda por lo que el peso mínimo de este componente es de 8 kg (Orellana, 2017; Bomba de Mecate S.A., 1998). La guía es uno de los componentes que puede ocasionar mayores pérdidas por fricción si no es diseñada y construida con los materiales adecuados, por lo que se debe garantizar una entrada y paso suave de los pistones y cuerda por esta sección.

La guía se compone de las siguientes partes:

- Caja de hormigón
- Tubería de entrada: se caracteriza por tener una entrada ancha para facilitar el paso de la cuerda con pistones
- Tubería de bombeo
- Pieza interior de la guía: entre los materiales utilizados para su fabricación se encuentran la madera, madera con aislador, concreto, botellas de vidrio, barro, tubo curvo tipo sifón y cerámica esmaltada, siendo esta última la más recomendada al reducir la fricción y permitir el paso fluido de la cuerda con pistones (Bombas de Mecate S.A., 1998; Van Hemert et al., 1992; INCAP et al., 2006)

Se pueden utilizar otros materiales para los componentes de la guía, considerando aquellos que no provoquen corrosión que pueda afectar la calidad del agua (Nyameke et al., 2016).

2.3.2 Operación y mantenimiento

Uno de los principales objetivos de la implementación de la bomba de cuerda es que, además de ser dispositivos eficientes, sean de sencilla construcción, operación y mantenimiento. La idea es que los miembros de la comunidad sean capaces de decidir sobre todos los aspectos

de operación de la bomba teniendo como ventaja la disponibilidad de piezas a nivel local en caso de requerir de alguna reparación (Van Hemert et al., 1992).

Como principales actividades de mantenimiento de la bomba se enlistan las siguientes (Brikké y Bredero, 2003; Vallencillo,1999; Van Hemert et al., 1992):

- Revisar la tensión de la cuerda regularmente.
- Revisar que los soportes y la rueda estén bien fijos.
- Engrasado de cojinetes 1 vez por semana con cualquier tipo de aceite.
- Revisión regular de la cuerda y pistones, estos requieren cambiarse de 6 meses a 3 años dependiendo del material.
- Cambio de la tubería de PVC cada 6 años aproximadamente.
- Cambio de la polea de 6 a 12 años dependiendo de su estado.
- Limpiar y pintar la rueda cada año para evitar formación de sarro.

2.3.3 Modelo hidrodinámico de la bomba de cuerda

En esta sección se presenta un resumen del modelo matemático desarrollado por Smulders y Rijs (2006) para caracterizar el comportamiento de la bomba de cuerda, lo que permite obtener las curvas de operación de cualquiera de estos dispositivos: velocidad de pistón vs eficiencia, velocidad de pistón vs torque, velocidad de pistón vs caudal de descarga. Cabe mencionar, que este modelo fue validado con datos experimentales obtenidos de una bomba de cuerda con diámetro de la tubería de elevación de 25.4 mm (1") y separación entre pistones de 1.04 m, teniendo resultados muy parecidos del caudal de descarga para velocidades del pistón en un rango de 0.4 a 2.4 m/s.

Para el desarrollo del modelo Smulders y Rijs (2006) hicieron las siguientes suposiciones:

- El área de la tubería A es constante sobre la longitud de la tubería de bombeo L.
- Los volúmenes de cuerda y pistón son despreciables en comparación con el volumen de la tubería.
- La altura de bombeo total es H y la longitud de la tubería de bombeo es L, por lo tanto, una longitud (L - H) de la tubería se sumerge en el agua (Figura 2.14).

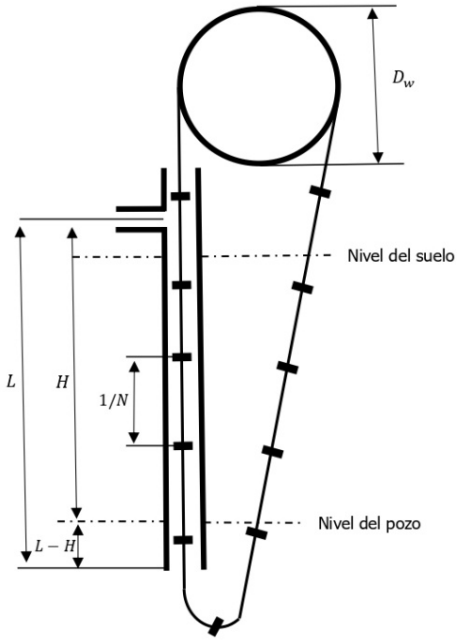


Figura 2.14 Esquema de las variables del modelo matemático de la bomba de cuerda. Modificado de Smulders y Rijs (2006)

Una bomba de cuerda ideal tendría un flujo de salida ϕ_{id} proporcional a la velocidad del pistón V_p y el área de la tubería A, como sigue:

$$\phi_{id} = V_p A \qquad [1.14]$$

Sin embargo, al tener el pistón un diámetro ligeramente menor al de la tubería existe un flujo de fuga ϕ_l por esta pequeña brecha, siendo el flujo de fuga el principal factor que afecta la eficiencia de la bomba. Por lo que, para una bomba real, el caudal de salida ϕ es el siguiente:

$$\phi = \phi_{id} - \phi_l \qquad [1.15]$$

Eficiencia volumétrica de la bomba η_{vol}: es la relación entre el caudal de descarga real de la bomba y una bomba ideal, la cual se obtiene como sigue:

$$\eta_{vol} = \frac{\phi}{\phi_{id}} = 1 - \frac{\phi_l}{\phi_{id}} \qquad [1.16]$$

En lo referente a la fuerza de bombeo y potencia de entrada requerida, estos autores, analizaron el balance de momento en la vertical, con el fin de determinar el rendimiento general. El volumen de control analizado se encuentra limitado por la pared de la tubería y los extremos de ésta (Figura 2.15). Cabe mencionar que los autores consideraron la fricción

en la pared igual a 0. La fuerza de gravedad F_g que se encuentra actuando sobre la columna de agua es constante y es determinada mediante la siguiente ecuación:

$$F_g = \rho g L A \qquad [1.17]$$

La presión en la parte más alta de la tubería es igual a la presión atmosférica p_0 mientras que en la parte más baja de la tubería se tiene la presión estática $p_s = p_0 + \rho g(L - H)$. La diferencia de presión ocasionada por la entrada y salida de flujo en la tubería es despreciada. En estado estacionario el balance de momento es el siguiente:

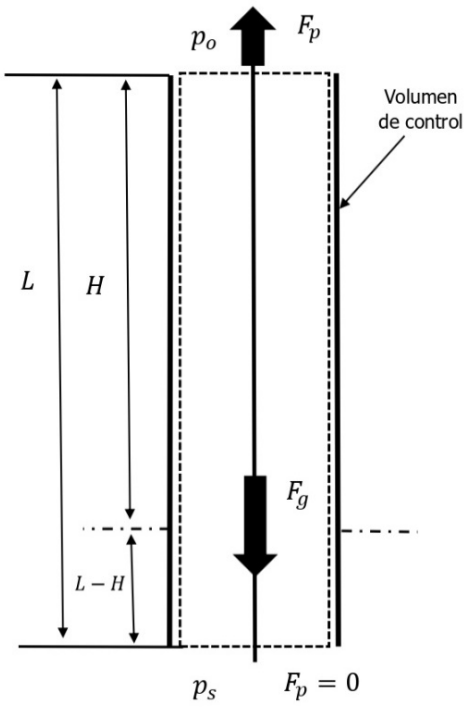


Figura 2.15. Volumen de control de la bomba de cuerda. Modificado de Smulders y Rijs (2006)

$$F_p = F_g - (p_s - p_0)A \qquad [1.18]$$

F_p es la fuerza de tensión en la cuerda por encima del flujo de salida, cabe resaltar que esta fuerza es igual al peso de la columna de agua por encima del nivel del pozo:

$$F_p = \rho g H A \qquad [1.19]$$

Esta fuerza es constante e independiente de la velocidad de bombeo. La potencia requerida por la bomba P_p es el producto de la fuerza de la bomba y la velocidad del pistón por lo que se obtiene de la siguiente manera:

$$P_p = \rho g H \phi_{id} \quad [1.20]$$

Por otra parte, la salida de potencia hidráulica P_h de la bomba se obtiene de la siguiente forma:

$$P_h = \rho g H \phi \quad [1.21]$$

La eficiencia energética η_p se calcula con la siguiente expresión:

$$\eta_p = \frac{P_h}{P_p} \quad [1.22]$$

Tomado en cuenta la definición de eficiencia volumétrica y considerando que las pérdidas por fricción en la pared y otras pérdidas mecánicas son despreciables se deduce que la eficiencia mecánica y volumétrica son iguales $\eta_p = \eta_{vol}$

Para obtener el torque T_p requerido para mover la cuerda, el cual es constante y dado un diámetro de rueda D_w se utiliza la siguiente expresión:

$$T_p = F_p D_w / 2 \quad [1.23]$$

Respecto al cálculo del flujo de fuga o retorno, Smulders y Rijs (2006) plantearon los siguientes supuestos:

1.- Todos los pistones tienen la misma forma y tamaño, considerando el diámetro del pistón como D_p.

2.- Los pistones se encuentran igualmente espaciados a lo largo de la cuerda, considerando que el número de pistones por unidad de cuerda es N la longitud de cada compartimiento de la bomba quedaría determinada por $1/N$.

El patrón de flujo se repite en todos los compartimientos, a excepción de los extremos de la tubería. Los autores del modelo plantean que un observador, en el mundo fijo ve la cuerda y los pistones moviéndose hacia arriba como se muestra en la Figura 2.16 lo que implicaría un

escenario de flujo inestable. Por lo que plantearon otro escenario en el que la cuerda y los pistones son el marco de referencia obteniendo así un flujo estable (Figura 2.17). En este caso la pared de la tubería se movería hacía abajo con una velocidad $(-V_p)$, sin embargo, asumiendo la ausencia de fricción de la pared establecen que no se mueve en absoluto. Estas suposiciones modelan el equivalente a una cuerda con pistones suspendidos en una tubería muy larga en la que el flujo de fuga ϕ_l desciende con una velocidad media W bajo la influencia de la altura de bombeo H. Igualmente, asumieron que, el flujo no tiene fricción desde la sección transversal i a la mitad de los pistones en la brecha, desde donde emerge el fluido como un chorro con velocidad W_g. Aplicando la ley de Bernoulli encontraron lo siguiente:

$$p_i + \frac{1}{2}\rho W^2 + \frac{\rho g}{2N} = p_g + \frac{1}{2}\rho W_g^2 \qquad [1.24]$$

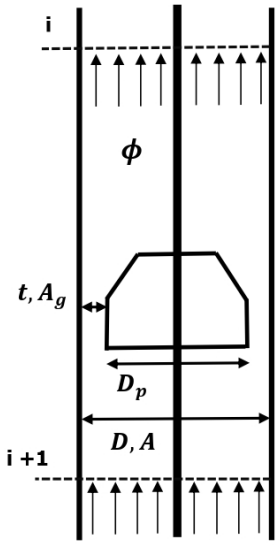


Figura 2.16 Hidrodinámica del flujo en uno de los compartimientos de la bomba de cuerda tomando como referencia el pistón en movimiento. Modificado de Smulders y Rijs (2006)

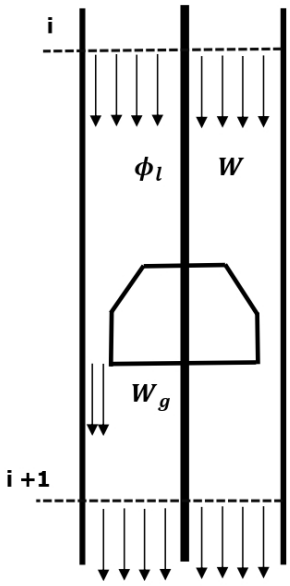


Figura 2.17 Hidrodinámica del flujo en uno de los compartimientos de la bomba de cuerda tomando como referencia la tubería en movimiento con pistón y cuerda estáticos. Modificado de Smulders y Rijs (2006)

Por continuidad:

$$W_g A_g = WA = \phi_l \qquad [1.25]$$

Debajo del pistón, el flujo de chorro se disipa por fricción interna y asumieron que a la mitad del compartimiento el flujo es homogéneo nuevamente con velocidad W. La conservación de cantidad de movimiento (*momentum*) sobre el volumen de control desde justo debajo del pistón hasta la mitad del compartimiento *i+1* da lo siguiente:

$$\rho W^2 A - \rho W_g^2 A_g = p_g A - p_{i+1} A + \frac{\rho g}{2N} A \qquad [1.26]$$

Combinando las ecuaciones 1.24, 1.25 y 1.26 tomando en cuenta α como la relación entre las áreas de la brecha ($\alpha = A_g/A$) y la tubería obtuvieron:

$$p_{i+1} - p_i = \frac{\rho g}{N} - \frac{1}{2}\rho(1-\alpha)^2 W_g^2 \qquad [1.27]$$

La diferencia de presión en toda la longitud de la tubería L se obtiene sumando todos los compartimientos de la bomba como sigue:

$$\sum_0^{LN}(p_{i-1} - p_i) = \rho g(L - H) \qquad [1.28]$$

Tomando en cuenta que todos los compartimientos son iguales entonces:

$$\rho g(L-H) = LN\left[\frac{\rho g}{N} - \frac{1}{2}\rho(1-\alpha)^2 W_g^2\right] \quad [1.29]$$

La velocidad en la brecha ahora se puede obtener a partir de esta ecuación, quedando de la siguiente manera:

$$W_g = \frac{1}{1-\alpha}\sqrt{\frac{2gH}{LN}} \quad [1.30]$$

De 1.28 se puede deducir que existe una pequeña diferencia de presión Δp sobre cada compartimiento igual a:

$$\Delta p = \frac{\rho g}{N}\left(1 - \frac{H}{L}\right) \quad [1.31]$$

Por otro lado, la relación de área α es normalmente menor a 0.05 lo que se puede verificar usando la aproximación $\alpha \approx 4t/d$. Por lo que, por conveniencia los autores simplificaron la ecuación 1.29 utilizando $\alpha \approx 0$:

$$W_g = \sqrt{\frac{2gH}{LN}} \quad [1.32]$$

El flujo de fuga ϕ_l se obtiene utilizando la relación de continuidad:

$$\phi_l = A_g W_g \approx \pi t D\sqrt{\frac{2gH}{LN}} \quad [1.33]$$

En la mayoría de los casos prácticos, la longitud de la tubería L es aproximadamente igual a la altura de bombeo H por lo que las ecuaciones anteriores se reducen a lo siguiente:

$$\Delta p = 0 \quad [1.34]$$

$$W_g = \sqrt{\frac{2g}{N}} \quad [1.35]$$

$$\phi_l = \pi t D\sqrt{\frac{2g}{N}} \quad [1.36]$$

Analizando las expresiones anteriores, Smulders y Rijs (2006) concluyeron que la diferencia de presión sobre cada compartimiento es 0, lo que implica que, excepto para pequeñas caídas de presión cerca de las brechas del pistón, la presión a lo largo de toda la tubería es más o menos igual a la presión atmosférica.

Siguiendo con el análisis de la eficiencia volumétrica η_{vol}, sustituyeron los resultados del caudal ideal de la bomba y el caudal de fuga en la expresión de la eficiencia volumétrica obteniendo lo siguiente:

$$\eta_{vol} = 1 - \frac{4t}{DV_p}\sqrt{\frac{2gH}{LN}} \quad [1.37]$$

Por otro lado, es de suma importancia considerar la velocidad crítica V_c ya que es uno de los parámetros de diseño de la bomba. Esta velocidad se calcula como sigue:

$$V_c = \frac{4t}{D}\sqrt{\frac{2gH}{LN}} \quad [1.38]$$

Tomando en cuenta que $L \approx H$ se obtiene:

$$V_c = \frac{4t}{D}\sqrt{\frac{2g}{N}} \quad [1.39]$$

Cabe destacar que para velocidades de pistón menores a la velocidad crítica la tubería de bombeo estará vacía lo que no permitirá el bombeo.

2.3.3.1 Caracterización de la bomba de cuerda

Smulders y Rijs (2006) mencionan en su modelo matemático que el comportamiento de la bomba de cuerda es caracterizado por el caudal de salida ϕ, la eficiencia volumétrica η_{vol}, la potencia de entrada P_p y el torque T_p. Por lo que para $V_p \geq V_c$:

$$\phi = A(V_p - V_c) \quad [1.40]$$

$$\eta_{vol} = 1 - \frac{V_c}{V_p} \quad [1.41]$$

$$P_p = \rho g H A V_p \quad [1.42]$$

$$T_p = \rho g H A D_w/2 \quad [1.43]$$

El comportamiento de estas variables se presenta en la Figura 2.18 tomando en cuenta los parámetros V_c, ρ, g, H y D_w constantes. El caudal de descarga y la potencia de entrada para el bombeo incrementa linealmente con la velocidad del pistón. El torque de entrada es constante y la eficiencia volumétrica se aproxima asintóticamente a la unidad.

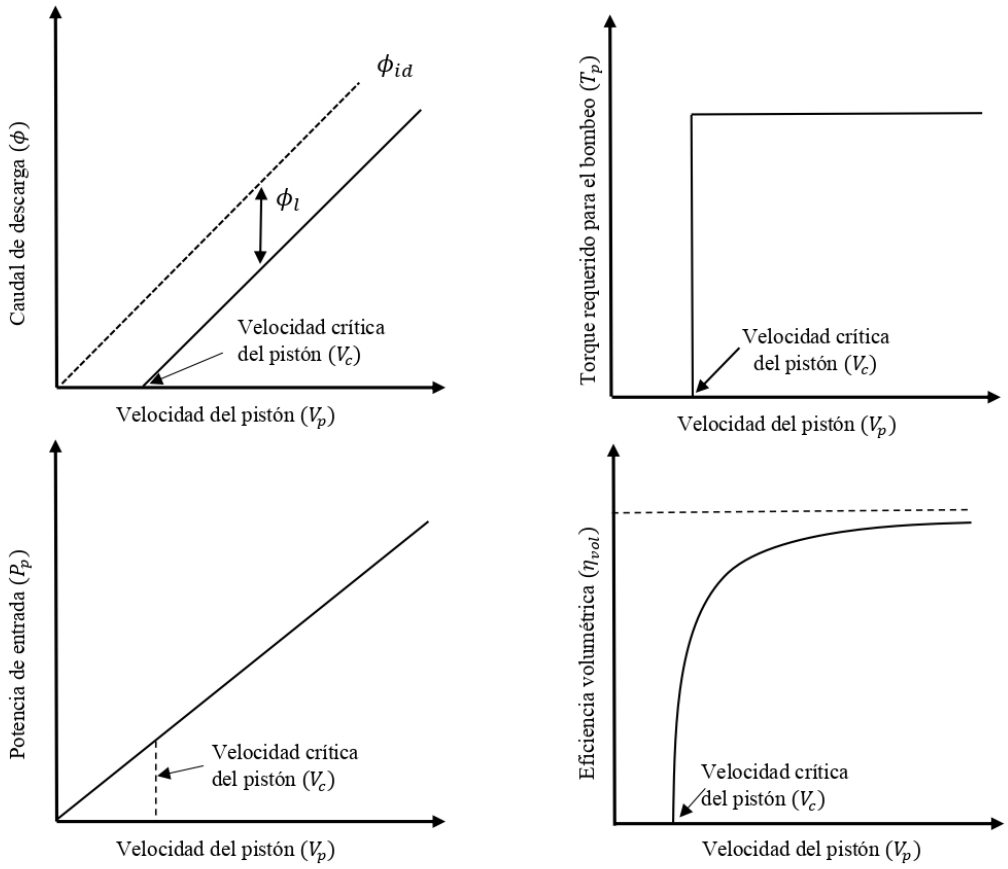


Figura 2.18 Curvas características de la bomba de cuerda a) Caudal de descarga, b) Torque requerido para el bombeo c) Potencia requerida para el bombeo d) Eficiencia volumétrica

2.3.4 Bomba de cuerda tipo II

A través del tiempo y la adquisición de conocimiento empírico, la bomba de cuerda fue modificada con el fin de incluir un tanque elevado para almacenamiento dando paso a la bomba de cuerda tipo II (Figura 2.19) permitiendo una elevación sobre el nivel del terreno de 5 metros (Mancebo y Rebassa 2010). Este tipo de bombas puede ser de utilidad para transportar el agua por tuberías a largas distancias o llenar tanques elevados para tener un sistema de riego o de abastecimiento.

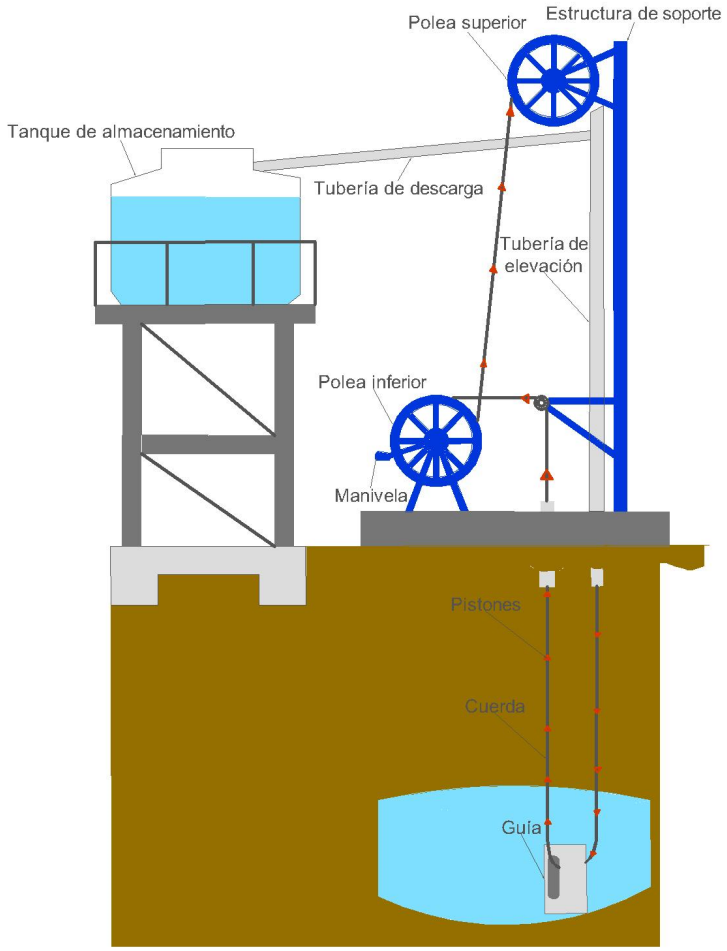


Figura 2.19 Esquema de la bomba de cuerda tipo II

Cabe mencionar, que la mayor limitante de esta configuración de la bomba de cuerda es la potencia suministrada por el usuario ya que, para llenar un tanque de 500 l a un desnivel total de 20 m (15 de profundidad del pozo y 5 sobre el nivel del suelo), se requiere de al menos una hora de bombeo continuo. Por razones de estabilidad, Van Hemert et al. (1992) recomiendan una altura máxima sobre el nivel del suelo de 8 metros y una distancia máxima de transporte por tubería de 70 a 100 m, considerando que no haya desniveles.

Mancebo y Rebassa (2010) presentan el ejemplo de un caso de aplicación en Mozambique en su manual práctico de construcción, instalación, operación y mantenimiento de la bomba de cuerda tipo II en el que, con ayuda de una polea de 0.430 m, diámetro de la tubería de elevación de 19 mm y una potencia de entrada de 48W se obtuvieron caudales de descarga de 1000 l/hora con rendimientos del orden del 90% con una altura de elevación de 5 m sobre el nivel del suelo y una profundidad del nivel de agua de 11 m.

De Caso y Piqueras (2014) caracterizaron la potencia de accionamiento de estos dispositivos haciendo hincapié en los métodos, algo dispersos hasta ahora, de la medición de la potencia aplicada a la bomba mediante accionamiento humano, así como el análisis de resultados obtenidos de su ensayo.

2.3.5 Alternativas en la entrada de potencia a la bomba de cuerda

Una de las limitantes principales de la bomba de cuerda es la potencia de entrada, la cual en la mayoría de los casos es de forma manual y se encuentra acotada por la potencia que proporciona el usuario. En el caso de adultos se estima de 150 W y niños de 40 W lo cual se traduce en caudales de salida de 1 l/s y 1 l/min respectivamente, para una altura de bombeo de 10 metros (Van Hemert et al., 1992). Por lo que para obtener caudales de descarga mayores y con tiempo prolongado, se han propuesto utilizar en algunos casos otra fuente de potencia de entrada, tales como:

- Molinos de viento: En este caso, el bombeo se encuentra limitado a la potencia que es capaz de suministrar un molino de viento con un diámetro de rotor de 3 metros por temas constructivos. Además, dado que la energía eólica es irregular, en este tipo de instalaciones se tiene la alternativa de poder accionar la bomba de forma manual en caso de que la velocidad del viento no sea la suficiente para accionar el bombeo (Van Hemert et al., 1992).
- Energía solar: Williams et al. (2011) estudiaron la factibilidad de accionar una bomba de cuerda con un panel fotovoltaico de 150 W con y sin batería bajo las condiciones climáticas de Lilongwe, Malaui. Obteniendo que, a lo largo del año se podrían obtener volúmenes de bombeo entre 5 y 6 m^3/día con alturas de bombeo de 10 m a un costo de 0.05 dólares/m^3 considerando un aumento del 20% en el caso de utilizar baterías.
- Motores eléctricos: Con este tipo de accionamiento, no existen limitaciones en la entrada de potencia. Sin embargo, es importante considerar el uso de un reductor de velocidad pudiendo alcanzar velocidades máximas de 120 rpm (PRACTICA Foundation, 2004).

  Se han realizado pruebas con motores de 2.5 kW obteniendo caudales de 200 l/s y 75 l/s en profundidades de 12 y 40 m respectivamente (Van Hemert et al., 1992). Adicionalmente, se han implementado motores que trabajan con combustible en comunidades que no tienen acceso a energía eléctrica obteniendo caudales de descarga de 48 l/s en pozos de 20 m de profundidad. El costo de estas bombas se calcula de 250 a 350 dólares americanos (PRACTICA Foundation, 2004).
- Bicicletas estáticas: Este dispositivo es accionado por las piernas de una persona, logrando un mayor volumen de agua comparado con el accionamiento manual debido

a que permite que el esfuerzo de bombeo pueda sostenerse durante mayor cantidad de tiempo. Se estima que su costo es 30% mayor respecto a una bomba de cuerda tradicional, obteniendo caudales de descarga de 0.5 l/s para una altura de bombeo de 10 m (Patrón, 2012).

- Tracción animal: la bomba es accionada por caballos, mulas o burros (Fraenkel y Thake, 2010) y se ha reportado que se pueden bombear más de 3.3 l/s en pozos de 5 metros de profundidad (Vallencillo, 1999). En este caso, es necesario considerar la inversión en el alimento de los animales, así como su descanso adecuado.

2.3.6 Experiencias y proyectos de implementación de la bomba de cuerda.

En 1988 el Departamento de la Reforma Agraria Región V en Nicaragua, incluyó la bomba de cuerda en uno de sus programas de saneamiento y suministro de agua por lo que implementó las bombas en distintas comunidades con el fin de mejorar la calidad de vida de los habitantes facilitándoles el acceso al agua potable. En las bombas que instalaron, introdujeron aisladores de arcilla esmaltada en la guía de madera, lo que permitió el menor desgaste en la cuerda y pistones dándoles mayor tiempo de vida útil. De acuerdo con los resultados experimentales obtenidos en este proyecto, se determinó que la eficiencia de estos dispositivos va del 60% al 90%, trabajando con diámetros de la tubería de elevación de 12.7 mm (½”), 19.05 mm (¾”) y 25.4 mm (1"), distancia entre los pistones de 2 metros y brecha entre pistones y tubería de 0.4 mm. Cabe mencionar que las pruebas realizadas también mostraron que este último factor es el que afecta en mayor medida la eficiencia volumétrica de la bomba debido al flujo de retorno (Van Hemert et al., 1992).

Blanken (2009) obtuvo mediciones experimentales de una bomba de cuerda motorizada, con el fin de comparar los resultados con el modelo hidrodinámico de Smulders y Rijs (2006) para una altura de bombeo de 5 metros y velocidades de pistón de 0 a 1.4 m/s. Con su análisis, llegaron a las siguientes conclusiones:

1.- El torque en el modelo matemático es constante para todas las velocidades de cuerda por encima de la crítica. Sin embargo, en las mediciones experimentales el aumento en la velocidad del pistón genera un pequeño aumento en el torque debido a la fricción generada en la tubería, pistones y guía.

2.- El caudal de descarga de la bomba aumenta al disminuir la brecha entre el pistón y la tubería tal y como lo predice el modelo.

3.- El caudal de descarga disminuye al aumentar la distancia entre pistones como consecuencia del aumento de las pérdidas por fuga.

Por otra parte, Kadlowec et al. (2013) implementaron el modelo teórico de Smulders y Rijs (2006) en MATLAB, con la finalidad de predecir la potencia necesaria para las profundidades de 25, 35 y 45 metros con varios diámetros de tubería y espaciado de pistón (1 y 0.5 m entre cada uno). Este trabajo reportó las siguientes conclusiones: a) mayor requerimiento de energía para diámetros de tuberías mayores y altura de bombeo; b) mayor caudal de descarga para la misma potencia de entrada con pistones a 0.5 metros de separación.

Una vez analizados documentos y manuales referentes al diseño e implementación de la bomba de cuerda en distintas partes del mundo se detectaron diferentes áreas de oportunidad para mejorarla. Específicamente se señalan las siguientes como las identificadas de mayor prioridad: diseño de los pistones, diseño de la guía y mecanismo de entrada de potencia a la bomba.

2.4 Sistema de transmisión de potencia

Un sistema de transmisión, también llamado transmisión de potencia, tiene como objetivo recibir mediante un eje de entrada la potencia de algún tipo de fuente giratoria, como un motor eléctrico, una turbina hidráulica o de vapor, un motor de combustión interna etc. y transmitir esa potencia a un eje de salida. Esta transmisión de potencia normalmente ocasiona un cambio en la velocidad de rotación de los ejes que componen el sistema, es decir, un aumento o disminución de la velocidad en el eje de salida. En el caso de una reducción de velocidad, existe un incremento en el torque transmitido. Por el contrario, un incremento en la velocidad ocasiona una reducción en el torque de salida del sistema (Mott, 2006).

De acuerdo con Mott (2006) para el diseño de una transmisión de potencia es necesario conocer previamente lo siguiente:

1.- La naturaleza de la máquina impulsada

2.- La cantidad de potencia por transmitir

3.- La velocidad de rotación de la máquina que genera la fuerza motriz

4.- La velocidad de salida deseada en la transmisión

Con base en esta información es posible seleccionar la clase de elementos de transmisión de potencia a utilizar, es decir, engranes, bandas o cadenas.

En los siguientes párrafos se presenta la teoría relativa a los sistemas de transmisión flexibles (bandas y poleas) debido a que es el elemento de transmisión que se utilizó, en esta propuesta, para la trasmisión de potencia entre los componentes del sistema tornillo de Arquímedes, bomba de cuerda tipo II y generador eléctrico. Se seleccionó este tipo de transmisión dado que, uno de los principales objetivos en el diseño del sistema es, que éste sea de sencilla construcción y mantenimiento. Además, estos sistemas son más económicos en comparación con los sistemas de transmisión por engranajes ya que, incluso se podría hacer uso de materiales reutilizados para su construcción, tales como: bandas de autos, y ruedas de bicicleta.

Los sistemas de transmisión que utilizan bandas se les denominan de tipo flexible debido a que son elásticos y capaces de absorber vibraciones, lo que brinda una ventaja para la vida útil del sistema (Budynas y Nisbett, 2011). Las bandas son adecuadas para transmitir un movimiento de rotación entre ejes paralelos permitiendo tener grandes distancias entre ellos (Nieto, 2007), son silenciosas y capaces de trabajar bajo condiciones de polvo, humedad y calor (Flores, s.f).

2.4.1 Componentes de un sistema de transmisión flexible

Los sistemas de transmisión de tipo flexible se componen de una polea conductora o polea motriz que se encuentra acoplada con el eje que produce movimiento (Nieto, López y Galvis, 1985) y puede estar conectada con un motor, una turbina de gas, una turbina hidráulica, o cualquier otro tipo de generador motriz (Mott, 2006). El segundo componente de estos sistemas es la polea conducida, la cual es acoplada con el eje que recibe el movimiento, es decir, al eje de salida. El tercer componente es el elemento transmisor que tiene como función enlazar las poleas conductora y conducida, estos elementos son las bandas. En la Figura 2.20 se presenta un esquema con estos componentes.

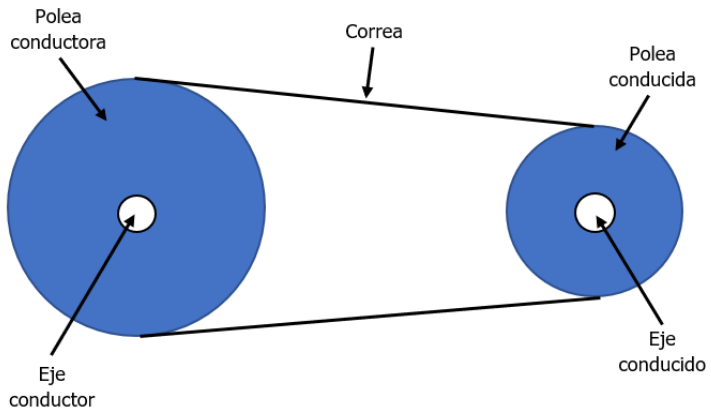


Figura 2.20 Componentes de un sistema de transmisión por poleas

De acuerdo con el tamaño de las poleas conducida y conductora se tienen transmisiones de 2 tipos (Tomala, 2017):

1.- Reductor de velocidad: En este caso la polea conducida tiene una velocidad de rotación menor que la polea conductora, debido a que la polea conducida es de mayor tamaño que la conductora.

2.- Multiplicador de velocidad: en este caso la polea conducida es de menor tamaño que la polea conductora, generando de esta manera que la polea conducida tenga una velocidad de rotación mayor.

2.4.1.1 Relación de velocidad

Para el caso de una transmisión simple, la velocidad de rotación dada por dos poleas está en razón inversa de sus respectivos diámetros suponiendo que D y d son los diámetros de las dos poleas enlazadas con una correa y que N y n es el número de revoluciones por minuto de cada una, se establece la siguiente igualdad (Nieto et al., 1985)

$$D * N = d * n \qquad [1.44]$$

Definiendo la relación de velocidades como:

$$R = \frac{N}{n} = \frac{d}{D} \qquad [1.45]$$

Por otra parte, es importante considerar que la velocidad lineal de la banda es la misma en ambas poleas (Mott, 2006) por lo que teniendo una velocidad de banda v_b. Entonces:

$$v_b = R_1\omega_1 = R_2\omega_2 \quad [1.46]$$

Donde R_1 es el radio de la polea conductora en metros, R_2 el radio de la polea conducida en metros, ω_1 la velocidad angular de la polea conductora en rad/s y ω_2 la velocidad angular de la polea conducida en rad/s.

2.4.1.2 Bandas

Existen cuatro tipos principales de bandas que se utilizan para los sistemas de transmisión de potencia las cuales son: bandas planas, bandas redondas, bandas en V y bandas de sincronización (Budynas y Nisbett, 2011).

En este apartado, se muestra el diseño de sistemas de transmisión de bandas planas, debido a que este es el tipo de banda que se propuso utilizar en el dispositivo desarrollado en esta investigación, dado que es el tipo de banda más común, lo que la hace fácil de conseguir, es más económica y permite adaptar su longitud a la medida requerida por el usuario. Sin embargo, se abordarán algunas características de los tipos de banda más utilizados. Al final de esta sección se presenta un cuadro comparativo de las ventajas y desventajas de las bandas planas y en V.

Las bandas planas pueden instalarse sobre poleas abombadas y los materiales de fabricación de estas bandas son diversos ya que pueden ser de uretano, poliamida (Budynas y Nisbett, 2011) cuero, lona ahulada (Mott, 2006), entre otros. Este tipo de banda se caracteriza por ser silenciosa, eficiente a altas velocidades y capaz de transmitir grandes cantidades de potencia a lo largo de grandes distancias entre centros. Una de sus ventajas es que pueden adquirirse por rollo lo que permite cortar la banda y ajustarla a la medida deseada, los extremos de estas bandas se unen mediante accesorios proporcionados por el fabricante (Budynas y Nisbett, 2011).

Las bandas planas pueden instalarse de 4 formas diferentes: banda abierta, banda cruzada, con un cuarto de vuelta o en transmisiones de velocidad variable. En lo referente a la banda abierta, ésta puede ser inversoras o no inversora dependiendo de, si cambian el sentido de giro de la polea conducida o no. Por otra parte, la banda cruzada siempre es inversora debido a que cambia el sentido de giro de la polea conducida (Budynas y Nisbett, 2011).

En el caso de las bandas en V se utilizan poleas ranuradas o acanaladas, estas bandas pueden ser de tela y cuerda con algodón rayón o nailon impregnados con caucho (Budynas y Nisbett, 2011). Las bandas en V se utilizan principalmente para distancias cortas entre centros comparados con las bandas planas, además son menos eficientes (del 70 al 96%) (Budynas y Nisbett, 2011) y sólo se fabrican para ciertas longitudes por lo que no pueden ser ajustadas por el usuario.

Por otro lado, las bandas de sincronización o sincrónicas utilizan poleas dentadas o catarinas (Mott, 2006). Se fabrican de tela impregnada con caucho y con alambre de acero (Budynas y Nisbett, 2011), se caracterizan por tener dientes que entran en las ranuras de la polea por lo que tienen la ventaja de no estirarse ni deslizarse garantizando una transmisión de potencia con una relación constante de velocidad angular (Mott, 2006; Budynas y Nisbett, 2011). No requieren de una tensión inicial y se utilizan en transmisiones con centros fijos. Los dientes de la banda de sincronización hacen que pueda operar a cualquier velocidad, ya sea rápida o lenta. Sin embargo, tiene la desventaja de ser muy costosa, además de presentar fluctuaciones dinámicas concurrentes causadas en la frecuencia de acoplamiento del diente de la banda (Budynas y Nisbett, 2011).

Dado que, para el sistema de transmisión que se diseñó en este trabajo de investigación era posible el uso de bandas planas o en V, a continuación, se presenta un cuadro comparativo con las ventajas y desventajas de ambos tipos de banda (Tabla 2.6).

Tabla 2.6 Comparación de bandas planas y bandas en V

Banda plana	**Banda en V**
• Material: cuero, lona ahulada (Mott, 2006) uretano, tela impregnada con caucho reforzada con alambre de acero o cuerdas de nailon para soportar la tensión (Budynas y Nisbett, 2011) • La polea que utiliza para estas correas es plana y lisa (Mott, 2006), además cuentan con un abultamiento central • Eficiencia aproximada del 98% (Budynas y Nisbett, 2011) • Eficientes a altas velocidades (Budynas y Nisbett, 2011)	• Material: tela y cuerda con algodón o nailon impregnado con caucho (Budynas y Nisbett, 2011) • La polea que se utiliza para estas correas es acanalada (Mott, 2006) • Eficiencia del 70 al 96% (Budynas y Nisbett, 2011) • Debe funcionar a grandes velocidades para que funcione correctamente: mayor a 1000pies/min y menor a 5000 pies/min (Budynas y Nisbett, 2011) • No se recomienda para grandes distancias entre centros (Budynas y

Continuación tabla 2.6

• Puede transmitir grandes cantidades de potencia a lo largo de grandes distancias entre centros (Budynas y Nisbett, 2011) • Para ajustar la tracción inicial puede hacerse uso de una polea guía • Se compran por rollo y pueden cortarse a la medida deseada, sus extremos se unen mediante accesorios (Budynas y Nisbett, 2011) • La fuerza impulsora se limita a la fricción entre la banda y la polea (Mott, 2006) • Silenciosas (Budynas y Nisbett, 2011) • Absorben mayor cantidad de vibración torsional del sistema (Faires, s.f.)	Nisbett, 2011). La distancia entre centros no deberá ser mayor a 3 veces la suma de los diámetros de la polea y no debe ser menor que el diámetro de la polea mayor • Al operar con distancias de centros cortas no requieren de un ajuste frecuente de la tracción inicial (Faires, s.f.) • Sólo se fabrican en ciertas longitudes y no tienen juntas (Budynas y Nisbett, 2011) • La forma permite que la banda se acuñe firmemente en la ranura lo que incrementa la fricción (Mott, 2006) y permite la transmisión de grandes pares torsionales sin que haya deslizamiento. • Amarre eficaz, mayor fuerza de presión normal en la superficie de apoyo

2.4.1.2.1 Método de análisis de una transmisión de banda plana

Dados los requerimientos del sistema que se diseñó en este trabajo de investigación, se seleccionó la banda plana como elemento de transmisión de potencia por lo que en este apartado se presenta el método propuesto por Budynas y Nisbett (2011). Para el análisis de una transmisión de banda plana se toman en cuenta los factores que se enlistan a continuación:

- Función de la banda
- Factor de diseño n_d
- Mantenimiento de la tensión inicial
- Material de la banda
- Geometría de la banda, d y D
- Espesor de la banda, t
- Ancho de la banda, b en pulgadas

De acuerdo con Budynas y Nisbett (2011) el procedimiento de cálculo es el siguiente:

1.- Calcular exp $(f\phi)$ de la geometría y de la fricción de la transmisión de banda

-Para una transmisión de banda abierta los ángulos de contacto se obtienen de la siguiente manera:

$$\phi = \theta_d = \pi - sen^{-1}\frac{D-d}{2C} \quad [1.47]$$

$$\theta_d = \pi - sen^{-1}\frac{D-d}{2C} \quad [1.48]$$

Donde D es el diámetro de la polea mayor, d el diámetro de la polea menor, C la distancia entre centros y θ el ángulo de contacto.

El valor de f es el coeficiente de fricción y es proporcionado por el fabricante de la banda, éste depende del material en que esté fabricada. En la Tabla 2.7**¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se presenta el valor de los coeficientes fricción para distintas bandas.

Tabla 2.7 Propiedades de algunos materiales de bandas planas y redondas (Diámetro=d, espesor=t ancho=w). Fuente: Budynas y Nisbett (2011).

Material	Especificación	Tamaño, pulg	Diámetro mínimo de la polea, pulg	Tensión permisible por ancho unitario a 600 pies/min, lbf/pulg	Peso específico, lbf/pulg^3	Coeficiente de fricción
Cuero	1 capa	$t = \frac{11}{64}$	3	30	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{13}{64}$	$3\frac{1}{2}$	33	0.035-0.045	0.4
	2 capas	$t = \frac{18}{64}$	$4\frac{1}{2}$	41	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{20}{64}$	6[a]	50	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{23}{64}$	9[a]	60	0.035-0.045	0.4
Poliamida[b]	F-0[c]	$t = 0.03$	0.60	10	0.035	0.5
	F-1[c]	$t = 0.05$	1.0	35	0.035	0.5
	F-2[c]	$t = 0.07$	2.4	60	0.051	0.5
	A-2[c]	$t = 0.11$	2.4	60	0.037	0.8
	A-3[c]	$t = 0.13$	4.3	100	0.042	0.8
	A-4[c]	$t = 0.20$	9.5	175	0.039	0.8
	A-5[c]	$t = 0.25$	13.5	275	0.039	0.8
Uretano[d]	$w = 0.50$	$t = 0.062$	Vea la tabla 17-3	5.2[e]	0.038-0.045	0.7
	$w = 0.75$	$t = 0.078$		9.8[e]	0.038-0.045	0.7
	$w = 1.25$	$t = 0.090$		18.9[e]	0.038-0.045	0.7
	Redonda	$d = \frac{1}{4}$	Vea la tabla 17-3	8.3[e]	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{3}{4}$		18.6[e]	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{1}{2}$		33.0[e]	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{3}{4}$		74.3[e]	0.038-0.045	0.7

2.- A partir de la geometría y velocidad de la banda determinar la tensión circunferencial debida a la fuerza centrífuga, F_c como sigue:

$$V = \pi \frac{dn}{12} \quad [1.49]$$

$$w = 12\gamma bt \quad [1.50]$$

$$F_c = \frac{w}{g}\left(\frac{V}{60}\right)^2 \quad [1.51]$$

Donde: n es la velocidad rotacional en rpm correspondiente a la polea de diámetro de d en pulgadas, V es la velocidad de la banda en pies/min, w es el peso de un pie de banda en lbf/pie, b el ancho de banda en pulgadas, t el espesor de banda en pulgadas, γ el peso específico en lbf/pulg^3 y g la gravedad en pies/s^2.

3.- A partir de la siguiente ecuación se obtiene el par de torsión necesario.

$$T = 63025 \frac{H_{nom} k_s n_d}{n} \quad [1.52]$$

Donde H_{nom} es la potencia nominal del sistema de transmisión en HP, k_s es el factor de servicio y n_d el factor de seguridad, ambos determinados por el diseñador

4.- A partir del par de torsión T se conoce la $(F_1)_a - F_2 = \frac{2T}{d}$ necesaria

$(F_1)_a$ es la tensión máxima permisible en lbf y F_2 la tensión en el lado holgado de la banda en lbf.

5.- Utilizando la Tabla 2.7 y Tabla 2.8 para determinar C_p C_v, la tensión máxima permisible $(F_1)_a$ resulta:

$$(F_1)_a = bF_aC_pC_v \quad [1.53]$$

Donde: $(F_1)_a$ es la tensión máxima permisible en lbf, b el ancho de la banda en pulgadas, F_a la tensión permitida recomendada por el fabricante en lbf/pulg, C_p el factor de corrección de la polea y C_v el factor de corrección de velocidad.

Tabla 2.8 Factor de corrección de polea Cp para bandas planas. Fuente: Budynas y Nisbett (2011)

Material		Diámetro de la polea menor, pulg					
		1.6 a 4	4.5 a 8	9 a 12.5	14 y 16	18 a 31.5	Más de 31.5
Cuero		0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
Poliamida	F-0	0.95	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
	F-1	0.70	0.92	0.95	1.0	1.0	1.0
	F-2	0.73	0.86	0.96	1.0	1.0	1.0
	A-2	0.73	0.86	0.96	1.0	1.0	1.0
	A-3	—	0.70	0.87	0.94	0.96	1.0
	A-4	—	—	0.71	0.80	0.85	0.92
	A-5	—	—	—	0.72	0.77	0.91

6.- Se determina F_2 a partir de $(F_1)_a - [(F_1)_a - F_2]$

7.- Se calcula la tensión inicial necesaria F_i como sigue:

$$F_i = \frac{(F_1)_a + F_2}{2} - F_c \qquad [1.54]$$

8.- Se verifica el desarrollo de la fricción, $f' < f$ tomando en cuenta que f' es el coeficiente de fricción que se generará en la banda, razón por la que este valor deberá ser menor al coeficiente de fricción del material de la banda utilizada f garantizando el no deslizamiento de ésta.

$$f' = \frac{1}{\phi} \ln \left(\frac{(F_1)_a - F_c}{F_2 - F_c} \right) \qquad [1.55]$$

9.- Finalmente, se determina el factor de seguridad

$$n_{fs} = \frac{H_a}{H_{nom} k_s} \qquad [1.56]$$

2.5 Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)

En este apartado, se presenta el marco teórico relacionado con la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD por sus siglas en inglés). Se describen las principales ecuaciones en las que se basa para la simulación de flujos, así como los modelos de turbulencia y volúmenes de fluido (VoF) utilizados para esta investigación.

2.5.1 Definición de la Dinámica de Fluidos Computacional

La Dinámica de Fluidos Computacional es una de las ramas de la mecánica de fluidos que permite predecir el flujo de fluidos, transferencia de calor, transferencia de masa, reacciones

químicas y fenómenos relacionados, mediante la solución de ecuaciones que gobiernan estos procesos, haciendo uso de métodos numéricos (Jeong y Seong, 2013). Por lo que la CFD integra diferentes disciplinas tales como; las matemáticas, la informática y la mecánica de fluidos (Figura 2.21) (Tu et al., 2018).

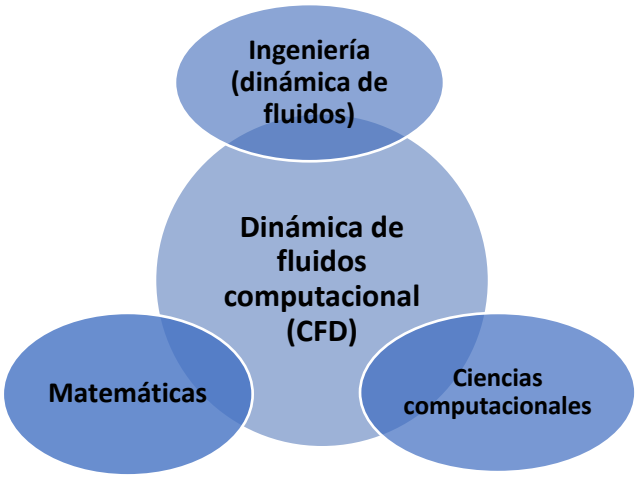


Figura 2.21 Disciplinas empleadas en la CFD (traducido de Tu et al. (2018))

La CFD se ha convertido en una herramienta de apoyo para el diseño de nuevos dispositivos, así como, en la mejora y optimación de los ya existentes permitiendo su análisis mediante la simulación, reduciendo de esta manera el tiempo y costos operativos (Tu et al., 2018). Debido a los alcances que tiene la CFD, es cada vez más utilizada en distintos campos de la ingeniería tales como la ingeniería aeroespacial (aviones, motores de cohetes, etc.), la industria automotriz (reducción de coeficientes de arrastre para autos y camiones, mejorando la entrada de aire en motores etc.), la ingeniería biomédica, la ingeniería química (análisis de distintos fluidos a través de bombas y tuberías, etc.), la ingeniería civil y ambiental (restauración de ríos, dispersión de contaminantes, etc.), la ingeniería energética (mejora en la eficiencia de turbinas, posicionamiento de parque eólicos y predicción del rendimiento etc.). Dado lo anterior, la CFD puede ser empleada como una herramienta de apoyo en el diseño tanto en la industria, como en la investigación y la educación.

2.5.1.1 Ventajas de la Dinámica de Fluidos Computacional

La dinámica de fluidos computacional ofrece una serie de ventajas como las que se enlistan a continuación (Hu, 2012):

- Puede ser utilizada de manera rápida y económica.
- Genera información completa y detallada sobre todas las variables relevantes en el dominio de interés.
- Permite el cambio sencillo de algunos parámetros. Se pueden analizar una gama de condiciones al variar parámetros de entrada lo que facilita la optimación del diseño, lo cual sería muy complicado y costoso realizarlo de manera experimental.
- Tiene la capacidad de simular condiciones ideales ya que ofrece la opción de cambiar ciertos términos de las ecuaciones gobernantes, lo que permite centrar la atención en los parámetros esenciales y evitar las características irrelevantes, tal control paramétrico es imposible en experimentos.
- Permite la investigación de situaciones no naturales, o no deseadas, con el fin de prevenirlas.

Algunos simuladores CFD más populares son: ANSYS (CFX-Fluent), Autodesk, OpenFOAM, PumpLinx y Pumpsim (López, 2015). En el presente documento se hará uso del software ANSYS Fluent (ANSYS Inc., 2013) y ANSYS CFX (ANSYS Inc., 2009).

2.5.1.2 Enfoques numéricos de la CFD

La CFD actual hace uso de dos enfoques numéricos principales (Jeong y Seong, 2013): 1) el método de elementos finitos (MEF) y 2) el método de volumen finito (MVF).

La discretización por elementos finitos (EF) divide la región en un número de regiones más pequeñas (elementos finitos), el dominio computacional se basa en una aproximación por partes de la solución. Las ecuaciones diferenciales parciales que se resuelven normalmente se obtienen reformulando la ecuación de conservación en una formulación débil (Ferziger y Perić, 2002). Este proceso de resolución fue establecido por el método de Galerkin (Ferziger y Perić, 2002).

Por otro lado, la discretización de volumen finito (VF) se basa en una forma integral de las ecuaciones diferenciales parciales a resolver, con los valores de las variables conservadas

promediados en todo el volumen. Las ecuaciones diferenciales parciales están escritas en una forma que pueden resolverse para un volumen (o celda) finito dado. El dominio computacional se discretiza en volúmenes finitos, y luego para cada volumen se resuelven las ecuaciones gobernantes (Ferziger y Perić, 2002; Ahmad et al., 1998). La Figura 2.22 representa la estructura de malla para ambos métodos de discretización.

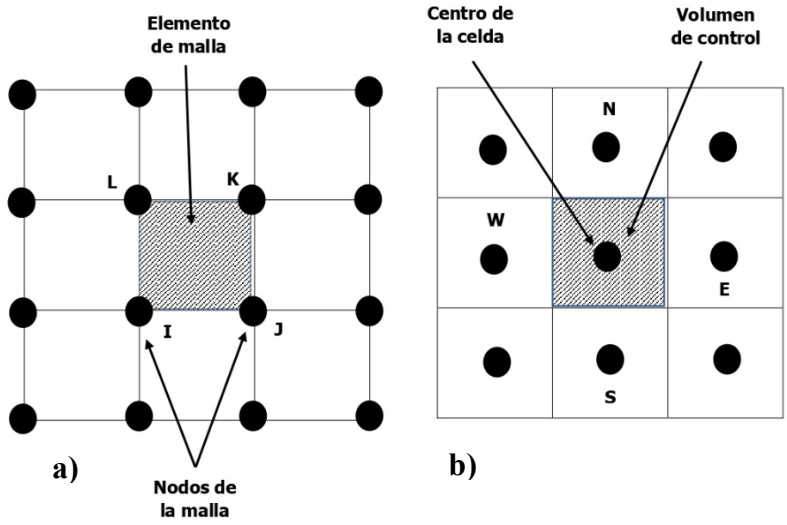


Figura 2.22 Representación de una malla estructurada por dos métodos de discretización a) método del elemento finito. b) método de volumen finito.

Los esquemas FE y FV han sido aplicados y comparados por diversos investigadores en el campo de la ingeniería de dinámica de fluidos. Dando como resultados pequeñas diferencias entre un esquema y otro debido a que el MVF proporciona soluciones discretas mientras que el MEF soluciones continuas (hasta cierto punto) (Jeong y Seong, 2013). Cabe mencionar que los resultados obtenidos mediante ambos esquemas han sido favorables al ser comparados con datos experimentales (Ahmad et al., 1998). Tomando en cuenta que el flujo de fluidos tiene parámetros difíciles de medir de manera experimental, la CFD es una alternativa viable para poder observar y analizar estos fenómenos pudiendo ser usada como complemento para la mayoría de las investigaciones que implican geometrías complejas y flujo turbulento.

Ansys Fluent y Ansys CFX se basan en el método de volumen finito, sin embargo, difieren en la forma en que integran las ecuaciones del flujo de fluidos y sus estrategias de solución. Estas diferencias se exponen en la Tabla 2.9.

Tabla 2.9 Estrategias de solución de Ansys Fluent y Ansys CFX

Ansys Fluent (ANSYS Inc., 2013)	**Ansys CFX (ANSYS Inc., 2009)**
• Utiliza volúmenes finitos centrados en celdas: en estos esquemas las variables del flujo se almacenan en los centros de los elementos de la malla. • Ofrece varios enfoques de solución: basados en densidad (segregados) y en presión (acoplados)	• Utiliza volúmenes finitos de vértice de celda para discretizar el dominio: en estos esquemas las variables de flujo se almacenan en los vértices de los elementos de la malla. • Enfoque de solución: la solución de ecuaciones de movimiento (multirejilla algebraica acoplada)

2.5.1.3 Procedimiento de solución

Los softwares de simulación como ANSYS, sin duda son de amplia utilidad en diferentes campos de la ingeniería. Sin embargo, es necesario considerar que previo a realizar cualquier simulación de los fenómenos de interés es necesario plantear lo que se desea y espera obtener, por lo que es necesario considerar responder algunas preguntas tales como (Madenci y Guven, 2015):

- ✓ ¿Cuáles son los objetivos del análisis?
- ✓ ¿Es necesario modelar todo el sistema físico, o sólo una porción?
- ✓ ¿Qué tanto detalle debe incluirse en el modelo?
- ✓ ¿Qué tan refinada debe ser la malla del modelo?

El responder a estas preguntas, permite el ahorro de tiempo y uso de los modelos adecuados para la simulación.

De manera general, el procedimiento de solución de cualquier software comercial de CFD consta de 3 etapas principales de análisis: 1) Preprocesador, 2) Solucionador y 3) Postprocesador. En la Figura 2.23 se presenta la interconectividad que existe entre los tres elementos mencionados anteriormente, así como algunas características de cada uno.

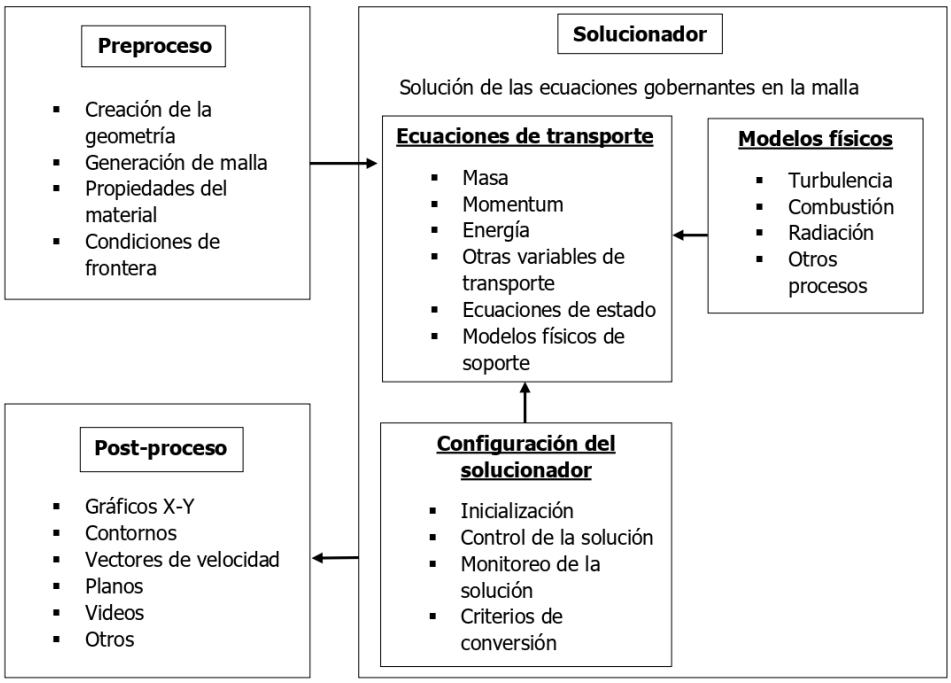


Figura 2.23. Funciones de interconectividad de los tres elementos principales dentro de un marco de análisis CFD.

2.5.1.3.1 Preprocesador

Como parte del preproceso es necesario realizar cada uno de los pasos presentados en la Figura 2.24.

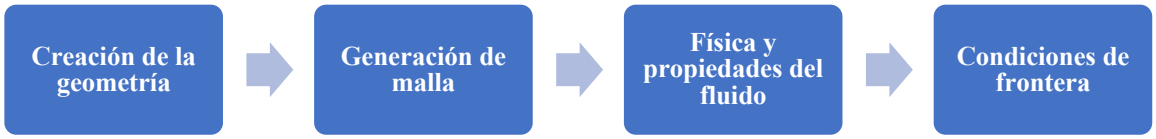


Figura 2.24. Secuencia de la etapa de preproceso en la CFD

Creación de la geometría: El primer paso del preproceso consiste en la definición y creación de la geometría de la región de fluido, la cual corresponde al dominio computacional para el que se realizarán los cálculos (Tu et al., 2018).

Generación de malla: consiste en la subdivisión del dominio en varios subdominios más pequeños que no se superponen (Versteeg y Malalasekera, 2007). Existen diferentes tipos de malla, las cuales pueden ser hexaédricas, tetraédricas, poliédricas, prismáticas y piramidales (Jeong y Seong, 2013). Se considera que la malla hexaédrica tiene buenas cualidades siendo

más precisa. Sin embargo, no es apta para representar geometrías complejas por lo que para estos casos se recomienda el uso de mallas tetraédricas.

De acuerdo con la técnica de generación de mallas, éstas pueden ser clasificadas en dos categorías principales: 1) malla estructurada y 2) malla no estructurada. La primera hace referencia a mallas en las que todos los nodos interiores tienen el mismo número de elementos adyacentes (mallas hexaédricas). En las mallas no estructuradas cualquier número de elementos puede unirse a un sólo nodo, las más comunes con mallas tetraédricas y triangulares, aunque mallas cuadriláteras y hexaédricas también se pueden desestructurar (Sadrehaghighi, 2015).

La importancia de la generación de una malla adecuada radica en el hecho de que la precisión de la solución se rige por el número de celdas (elementos o volúmenes de control). En cuanto mayor sea el número de celdas (Tu et al., 2018), mayor precisión tendrá la solución. Sin embargo, también incrementará significativamente el tiempo de cálculo por lo que es necesario considerar el uso de mallas no uniformes que sean más finas en áreas específicas en las que existan grandes variaciones de un punto a otro y más gruesas en regiones con relativamente poco cambio (Versteeg y Malalasekera, 2007).

Además del tipo de malla y número de celdas, otro factor que influye en la precisión de los resultados obtenidos mediante CFD es la calidad de malla. Este concepto se refiere a las características de una malla que permiten una simulación numérica de ecuaciones diferenciales parciales particular, con la finalidad de que el modelo de solución converja de manera eficiente, con fidelidad a la física, y con la precisión requerida para el problema. Por lo que, una buena malla, no debe crear dificultades para la simulación (Sadrehaghighi, 2015). Dado lo anterior, se han establecido diferentes métricas que permiten cuantificar la calidad de malla tales como: relación de aspecto, ortogonalidad, asimetría, jacobiano, volumen tetraédrico, entre otros (Sadrehaghighi, 2015).

Dentro de las métricas más utilizadas por ANSYS para la evaluación de la calidad de malla se encuentran la ortogonalidad y el sesgo. La ortogonalidad varía de 0 (malo) a 1 (bueno) (Figura 2.25) mientras que el sesgo es directamente opuesto 0 es bueno y 1 es malo (Figura 2.26) (Kourbataski, s.f.).

Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

Figura 2.25 Métrica para la evaluación de la calidad de malla con el criterio de ortogonalidad

Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Figura 2.26. Métrica para la evaluación de la calidad de malla con el criterio de asimetría

- Ortogonalidad (*ortogonal quality*): es un parámetro de calidad de malla que se deriva directamente de la estrategia de discretización (ANSYS Inc., 2019). Este parámetro es calculado mediante a siguiente expresión:

$$Calidad\ ortogonal = min\left[\frac{A_i . f_i}{|\vec{A_i}||\vec{f_i}|}, \frac{A_i . c_i}{|\vec{A_i}||\vec{c_i}|}\right] \quad [1.57]$$

La ecuación se calcula para cada cara *i* de la celda donde A_i es el vector normal de la cara *i*, f_i el vector desde el centroide de la celda al centroide de la cara *i*, c_i es el vector desde el centroide de la celda hasta el centroide de la celda adyacente (Figura 2.27)

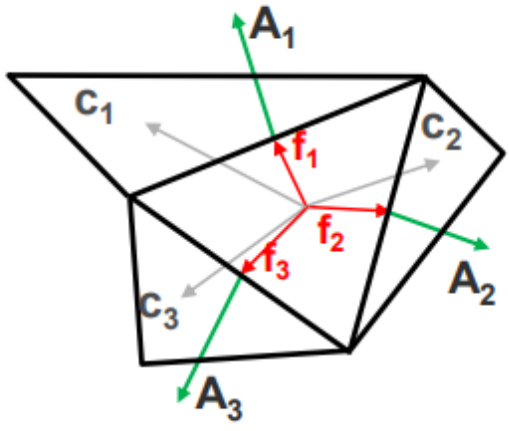


Figura 2.27 Diagrama conceptual del criterio de ortogonalidad en celdas

- Sesgo (skewness): para obtener este parámetro de calidad de malla, ANSYS Inc (2019) hace uso de dos métodos. El primero es la desviación del volumen equilateral (Figura 2.28a) el cual aplica únicamente para triángulos y tetraedros y se obtiene de la siguiente manera:

$$sesgo = \frac{tamaño\ de\ celda\ óptimo - tamaño\ de\ celda}{tamaño\ de\ celda\ óptimo} \quad [1.58]$$

El segundo método es la desviación normalizada del ángulo (Figura 2.28b), el cual puede utilizarse para celdas y caras de cualquier forma por lo que puede ser empleado en mallas hexaédricas, prismáticas y piramidales. El sesgo se obtiene de la siguiente manera:

$$sesgo = max\left[\frac{\theta_{max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{min}}{\theta_e}\right] \quad [1.59]$$

Donde θ_e es la cara o celda equiangular (60° para tetraedros y 90° para hexaedros)

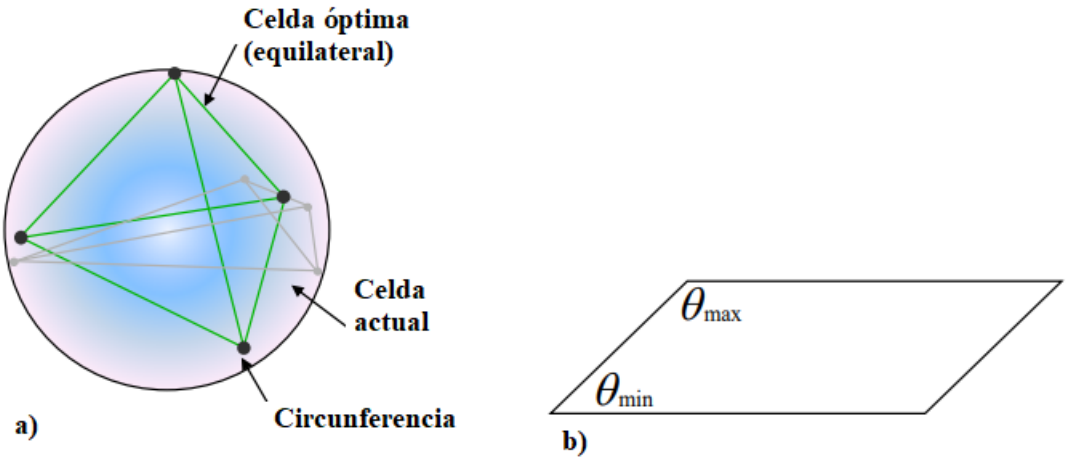


Figura 2.28 Esquema conceptual del método de sesgo. a) Desviación del volumen equilateral. b) Desviación normalizada del ángulo

Física y propiedades del fluido: en esta etapa es necesario identificar cuidadosamente la física del flujo, para ello es posible utilizar como guía la Figura 2.29 (Tu et al., 2018). Por otra parte, el flujo puede clasificarse con base en los criterios mostrados en la Tabla 2.10 (Naidiuk y Bolívar-Torres, 2018).

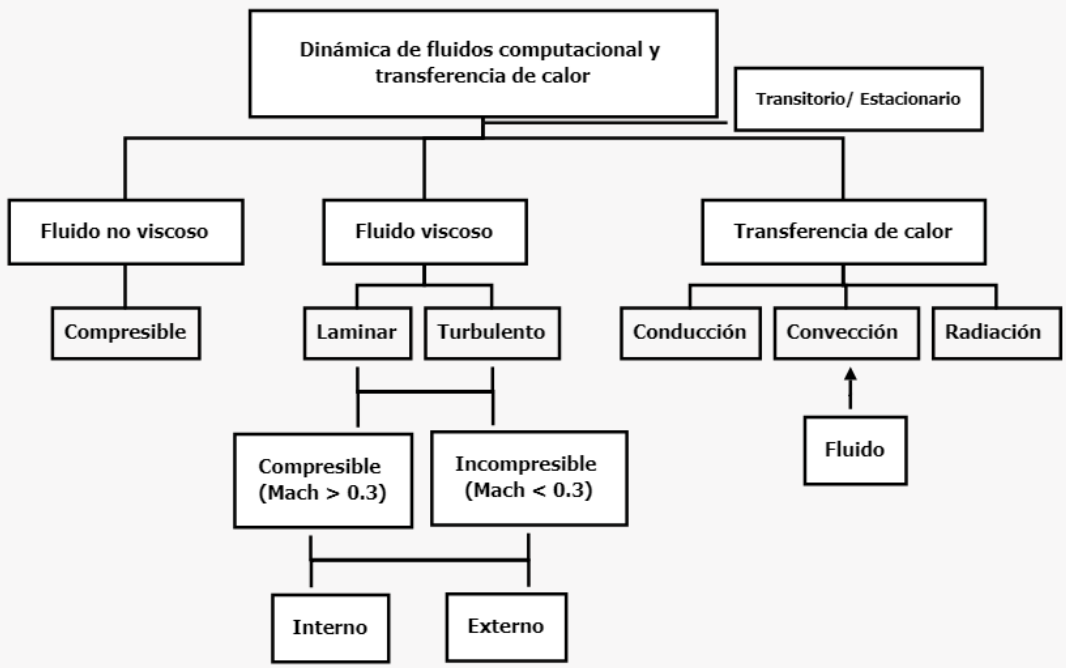


Figura 2.29. Diagrama de la física de flujo para un análisis con CFD. Modificado de Tu et al., 2018.

Tabla 2.10. Clasificación de flujos

Interno o externo	Interno: confinado por superficies. Externo: No limitado por una superficie.
Laminar o turbulento	Laminar: flujos suaves y ordenados. Turbulento: flujos caóticos.
Compresible o incompresible	Compresibles: varía su densidad. Incompresible: densidad constante.
No forzado o forzado	No forzado: se refiere a un flujo impulsado de forma natural, como por efecto de la flotación o la gravedad. Forzado: es obligado a fluir con un dispositivo externo como una bomba o un ventilador.
Estacionario o transitorio	Estacionario: las propiedades del fluido en un punto no cambian con el tiempo. Transitorio: hay variación de las propiedades del fluido con respecto al tiempo.
Unidimensional, bidimensional o tridimensional	Unidimensional: las propiedades del flujo varían sólo en una dirección. Bidimensional: las propiedades del flujo varían en dos direcciones. Tridimensional: las propiedades del flujo varían en 3 direcciones.

Condiciones de frontera: en esta etapa es necesario definir las condiciones apropiadas que limitan y representan la física real del flujo de fluido (Tu et al., 2018). Las condiciones de frontera más comunes son las siguientes:

- Entrada: se especifica la distribución de las variables de flujo en los límites de entrada (Versteeg y Malalasekera, 2007), en el caso en que se desconozcan las condiciones de entrada se recomienda mover el límite lo más lejos posible de la región de interés (Ferziger y Peric, 2002).
- Salida: para las condiciones de salida normalmente es posible hacer una predicción de la dirección y condiciones de flujo. Sobre todo, si en la salida se alcanza un estado de flujo completamente desarrollado en el que no existan cambios en la dirección del flujo se puede establecer que los gradientes de todas las variables son cero en la dirección del flujo, a excepción de la presión (Versteeg y Malalasekera, 2007).
- De pared: las condiciones de pared son aquellas que limitan la geometría además de hacer posible indicar obstáculos internos al dominio de flujo (Tu et al., 2018). Las condiciones de pared pueden indicar limites estacionarios, móviles e incluso rugosos (Versteeg y Malalasekera, 2007).
- Condición de frontera de presión constante: esta condición de frontera es utilizada generalmente cuando no se conoce la tasa de flujo másico en la entrada, pero si las condiciones de presión tanto en entrada como en salida (Ferziger y Peric, 2002). Esta condición es apropiada en fenómenos que incluyen flujos externos alrededor de objetos, flujo de superficie libre, flujos impulsados por flotabilidad, flujos como ventilación natural, entre otros (Versteeg y Malalasekera, 2007).
- Condición de frontera simétrica: con esta condición se resuelve solamente una parte del dominio de flujo, algunos casos en los que se utiliza esta condición son en el análisis de difusores, canales, expansiones repentinas, etc. (Ferziger y Peric, 2002).
- Condiciones de contorno periódicas o cíclicas: estas condiciones hacen referencia a un tipo de simetría diferente al mencionado anteriormente, por ejemplo, el flujo giratorio en el cilindro de un horno, problema que podría resolverse en coordenadas polares cilíndricas (Versteeg y Malalasekera, 2007).

2.5.1.3.2 Esquemas de solución en CFD

Las etapas y procedimientos que se cumplen en el proceso de solución son presentadas en la Figura 2.30, por lo que los requisitos previos que tendrán influencia en la solución son: la inicialización, el control y monitoreo de la solución, el cálculo de CFD y la verificación de convergencia.

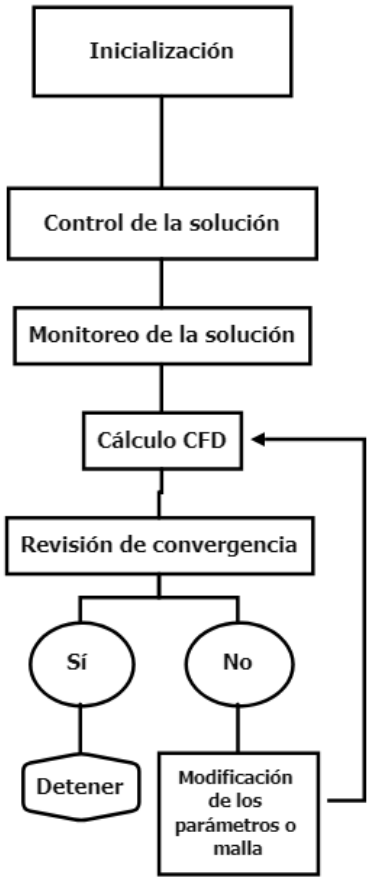


Figura 2.30 Etapas generales del proceso de solución para un análisis con CFD. Modificado de (Tu et al., 2018).

Inicialización y control de la solución: Al ser un procedimiento iterativo, es de suma importancia la correcta selección de condiciones iniciales ya que, si éstas se acercan a la solución final de estado estacionario, el resultado convergerá rápidamente y el tiempo de cómputo podrá reducirse significativamente, de lo contrario es posible que el procedimiento iterativo "se rompa" o diverja (Tu et al., 2018). Por la parte del control de la solución es necesario seleccionar el esquema de solución iterativo adecuado, algunos de estos esquemas

son: "*first-order upwind*", "*second-order upwind*", "*second-order central" y "quadratic upstream interpolation convective kinetics".*

Monitoreo: Dos de los aspectos que indican que se ha alcanzado la solución adecuada son la convergencia del proceso iterativo y la independencia de la malla (Tu et al., 2018) por lo que, para evaluar la convergencia de los resultados se hace uso de gráficos que permiten visualizar el comportamiento de las variables más representativas del fenómeno en estudio a lo largo de cada iteración teniendo que, al tener los valores estables o con mínimas variaciones se entiende que se ha alcanzado una solución convergente del campo de flujo en estudio. Además de las variables es posible observar los valores residuales, lo que indica que se ha llegado a una solución convergente cuando éstos se encuentran por debajo de algún criterio de convergencia o tolerancia preestablecido dentro de la solución. Para el caso de ANSYS CFX y ANSYS Fluent se recomiendan valores de $1x10^{-4}$ y $1x10^{-3}$ respectivamente (ANSYS Inc., 2013).

2.5.1.3.3 Post-proceso

En el post-proceso pueden visualizarse los resultados obtenidos mediante la simulación además de diversos gráficos que facilitan su interpretación tales como:

- Vectores.
- Gráficos de línea y contornos.
- Superficies 2D y 3D.
- Seguimiento de partículas.
- Animaciones.
- Videos.

2.5.2 Ecuaciones gobernantes de la CFD

La CFD se basa en las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluidos tales como: la ley de la conservación de masa, la segunda ley de Newton (conservación de *momentum*) y la primera ley de la termodinámica (ley de la conservación de energía).

Claude-Louis Navier y George Gabriel Stokes introdujeron el transporte viscoso en las ecuaciones de Euler, que resultó en la ecuación de Navier-Stokes en la que se basa la CFD actual (Jeong y Seong, 2014). La teoría básica de la modelación con CFD son las ecuaciones

de la dinámica de fluidos de Navier-Stokes, las cuales son usadas para modelar parámetros del flujo de un fluido, como velocidad, temperatura y presión.

Las ecuaciones de Navier-Stokes describen el movimiento de pequeñas regiones y/o volúmenes de fluido junto con la ecuación de continuidad. Al ser resueltas entregan el campo de velocidad y de presión para todo el flujo en estudio (Richmond, 2019) . La forma general de las ecuaciones de Navier-Stokes en coordenadas cartesianas, para un flujo compresible son (López, 2015):

- Ecuación de conservación de masa.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \qquad [1.60]$$

- Ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento (*momentum*) (Tu et al., 2018):

$$(M_x)\ \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + u\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + v\frac{\partial(\rho u)}{\partial y} + w\frac{\partial(\rho u)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left[(\mu+\mu_T)\frac{\partial u}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[(\mu+\mu_T)\frac{\partial u}{\partial y}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[(\mu+\mu_T)\frac{\partial u}{\partial z}\right] + \left(S_u = -\frac{\partial p}{\partial x} + S'_u\right) \qquad [1.61]$$

$$(M_y)\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + u\frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v\frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + w\frac{\partial(\rho v)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left[(\mu+\mu_T)\frac{\partial v}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[(\mu+\mu_T)\frac{\partial v}{\partial y}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[(\mu+\mu_T)\frac{\partial v}{\partial z}\right] + \left(S_v = -\frac{\partial p}{\partial y} + S'_v\right) \qquad [1.62]$$

$$(M_x)\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + u\frac{\partial(\rho w)}{\partial x} + v\frac{\partial(\rho w)}{\partial y} + w\frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left[(\mu+\mu_T)\frac{\partial w}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[(\mu+\mu_T)\frac{\partial w}{\partial y}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[(\mu+\mu_T)\frac{\partial w}{\partial z}\right] + \left(S_w = -\frac{\partial p}{\partial z} + S'_w\right) \qquad [1.63]$$

- Ecuación de conservación de la energía

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + u\frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + v\frac{\partial(\rho h)}{\partial y} + w\frac{\partial(\rho h)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left[\lambda\frac{\partial T}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\lambda\frac{\partial T}{\partial y}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\lambda\frac{\partial T}{\partial z}\right] + \frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{\mu_T \partial h}{Pr_T \partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\frac{\mu_T \partial h}{Pr_T \partial y}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\frac{\mu_T \partial h}{Pr_T \partial z}\right] + \frac{\partial p}{\partial t} + \Phi + S_T \qquad [1.64]$$

Donde: x, y, z son los ejes del sistema coordenado u, v, w son las componentes radial, tangencial y vertical de la velocidad, ρ es la densidad del fluido, p es la presión absoluta, T es la cantidad de calor del fluido, λ es la conductividad térmica ν es la viscosidad cinemática del fluido S_u, S_v S_w son términos fuente, S_T término fuente adicional puede contener fuentes de calor o sumideros dentro del dominio de flujo, Pr_T el número de Prandtl, μ_T viscosidad local de turbulencia y μ viscosidad absoluta

Si se trata de un flujo incompresible y de viscosidad constante (son características de un fluido como el agua), el desarrollo de las ecuaciones de *momentum* para un flujo tridimensional y tridireccional son (Tu et al., 2018):

$$(M_x)\ \frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left[(\nu+\nu_T)\frac{\partial u}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[(\nu+\nu_T)\frac{\partial u}{\partial y}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[(\nu+\nu_T)\frac{\partial u}{\partial z}\right] + \left(S_u = -\frac{\partial p}{\rho\partial x} + S'_u\right) \qquad [1.65]$$

$$(M_y)\ \frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left[(\nu+\nu_T)\frac{\partial v}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[(\nu+\nu_T)\frac{\partial v}{\partial y}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[(\nu+\nu_T)\frac{\partial v}{\partial z}\right] + \left(S_v = -\frac{\partial p}{\rho\partial y} + S'_v\right) \qquad [1.66]$$

$$(M_z)\ \frac{\partial w}{\partial t} + u\frac{\partial w}{\partial x} + v\frac{\partial w}{\partial y} + w\frac{\partial w}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left[(\nu + \nu_T)\frac{\partial w}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[(\nu + \nu_T)\frac{\partial w}{\partial y}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[(\nu + \nu_T)\frac{\partial w}{\partial z}\right] + \left(S_w = -\frac{\partial p}{\rho \partial z} + S'_w\right) \quad [1.67]$$

Donde ν es la viscosidad cinemática y ν_T la viscosidad cinemática local.

La ecuación de continuidad para un flujo incompresible se define como:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad [1.68]$$

Donde, al prescindir de los términos ρ y ν,las ecuaciones tienen solamente cuatro incógnitas (u, v, w, p). Este conjunto de ecuaciones, al no tener solución analítica conocida, hace necesario el uso de métodos numéricos para obtener el campo de presión y velocidad (Richmond, 2019).

2.5.3 Modelos de turbulencia

La turbulencia se define como el estado de movimiento de un fluido en el que las distintas variables relevantes (presión, velocidad, etc.) fluctúan de una forma desordenada. Se trata de un estado no estacionario desde el punto de vista macroscópico en el que las distintas variables adoptan valores dependientes tanto de la posición como del tiempo y estos valores varían de una forma aleatoria y desordenada. La descripción del movimiento de las partículas fluidas debido al efecto de la turbulencia resulta altamente complejo y constituye un problema aún sin solución desde el punto de vista de los métodos numéricos (Naidiuk y Torres, 2018)

En el caso de flujos turbulentos, la resolución de la malla y el avance en el tiempo deben ser suficientemente finas para contemplar hasta los más pequeños remolinos que suceden en el flujo. Conforme aumenta el número de Reynolds, estas oscilaciones se vuelven tan pequeñas que resulta inviable, desde el punto de vista computacional actual, resolver las ecuaciones de Navier-Stokes para cada elemento de la malla por lo que a lo largo del tiempo se han desarrollado distintos modelos de turbulencia como modelo RANS (Reynolds-Averaged Navier Stokes).

2.5.3.1 Reynolds-Averaged Navier Stokes (RANS)

El modelo RANS fue propuesto por Reynolds en 1895 y consiste en descomponer las variables de interés (velocidad, presión, etc.) en un valor medio y otro fluctuante. La aplicabilidad del promedio de Reynolds depende implícitamente de la estabilidad de los valores promedio.

En esencia, el promedio de Reynolds es una simplificación donde se pierde mucha información contenida originalmente en las ecuaciones de Navier-Stokes y se puede calcular por medio de las siguientes ecuaciones (Tu et al., 2018):

- ✓ Ecuación de continuidad

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \qquad [1.69]$$

- ✓ Ecuaciones de momentum

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial t}+\frac{\partial(\bar{u}\bar{u})}{\partial x}+\frac{\partial(\bar{v}\bar{u})}{\partial y}+\frac{\partial(\bar{w}\bar{u})}{\partial w}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial(\bar{p})}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left(v\frac{\partial \bar{u}}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(v\frac{\partial \bar{u}}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(v\frac{\partial \bar{u}}{\partial z}\right)+\frac{\partial}{\partial x}\left[v\frac{\partial \bar{u}}{\partial x}\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[v\frac{\partial \bar{u}}{\partial x}\right]+\frac{\partial}{\partial z}\left[v\frac{\partial \bar{w}}{\partial x}\right]-\left[\frac{\partial \overline{u'u'}}{\partial x}+\frac{\partial \overline{v'u'}}{\partial y}+\frac{\partial \overline{w'v'}}{\partial z}\right] \qquad [1.70]$$

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t}+\frac{\partial(\bar{u}\bar{v})}{\partial x}+\frac{\partial(\bar{v}\bar{v})}{\partial y}+\frac{\partial(\bar{w}\bar{v})}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial(\bar{p})}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left(v\frac{\partial \bar{v}}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(v\frac{\partial \bar{v}}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(v\frac{\partial \bar{v}}{\partial z}\right)+\frac{\partial}{\partial x}\left[v\frac{\partial \bar{u}}{\partial y}\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[v\frac{\partial \bar{u}}{\partial y}\right]+\frac{\partial}{\partial z}\left[v\frac{\partial \bar{w}}{\partial y}\right]-\left[\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x}+\frac{\partial \overline{v'v'}}{\partial y}+\frac{\partial \overline{w'v'}}{\partial z}\right] \qquad [1.71]$$

$$\frac{\partial \bar{w}}{\partial t}+\frac{\partial(\bar{u}\bar{w})}{\partial x}+\frac{\partial(\bar{v}\bar{w})}{\partial y}+\frac{\partial(\bar{w}\bar{w})}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial(\bar{p})}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial x}\left(v\frac{\partial \bar{w}}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(v\frac{\partial \bar{w}}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(v\frac{\partial \bar{w}}{\partial z}\right)+\frac{\partial}{\partial x}\left[v\frac{\partial \bar{u}}{\partial z}\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[v\frac{\partial \bar{u}}{\partial z}\right]+\frac{\partial}{\partial z}\left[v\frac{\partial \bar{w}}{\partial z}\right]-\left[\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x}+\frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y}+\frac{\partial \overline{w'w'}}{\partial z}\right] \qquad [1.72]$$

Donde $\bar{u}$, $\bar{v}$ y $\bar{w}$ y $\bar{p}$ son valores medios y u', v', w' y p' son fluctuaciones de turbulencia.

Puede notarse que las ecuaciones anteriores son similares a las de un flujo laminar, excepto por la presencia de los términos de la forma $\overline{u'v'}$ que son los términos conocidos como esfuerzos de Reynolds. Aunado a ello, Boussinesq (1868) propuso que los esfuerzos de Reynolds pueden estar ligados con la tasa media de deformación (López, 2015).

Así, se obtiene que:

$$-\rho\overline{u'u'}=2\mu_T\frac{\partial \bar{u}}{\partial x}-\frac{2}{3}\rho k \qquad [1.73]$$

$$-\rho\overline{v'v'}=2\mu_T\frac{\partial \bar{v}}{\partial y}-\frac{2}{3}\rho k \qquad [1.74]$$

$$-\rho\overline{w'w'}=2\mu_T\frac{\partial \bar{w}}{\partial z}-\frac{2}{3}\rho k \qquad [1.75]$$

$$-\rho\overline{u'v'}=\mu_T\left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x}+\frac{\partial \bar{u}}{\partial y}\right) \qquad [1.76]$$

$$-\rho\overline{u'w'}=\mu_T\left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial x}+\frac{\partial \bar{u}}{\partial z}\right) \qquad [1.77]$$

$$-\rho\overline{v'w'}=\mu_T\left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial y}+\frac{\partial \bar{v}}{\partial z}\right) \qquad [1.78]$$

De los términos anteriores, el lado derecho de cada ecuación es análogo a la ley de viscosidad de Newton, excepto por la aparición de los términos de turbulencia o viscosidad turbulenta μ_T y la energía cinética de turbulencia k.

Al igual que las ecuaciones RANS, es posible desarrollar ecuaciones para adaptar la energía cinética de turbulencia $\boldsymbol{k}$ y otros términos de turbulencia como la tasa de disipación de la energía de turbulencia ε o la tasa específica de disipación de energía cinética ω. A continuación, se presentan algunas generalidades de estos modelos de turbulencia.

2.5.3.2 Modelo de turbulencia κ-ε

$\boldsymbol{\kappa - \varepsilon}$ es uno de los modelos de turbulencia más utilizados debido a su robustez y bajo costo computacional. El modelo consiste en resolver 2 ecuaciones adicionales: una para el transporte de energía cinética turbulenta $\boldsymbol{\kappa}$ con la que se determina la energía de turbulencia y otra para la tasa de disipación de la energía cinética de turbulencia ε, mediante la cual se determina la escala de la turbulencia (Richmond, 2019). Este modelo, es utilizado para flujos con un alto número de Reynols y puede ser aplicado en estudios estacionarios o transitorios. Sin embargo, cabe mencionar que toma en cuenta, que el flujo cerca de las paredes es modelado usando funciones de pared por lo que no es simulado.

2.5.3.3 Modelo de turbulencia κ-ω

$\boldsymbol{k - \omega}$ es un modelo similar al k-ε, pero en este caso se resuelve para ω, la tasa específica de disipación de energía cinética ($\boldsymbol{\omega = \varepsilon/\kappa}$). A diferencia del modelo anterior, su convergencia es más desafiante además de ser más sensible al valor inicial supuesto para la solución por lo que es menos robusto (Richmond, 2019).

Usualmente $\boldsymbol{k - \omega}$ da mejores resultados y es más adecuado que el $\boldsymbol{k - \varepsilon}$ en regiones con recirculación, cerca de paredes sólidas, para flujos internos, flujos libres, capa límite en placas, flujos con mucha curvatura, separación de flujo y chorros (Contreras, 2018; Richmond, 2019)

2.5.3.4 Modelo κ-ω SST (Shear Stress Transport)

Este modelo que combina la robustez del $\boldsymbol{k - \varepsilon}$ con la exactitud del modelo k-ω, lo que lo hace aplicable a una amplia gama de flujos. Emplea $\boldsymbol{k - \varepsilon}$ en las zonas de corriente libre y $\boldsymbol{k - \omega}$ en las regiones cercanas a las paredes, pero su formulación elimina algunas debilidades de estos dos modelos.

Se ha demostrado que este modelo presenta mayor precisión y confiablidad en flujos con fuertes gradientes de presión adversos como los que se presentan en turbinas hidráulicas de

eje cruzado (Harrison et. al., 2010). Adicionalmente, es capaz de modelar la generación de vórtices en los bordes de ataque (Menter, 1993).

2.5.4 Modelos matemáticos de ANSYS

Dado que en el presente trabajo de investigación se utilizó ANSYS Fluent y ANSYS CFX para la simulavión numérica de la turbina y pistones, en este apartado se exponen los principales modelos matemáticos empleados para la solución de los fenómenos estudiados en este proyecto. No sin antes mencionar que se seleccionó este software debido a que es el software de simulación de flujos líder en la industria ofreciendo confiabilidad y exactitud en sus resultados. Además de contar con una interfaz agradable e intuitiva que facilita la utilización del software.

Con referencia a ANSYS Fluent, este software permite la modelación física avanzada y análisis de una gran variedad de fenómenos de fluidos como modelado de flujos monofásicos y multifásicos, combustión, optimación de formas, interacción de fluido estructura, entre otros. Por otra parte, el módulo de ANSYS CFX es conocido por su robustez por lo que es adecuado para la simulación de bombas, ventiladores, compresores y turbinas.

2.5.4.1 Momento de torsión

Al ser el momento de torsión o torque una variable clave en la generación de potencia es importante mencionar que ANSYS hace uso de la siguiente expresión matemática para estimarlo:

$$\overline{M_A} = \overline{r_{AB}} \times \overline{F_p} + \overline{r_{AB}} \times \overline{F_v} \qquad [1.79]$$

Donde $\overline{M_A}$ es el momento total, $\overline{r_{AB}}$ un vector desde el centro de momento especificado hasta el origen de la fuerza, $\overline{F_p}$ el vector de fuerza de presión y $\overline{F_v}$ el vector de fuerza viscosa.

2.5.4.2 Ecuaciones de flujo multifásico ANSYS Fluent

En algunas etapas del proyecto de investigación se plantearon simulaciones de flujo multifásico por lo que en los siguientes párrafos se presentan las ecuaciones que utiliza el ANSYS Fluent para realizar estas simulaciones.

El software resuelve ecuaciones de transporte para dos tipos de escalares: por fase y por mezcla. Para un escalar arbitrario κ en la fase 1, denotado por $\emptyset_l^k$, Por lo que el software resuelve la ecuación de transporte dentro del volumen ocupado por la fase 1.

$$\frac{\partial \alpha_l \rho_l \emptyset_l^k}{\partial t} + \nabla . \left(\alpha_l \rho_l \bar{u}_l \emptyset_l^k - \alpha_l \Gamma_l^k \nabla \phi_l^k\right) = S_l^k \qquad k = 1, \dots, N \qquad [1.80]$$

Donde α_l, ρ_l y $\bar{u}_l$ son la fracción de volumen, la densidad y la velocidad de la fase 1, respectivamente. Γ_l^k y S_l^k son el coeficiente de difusión y término fuente respectivamente el cual es especificado. El escalar ϕ_l^k es asociado solo con la fase 1 y se considera un campo individual variable de la fase 1.

El flujo másico de la fase 1 se define como:

$$F_l = \int_S \alpha_l \rho_l \, \bar{u}_l \, . \, d\bar{S} \qquad [1.81]$$

Si la variable de transporte es descrita por el escalar ϕ_l^k representa el campo físico que se comparte entre fases, o es considerado el mismo para cada fase, entonces se debería considerar este escalar asociado con una mezcla de fases ϕ_l^k. En este caso, la ecuación de transporte genérica para el escalar es:

$$\frac{\partial \rho_m \phi^k}{\partial t} + \nabla . (\rho_m \bar{u}_m \phi^k - \Gamma_m^k \nabla \phi^k) = S^{k_m} \qquad k = 1, \dots, N \qquad [1.82]$$

Donde ρ_m es la densidad de la mezcla $\bar{u}_m$ la velocidad de la mezcla y $k\Gamma_m^k$ la difusividad de la mezcla por el escalar los cuales son calculados con base en lo siguiente:

$$\rho_m = \sum_l \alpha_l \rho_l \qquad [1.83]$$

$$\rho_m \bar{u}_m = \sum_l \alpha_l \rho_l \bar{u}_l \qquad [1.84]$$

$$F_m = \int_S \rho_m \bar{u}_m \, . \, d\bar{S} \qquad [1.85]$$

$$\Gamma_m^k = \sum_l \alpha_l \, \Gamma_l^k \qquad [1.86]$$

$$S_m^k = \sum_l S_l^k \qquad [1.87]$$

2.5.4.3 Ecuaciones de flujo multifásico ANSYS CFX

Para la segunda etapa de simulación del tornillo de Arquímedes se utilizó ANSYS CFX el cual hace uso de modelos multifásicos y de superficie libre. Las ecuaciones empleadas por el software se presentan a continuación.

2.5.4.3.1 Notación multifase

Diferentes fases de fluidos son denotadas usando las letras griegas $\alpha,\ \beta,\ \gamma$, etcétera. En general una cantidad asociada con $\alpha,\ \beta,\ \gamma$ etc, se refiere al valor de la cantidad para esa fase en particular. Por ejemplo, la fracción de volumen de α es denotada por r_α. Por lo tanto, el volumen V_α ocupado por la fase α en un pequeño volumen V alrededor de un punto de fracción de volumen r_α está dado por:

$$V_\alpha = r_\alpha V \qquad [1.88]$$

El número total de fases es N_p. La fracción de volumen de cada fase es denotada por r_α donde $\alpha = 1$ para N_p.

Es importante distinguir entre la densidad del material y la densidad efectiva de un fluido α. La densidad del material ρ_α es la densidad del fluido si es la única fase presente, esto es, la masa de α por unidad de volumen de α. La densidad efectiva se define como:

$$\bar{\rho}_\alpha = r_\alpha \rho_\alpha \qquad [1.89]$$

Esto es la masa actual por unidad de volumen de fase α, dado que la fase α sólo ocupa una fracción del volumen esto es, la masa de α por unidad de volumen del fluido.

La densidad de la mezcla está dada por:

$$\rho_m = \sum_\alpha \rho_\alpha\, r_\alpha \qquad [1.90]$$

2.5.4.3.2 Presión total multifásica

La presión total en una simulación multifásica se define como:

$$P_{tot} = P_{stat} + \sum_\alpha \frac{1}{2} r_\alpha \rho_\alpha U_\alpha^2 \qquad [1.91]$$

2.5.4.3.3 Modelo de superficie libre

El modelo de superficie libre intenta resolver la interfaz entre los fluidos. Si sólo hay dos fases en la simulación, se utiliza la siguiente ecuación para la densidad del área interfacial:

$$A_{\alpha\beta} = |\nabla r_\alpha| \qquad [1.92]$$

2.5.4.4 Fuerzas rotacionales

En el caso de CFX se realiza la simulación del dominio relativo al tornillo de Arquímedes en movimiento, por lo que enseguida se presentan las ecuaciones que resuelve ANSYS CFX para simular este fenómeno.

Para flujos en un marco de referencia giratorio, girando a una velocidad angular constante $\boldsymbol{\omega}$, se requieren fuentes adicionales de cantidad de movimiento para tener en cuenta los efectos de la fuerza de Coriolis y la fuerza centrífuga:

$$S_{M,rot} = S_{Cor} + S_{cfg} \quad [1.93]$$

Donde:

$$S_{Cor} = -2\rho\omega \times U \quad [1.94]$$

$$S_{cfg} = -\rho\omega \times (\omega \times r) \quad [1.95]$$

Donde r es el vector de ubicación y U es la velocidad relativa al marco de referencia (es decir, la velocidad del marco de referencia para un marco de referencia giratorio).

3. MATERIALES Y MÉTODO

En este capítulo, se describe cada una de las etapas que se desarrollaron en esta investigación de manera detallada. Por lo que, haciendo uso del lenguaje unificado de modelado (UML, por sus siglas en inglés) en la Figura 3.1 se presenta el diagrama de actividades general del proyecto. Adicionalmente, se adjunta un anexo digital, que contiene la diagramación UML, de todo el proyecto, describiendo de manera detallada cada una de las etapas más importantes de esta investigación, con la finalidad de dar mayor claridad a los métodos y procedimientos realizados.

DIAGRAMA GENERAL DE ACTIVIDADES

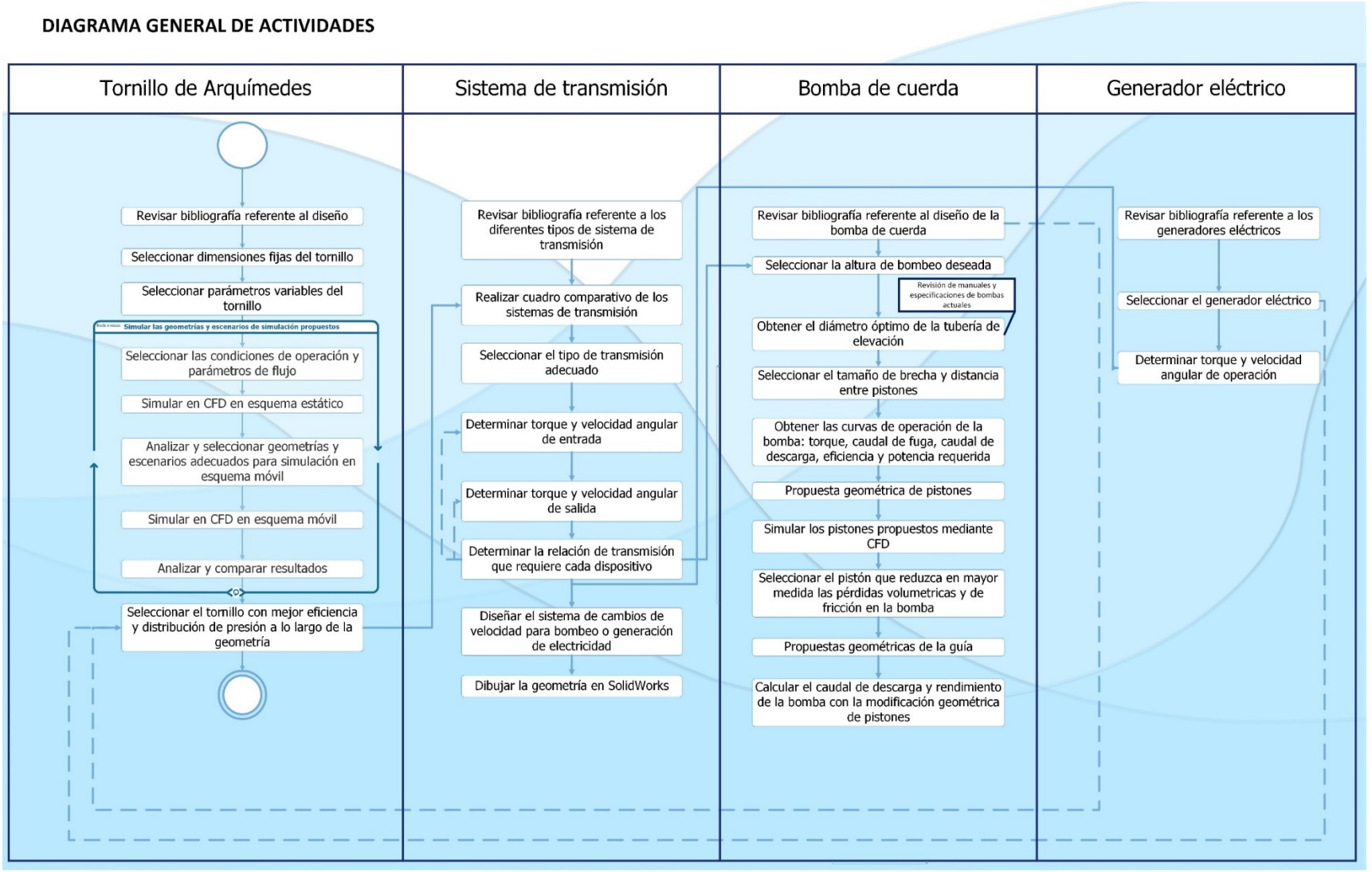


Figura 3.1 Diagrama de actividades general del proyecto de investigación

3.1 Diseño del tornillo de Arquímedes

De acuerdo con el cronograma de actividades y los objetivos planteados, la primera etapa de la investigación fue el diseño óptimo del tornillo de Arquímedes, cuya función es suministrar la potencia necesaria para el bombeo y generación de energía eléctrica. En esta sección se detallan las dimensiones geométricas del dispositivo siguiendo con la descripción del procedimiento de simulación en los dos esquemas propuestos; 1) Estacionario: tornillo estático y canal lleno; 2) Transitorio: marco de referencia móvil en el dominio relativo al tornillo de Arquímedes y superficie libre (haciendo uso del modelo VoF). Este proceso se describe mediante un diagrama UML de casos de uso (Figura 3.2) en el cual, se pueden observar los actores que se involucran en cada una de las actividades principales de manera general, así como la relación y dependencia entre ellas.

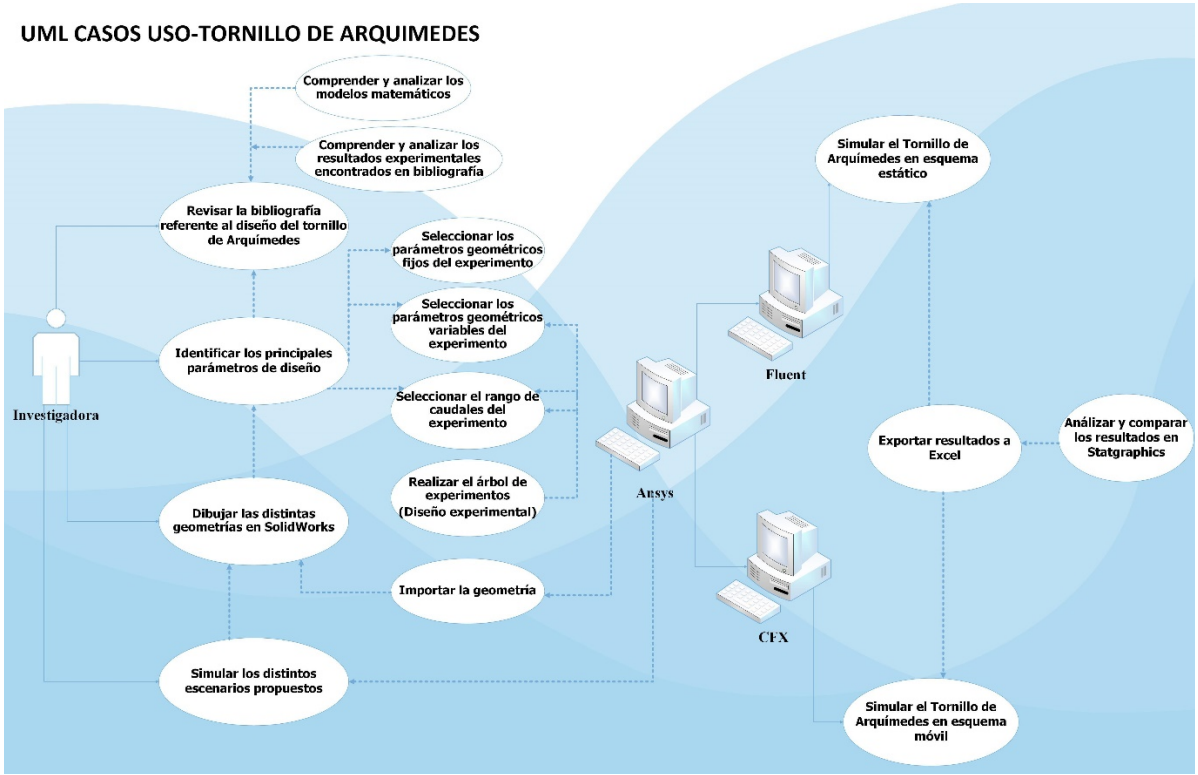


Figura 3.2. Casos de uso general del diseño del tornillo de Arquímedes

3.1.1 Dimensiones geométricas del tornillo de Arquímedes

El primer paso, consistió en proponer las dimensiones de los distintos tornillos después, se obtuvieron los escenarios de simulación. Las dimensiones geométricas propuestas se seleccionaron de acuerdo con los dos objetivos siguientes:

- Diseñar un dispositivo con dimensiones físicas que sea fácil de transportar para su futura validación en campo.
- Considerar que las dimensiones del dispositivo permitan realizar pruebas experimentales en la infraestructura disponible del Instituto Interamericano de Tecnología y Ciencias del Agua (IITCA-UAEMéx) una vez que haya sido optimado mediante ANSYS.

La Tabla 3.1 resume las dimensiones de los parámetros geométricos seleccionados para el dispositivo. Se determinó el diámetro del dispositivo estableciendo un canal circular de 0.5 m de diámetro, y para garantizar el movimiento libre de la turbina una brecha de 3 mm teniendo como resultado un diámetro exterior de 0.494 m. Adicionalmente, se tomaron en cuenta las relaciones geométricas sugeridas por Lubitz et al. (2014), $D_i/D_o = 0.5$, $S/D_o = 1$ y $L/D_o = 4$. Por otra parte, se estableció que el ángulo de inclinación del tornillo se encuentre en un rango entre los 20° y 30° (YoosefDoost y Lubitz, 2020).

Tabla 3.1 Parámetros geométricos constantes del tornillo de Arquímedes

Característica física	**Dimensión**
Diámetro exterior ($\boldsymbol{D_o}$)	0.494 m
Diámetro interior ($\boldsymbol{D_i}$)	0.247 m
Paso ($\boldsymbol{S}$)	0.494 m
Longitud ($\boldsymbol{L}$)	2 m
Brecha ($\boldsymbol{G}$)	0.003 m
Geometría del canal	circular
Diámetro del canal	0.50 m

Por otra parte, como parámetros geométricos variables se tienen los presentados en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Parámetros geométricos variables del tornillo de Arquímedes

Característica física	**Dimensión**
Ángulo de inclinación (β)	20°, 24° y 28°
Número de álabes (N)	1, 2 y 3 Adicionalmente 4, 5 y 6 (para el caso de 20°)

3.1.2 Cálculo de las condiciones del flujo de entrada al tornillo de Arquímedes

En lo referente a las condiciones de flujo, se propuso evaluar 5 caudales diferentes suponiendo tirantes de 20, 25, 30, 35 y 40 cm a la entrada del canal. De acuerdo con la literatura consultada (Dellinger et al., 2016) el nivel de inmersión óptimo del tornillo de Arquímedes va de 0.5 a 0.6 veces su diámetro, en este caso correspondería a tirantes de 25 a 30 cm. Sin embargo, fue de interés observar y demostrar el comportamiento de la turbina en condiciones de operación diferentes a las óptimas, con fin de validar las pérdidas por inmersión, así como obtener las curvas de operación del tornillo, en este caso se propuso evaluar tirantes mayores a los óptimos, es decir, de 35 y 40 cm.

Por otra parte, es importante tomar en cuenta que, al tener un área constante en el canal de entrada, a cada tirante propuesto le corresponde un caudal diferente. Estas condiciones fueron calculadas para la sección que se muestra en la Figura 3.3. Además, en la Figura 3.4 se muestra el procedimiento que se siguió para calcular la velocidad del flujo necesaria en la sección de entrada a la turbina con base en el tirante deseado. Las fórmulas empleadas se presentan en el capítulo de marco teórico (ecuaciones 1.11, 1.13 y las incluidas en la Tabla 2.3 para la sección de canal circular). En el caso del coeficiente de rugosidad de Manning, se utilizó un valor de n=0.010 tomando en cuenta los valores de la Tabla 2.4 para un canal de acrílico, por otro lado, se consideró una pendiente (s) de 0.0001 m/m.

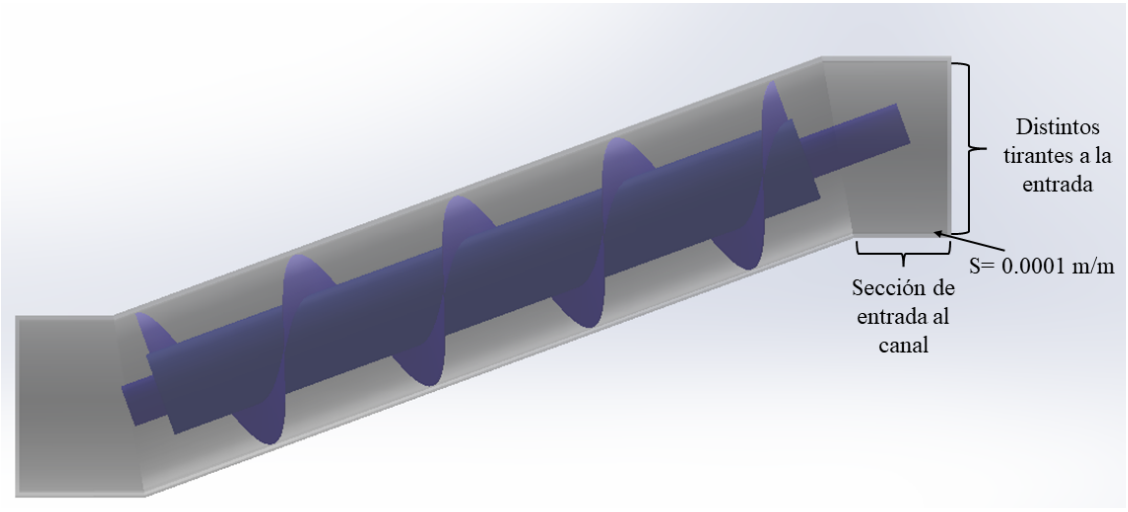


Figura 3.3 Vista lateral del canal circular y la conceptualización de la entrada de flujo

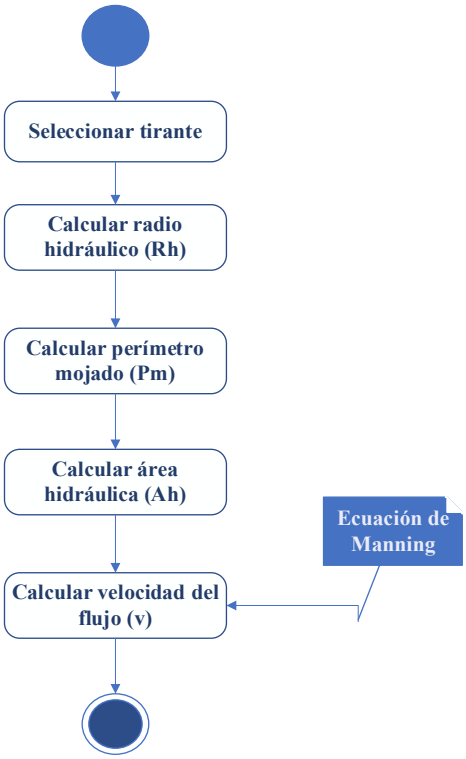


Figura 3.4 Procedimiento para el cálculo de la velocidad del flujo en el canal de entrada del tornillo de Arquímedes.

Una vez que se obtuvo la velocidad de flujo en el canal de entrada, por medio de la ecuación de continuidad, se calculó el caudal de entrada.

$$Q = vA \qquad [2.1]$$

Donde Q es el caudal en m^3/s y A el área en m^2. En este caso el área es el área hidráulica A_h.

Una vez determinados los factores (inclinación de la turbina, número de álabes y tirante de entrada) y niveles de análisis, se planteó el árbol de experimentos para la simulación en esquema estacionario (Figura 3.5) teniendo un total de 60 escenarios de simulación. Este esquema, fue parteaguas para la selección de turbinas y escenarios a simular en esquema transitorio, siendo este último más complejo al requerir mayor tiempo de cómputo.

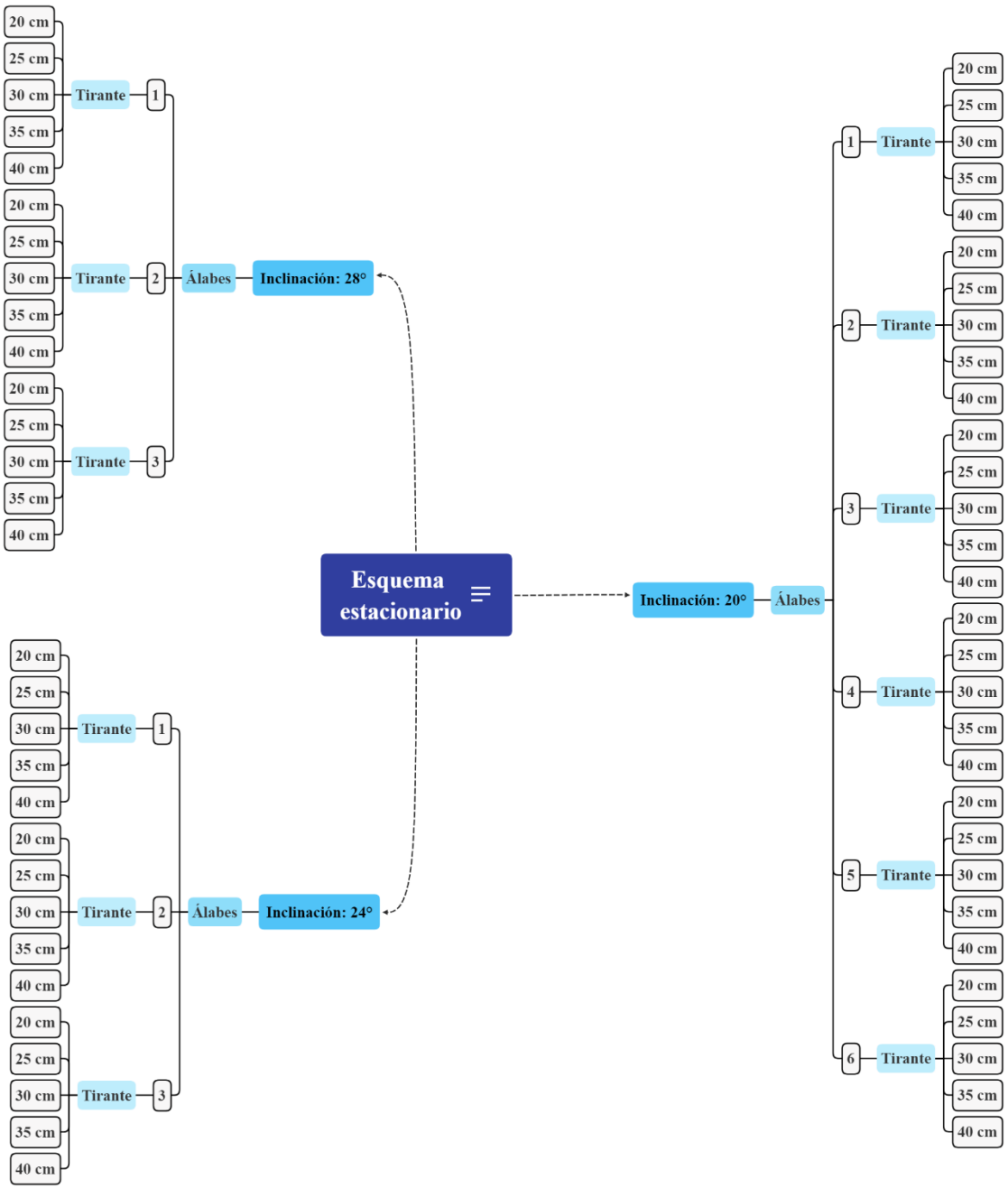


Figura 3.5 Árbol de experimentos del esquema de simulación estacionario del tornillo de Arquímedes (tornillo estático y canal lleno)

3.1.3 Simulación del tornillo de Arquímedes

Para el análisis del tornillo de Arquímedes fue necesario utilizar dos esquemas de simulación, el primero corresponde con un análisis estacionario el cual implica el tornillo estático y canal lleno, el segundo consiste en utilizar un esquema de simulación transitorio el cual implicó

utilizar múltiples marcos de referencia (MRF) es decir, un marco de referencia móvil en el dominio relativo al tornillo, para simular su movimiento de rotación, además, se consideró superficie libre en el canal (modelo VoF). Cada tipo de análisis tiene diferentes objetivos y ventajas, en la Tabla 3.3 se exponen los puntos más importantes de cada tipo de simulación. Además, en la Figura 3.6 se presenta un diagrama de secuencia UML en el que se describen de manera general las etapas más importantes de ambos esquemas de simulación y cómo ha de efectuarse la transferencia de información entre las diferentes componentes. En el Anexo digital se adjuntan diagramas de secuencia específicos que ayudarán al lector a comprender con mayor claridad cada uno de los pasos realizados para llevar a cabo cada esquema de simulación, así como el tratamiento de la información.

Tabla 3.3 Comparativa de los esquemas de simulación empleados para evaluar el tornillo de Arquímedes

	Tipo de simulación	
	Esquema estacionario	**Esquema transitorio**
Especificaciones del esquema de simulación	*Tornillo de Arquímedes estático *El flujo de agua llena por completo el canal de la turbina	*Marco de referencia móvil en el dominio relativo al tornillo de Arquímedes *Superficie libre en el canal (modelo VoF)
Ventajas	*Bajo costo computacional, lo que permitió realizar las simulaciones en poco tiempo comparado con el esquema de simulación móvil. *Interfaz simple. *Permitió el análisis hidrodinámico de las turbinas con lo que fue posible descartar geometrías y condiciones de operación inadecuadas para la aplicación deseada. *Permitió la comparación de resultados con otros estudios que han empleado el mismo esquema de simulación.	*Refleja las condiciones reales de operación de la turbina lo que permitió obtener una mejor aproximación del torque generado, así como otros parámetros de interés que no se pueden obtener en el esquema de simulación estático, tales como el tirante en la sección inclinada del canal. *Permitió la selección final de la turbina adecuada para la aplicación deseada.
Desventajas	*No permite obtener parámetros indispensables para el análisis final de las turbinas, como el tirante en la sección inclinada del canal *No refleja las condiciones de operación reales de la turbina.	* El tiempo de simulación es de 24 a 48 horas lo que reduce el número de escenarios a simular.
Resultados esperados	*Campo de velocidad en el dominio de fluido. *Campo de presión en el dominio de fluido. *Presión sobre los álabes de la turbina. *Presión y velocidad en distintas secciones de la turbina. *Incremento de la velocidad de flujo entre entrada y salida. *Primera aproximación del torque generado en la turbina.	*Campo de velocidad en el dominio de fluido. *Campo de presión en el dominio de fluido. *Presión sobre los álabes de la turbina. *Presión y velocidad en distintas secciones de la turbina. *Tirante en la sección inclinada del canal. *Torque generado en las condiciones de operación reales de la turbina.

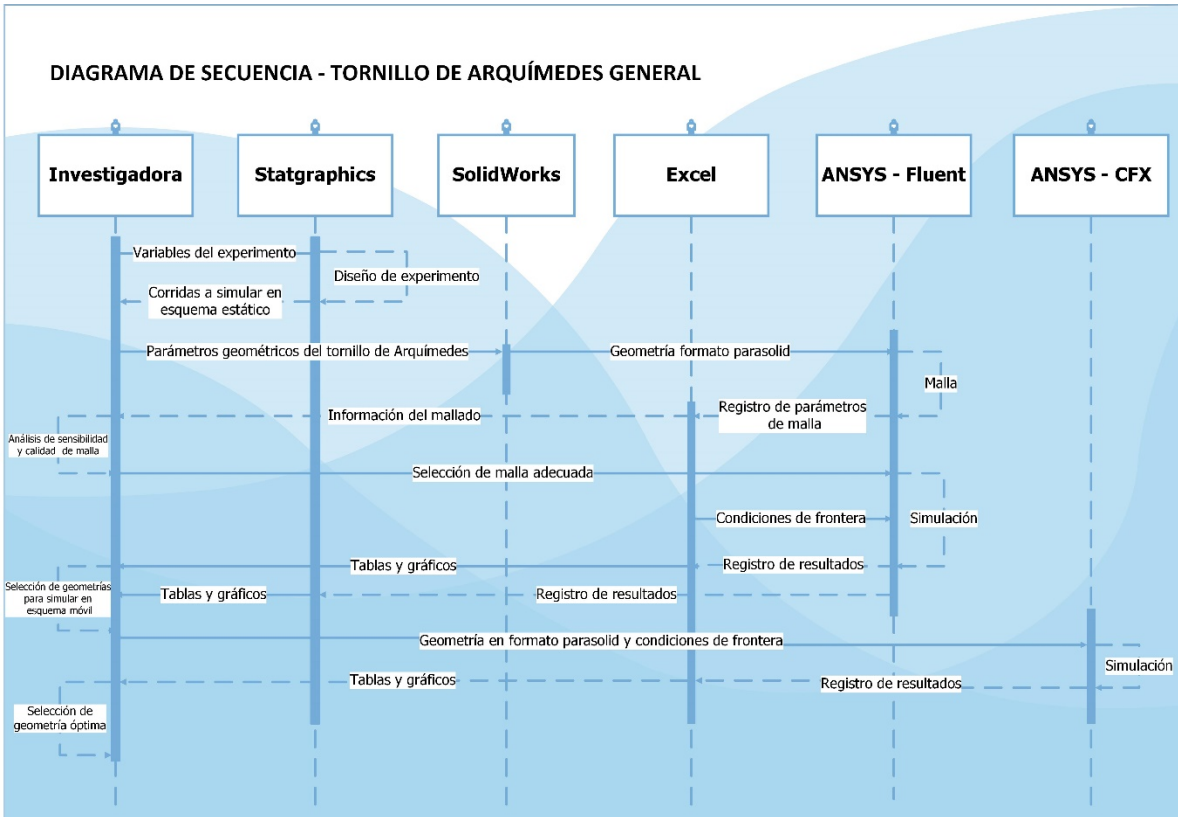


Figura 3.6. Diagrama de secuencia general de ambos esquemas de simulación del tornillo de Arquímedes

3.1.3.1 Simulación en esquema estacionario.

En la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se exponen las etapas que se llevaron a cabo para la simulación de las turbinas estáticas y canal lleno para lo cual, se utilizó ANSYS Fluent. En la simulación, se desarrollaron cinco etapas: geometría, mallado, set up, solucionador y resultados. Enseguida, se describen de manera detallada cada una de estas etapas, así como los parámetros empleados para cada una de las simulaciones.

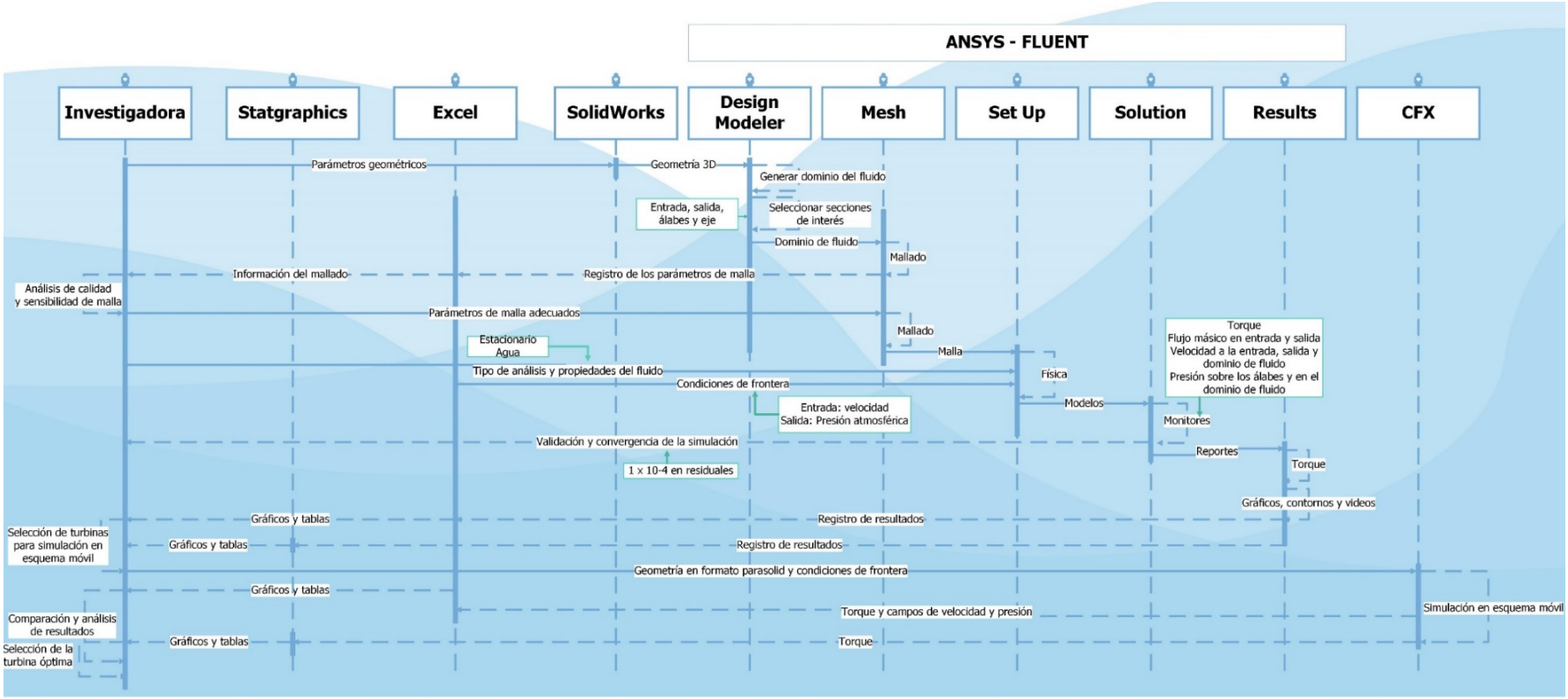


Figura 3.7 Diagrama de secuencia de la simulación del tornillo de Arquímedes en esquema de simulación estacionario.

3.1.3.1.1 Modelo geométrico

El primer apartado consistió en trabajar la geometría de interés. En este caso, se dibujaron 60 turbinas en 3D mediante el empleo de SolidWorks. Posteriormente, se importaron a la interfaz de ANSYS Fluent para lo que fue necesario guardar los archivos con formato parasolid (*.x_t). En esta etapa se generó el dominio de fluido y seleccionaron las superficies de análisis como la entrada, salida y las caras anteriores y posteriores de los álabes.

En la Figura 3.8 se expone un ejemplo del dominio de fluido y de las superficies de interés seleccionadas para cada una de las turbinas que se analizaron en este trabajo.

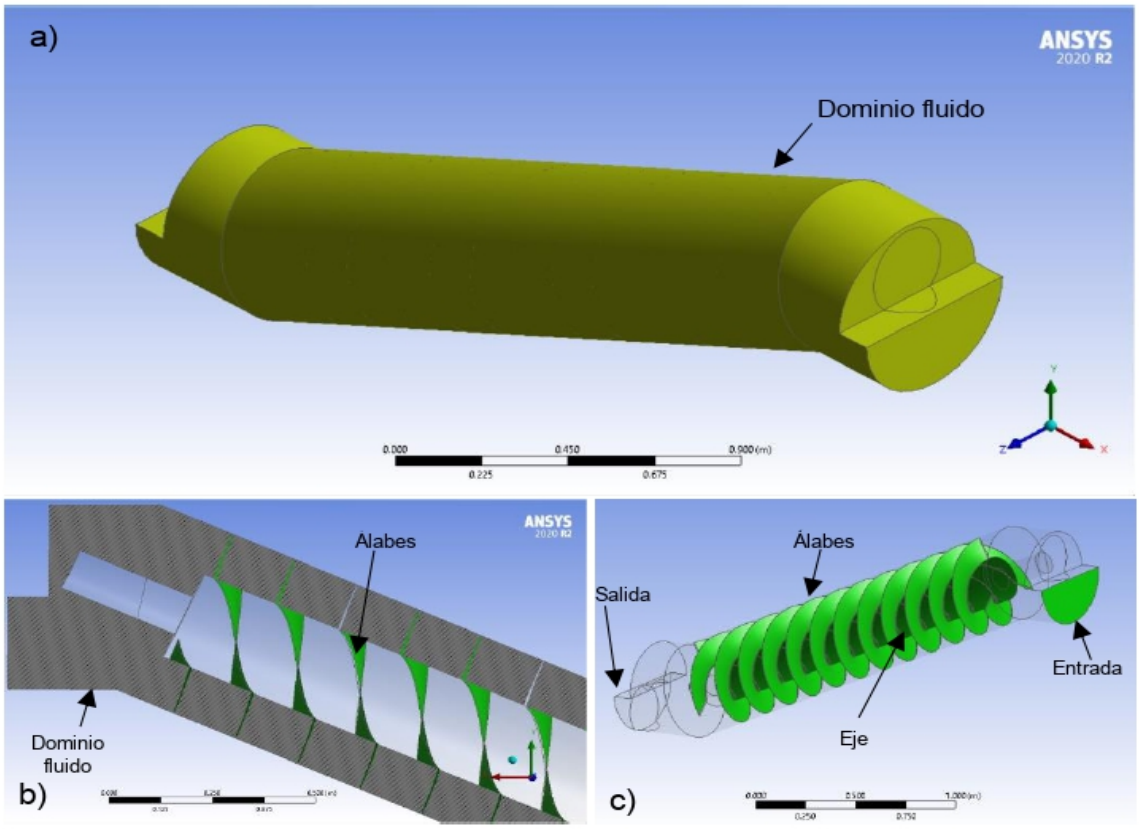


Figura 3.8.Modelo geométrico a) Dominio de fluido. b) Vista lateral interior del dominio de fluido. c) Superficies que representan el tornillo de Arquímedes

3.1.3.1.2 Malla

Este apartado permitió la discretización del dominio que se pretende modelar, en este caso la turbina. En la Figura 3.9 se presenta el diagrama de actividades del proceso que se llevó a

cabo en esta sección. Cabe mencionar que se utilizó una malla tetraédrica no estructurada debido a la adaptabilidad que presentan para geometrías complejas.

Previo a la realización de las simulaciones fue necesario realizar un análisis de independencia de malla, lo que garantizó que los resultados no fueran dependientes de la misma. Este tipo de análisis se explica en la siguiente sección.

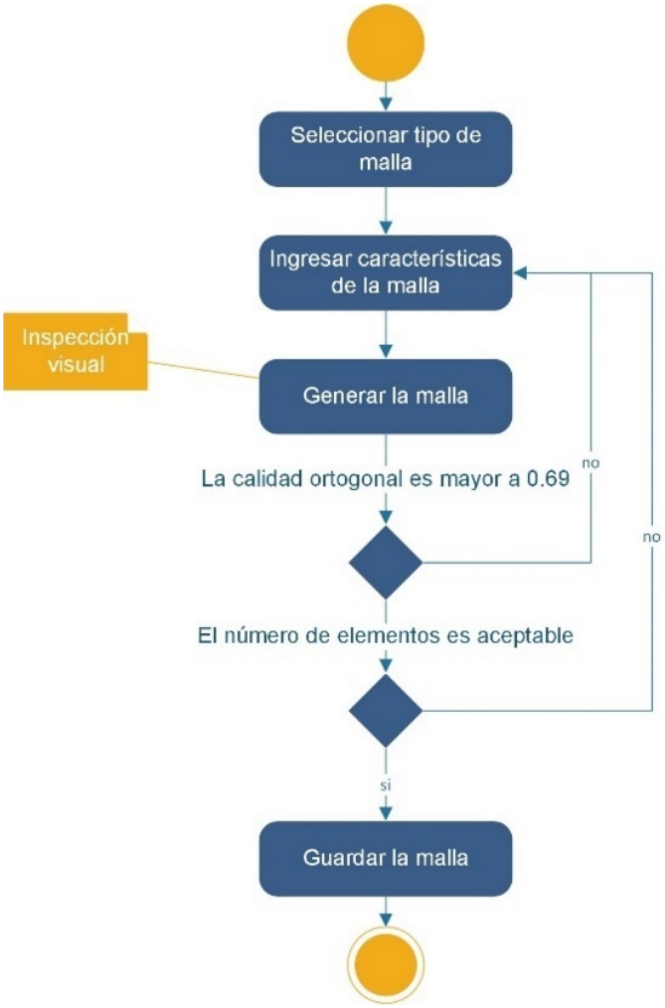


Figura 3.9. Diagrama de actividades del mallado del tornillo de Arquímedes esquema estático

3.1.3.1.2.1 Análisis de independencia de malla

El análisis de independencia de malla, o también conocido como análisis de sensibilidad de malla, es parte crucial de cualquier análisis en CFD ya que, entre más precisas sean las condiciones de malla y contorno, más precisa será la solución. Sin embargo, no en todos los casos es necesario, o factible, tener una malla muy refinada debido a que ésta representaría un alto costo computacional. Así, por medio del análisis de independencia de malla es posible

seleccionar aquella en la que, los resultados obtenidos mediante la simulación no dependan del tamaño de las celdas (Thermal Design Consultants, 2021).

En este análisis se evaluaron los siguientes criterios:

- Calidad de malla: Para evaluar la calidad de cada una de las mallas se utilizó el criterio de ortogonalidad. Por lo que se decidió tomar en cuenta únicamente mallas con calidad promedio mayor a 0.69 (Figura 3.10).

Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

Figura 3.10. Calidad de malla criterio de ortogonalidad (Kourbataski, s.f).

- Inspección visual de la malla: En este apartado se realizó una inspección visual con el fin de verificar que la malla capturó las pequeñas brechas entre el canal y la turbina, así como el ancho de cada uno de los álabes. Además, fue necesario verificar que la transición entre elementos fuera de manera uniforme.
- Variables de monitoreo: Estos elementos aseguraron la convergencia del sistema de solución al mostrar los valores residuales entre una iteración y otra, así como observar que los valores de las variables de interés en el fenómeno de estudio no fluctuaran entre iteraciones.
- Tiempo: Para la selección de la malla, también se tomó en cuenta el tiempo de simulación para que éste no fuera muy extenso considerando el tiempo que fue destinado al desarrollo del proyecto de investigación.
- Variación de resultados entre una malla y otra: Se comparó la variabilidad de los resultados obtenidos con cada una de las mallas propuestas, así como la diferencia que pudiese presentarse en los campos de velocidad y presión a lo largo de la turbina.

3.1.3.1.3 SetUp

En este apartado se indicaron principalmente el esquema de solución, el estado de flujo, el tipo de fluido y sus propiedades, así como el modelo de turbulencia a utilizar. En la Figura 3.11 se muestra el diagrama de actividades general con los pasos realizados en esta sección. Por otra parte, en la Tabla 3.4 se presentan los esquemas de solución seleccionados, el modelo de turbulencia, las propiedades del fluido utilizado y las condiciones de frontera.

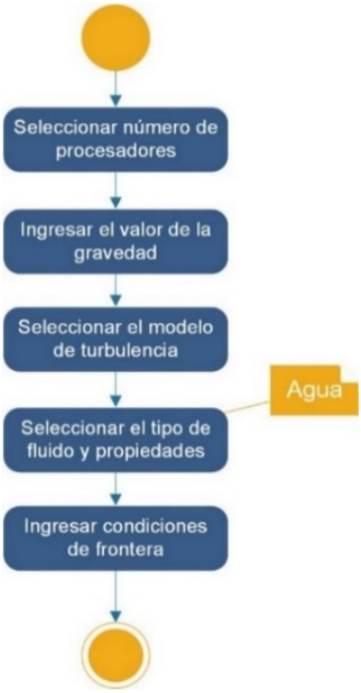


Figura 3.11 Diagrama de actividades-SetUp en el esquema de simulación estático del tornillo de Arquímedes

Tabla 3.4 Parámetros de simulación para el esquema estacionario

Esquema de solución	Basado en la presión
Estado del flujo	Estacionario
Turbina	Estática
Modelo de turbulencia	SST k-ω
Propiedades del fluido	Tipo: Agua
	Densidad: 998.2 kg/ m^3
	Viscosidad dinámica: 0.001003 kg/ms
Condiciones de frontera	Entrada: velocidad del flujo en m/s
	Salida: Presión atmosférica

3.1.3.1.4 Solución

La Figura 3.12 muestra el diagrama de actividades con los pasos que se siguieron en este apartado. En este proceso, fue de suma importancia mantener la estabilidad de las variables de monitoreo. Estas variables relacionadas con presión velocidad y energía cinética de turbulencia, al mantener valores constantes entre una iteración y otra, garantizan la solución del estado final del flujo. Además, durante cada simulación se observó que los valores residuales de estas mismas variables fueran del orden de $1x10^{-3}$ entre iteraciones para garantizar la convergencia del método de solución numérica, de acuerdo con lo recomendado

por ANSYS Inc (2009). En la Tabla 3.5 se exponen las variables de monitoreo seleccionadas con base en las variables que influyen en el fenómeno de análisis. Por ejemplo, se observó el comportamiento del flujo másico a la entrada y salida del canal con el fin de garantizar que se cumpliera la condición de continuidad. Por otra parte, al ser el tornillo de Arquímedes una turbina de presión cuasi-estática fue de suma importancia verificar los valores de presión en todo el dominio de fluido, así como la velocidad de flujo.

Tabla 3.5 Variables de monitoreo para verificar convergencia de resultados

Monitor	**Sección**
Flujo másico	Entrada y salida
Velocidad	Salida y dominio de fluido
Presión	Cara anterior y posterior de cada uno de los álabes y en el dominio de fluido
Momento de torsión	Cara anterior y posterior de cada uno de los álabes

Como se puede observar en la Figura 3.12, en este módulo fue necesario ingresar el número de iteraciones y pasos. En este caso, para cada simulación se realizó un total de 1000 iteraciones con un intervalo de reporte de datos unitario. Con estos parámetros se corroboró que todas las simulaciones alcanzaron valores constantes de las variables de monitoreo, además de valores residuales aceptables con la cantidad de iteraciones propuestas, garantizando así la convergencia numérica de los resultados.

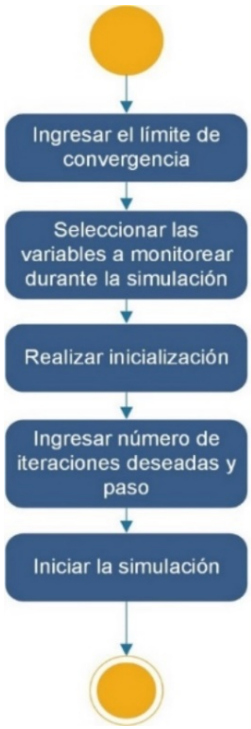


Figura 3.12. Diagrama de actividades en el proceso de solución

3.1.3.1.5 Post-proceso

El último apartado corresponde a la extracción, análisis e interpretación de resultados obtenidos mediante la simulación. En esta etapa, el software permitió la generación de gráficos, contornos, líneas de flujo, entre otros, que facilitaron la comprensión del comportamiento de las variables de interés. Cabe mencionar que, para esta etapa de la investigación, fue de interés obtener mediante la simulación el momento de torsión en la turbina (torque), así como los campos de presión y velocidad.

3.1.3.1.6 Criterios de análisis de resultados para el esquema de simulación estacionario del tornillo de Arquímedes.

En el caso del esquema de simulación estacionario se propusieron diferentes criterios para analizar los resultados los cuales se enlistan a continuación:

1. **Comparación del torque generado por cada uno de los dispositivos en las diferentes condiciones de operación** como en el estudio realizado por Khan et al. (2019). El torque se obtuvo mediante las simulaciones realizadas en ANSYS Fluent, posteriormente se exportaron estos datos a Excel y a Statgraphics. Este último software permitió realizar un análisis detallado de los factores que presentaron mayor

influencia en la variable de respuesta (en este caso el torque) mediante un diseño factorial multinivel ajustando a un modelo cuadrático los resultados. Adicionalmente, se realizó la optimación de resultados (torque, potencia mecánica y eficiencia) y gráficos de los efectos principales del número de álabes, ángulo de inclinación y caudal de entrada mediante la misma herramienta, lo que facilitó el análisis de las variables involucradas.

2. **Comparación de la potencia mecánica generada por cada uno de los dispositivos en las diferentes condiciones de operación**. Para obtener la potencia mecánica y velocidad de rotación del tornillo de Arquímedes se utilizaron las ecuaciones 1.1 y 1.8 respectivamente. Analizando la ecuación 1.8 y teniendo en cuenta la ecuación de continuidad se tiene que $v = Q/A$. Por lo que, se deduce que la velocidad angular de la turbina depende de la velocidad de flujo a la entrada. Es por ello, que a cada velocidad de flujo de entrada le corresponde una velocidad angular.

   Por otra parte, dependiendo del ángulo de inclinación del dispositivo, éste tiene una sección transversal mojada diferente y en consecuencia un tirante diferente al de la sección de entrada al canal. Por lo que haciendo uso de trigonometría (Figura 3.13) se planteó lo siguiente:

$$y_t = \frac{y}{\cos(\beta)} \qquad [2.2]$$

   Donde y_t es el tirante normal del canal en la turbina, en metros; y el tirante en la sección de entrada al canal, en metros; y β el ángulo de inclinación del tornillo.

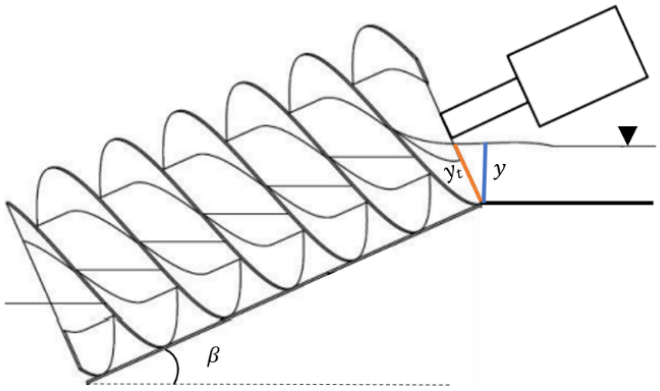


Figura 3.13. Diagrama esquemático del tirante en el tornillo de Arquímedes

3. **Comparación de la eficiencia de cada uno de los dispositivos en las diferentes condiciones de operación** como en el estudio realizado por Khan et al. (2019).
   En este caso se utilizó la ecuación 1.9 para obtener las eficiencias en todos los casos, además de la comparación gráfica de resultados.
4. **Interpretar y analizar los campos de velocidad y presión a lo largo de la turbina**,
   Es importante mencionar la relevancia de la presión y velocidad del flujo debido a que son indicadores de la transferencia de cantidad de movimiento que se da entre el fluido y la turbina. Otros estudios publicados han recurrido a realizar análisis similares (Maulana et al., 2018; Rosly et al., 2016).

En este caso, se propuso obtener lo siguiente:

Velocidad y presión promedio en distintos planos de la turbina. Para este apartado, se colocaron 5 planos (Tabla 3.6) a lo largo de la turbina con el fin de observar la variación de la velocidad y presión. Las distancias de los planos tienen como referencia la entrada a la turbina.

Tabla 3.6. Ubicación de los planos transversales a lo largo de la turbina

Plano (número y nombre)	Distancia a partir de la entrada a la turbina
1-Entrada	0 m
2-Entrada 2	0.5 m
3-Medio	1 m
4-Salida 1	1.5 m
5-Salida	2 m

Contornos de presión sobre los álabes. Estos se obtuvieron con el fin de observar cómo varía la presión a lo largo de la turbina, así como para comparar el cambio de la presión bajo diferentes condiciones de flujo y número de álabes.

Plano medio de velocidad. Se colocaron planos a la mitad de las turbinas paralelos al flujo, con el fin de observar la variación de los campos de velocidad entre una geometría y otra bajo distintas condiciones de flujo.

Incremento de la velocidad de flujo a la salida de la turbina. Se calculó el incremento de la velocidad de flujo entre la entrada y salida de la turbina, tomando en cuenta que a mayor incremento de la velocidad existe mayor transferencia de cantidad de movimiento entre el fluido y la turbina.

3.1.3.2 Simulación en esquema transitorio.

Una vez seleccionadas las turbinas adecuadas para el esquema de simulación transitorio (marco de referencia móvil en el dominio relativo al tornillo de Arquímedes y superficie libre) de acuerdo con los criterios mencionados en la sección anterior se utilizó ANSYS CFX por ser considerado adecuado y recomendado en la simulación de turbomáquinas. El procedimiento para esta simulación se compuso de las mismas 5 etapas (geometría, mallado, setup, solucionador y resultados) que para el esquema de simulación estático. Sin embargo, en este caso fue necesario incluir detalles adicionales al tener un esquema de simulación más complejo el cual incluye superficie libre y el movimiento de la turbina. En los siguientes apartados se exponen los detalles de este esquema. Ahora, con el fin de dar claridad a este proceso, en la Figura 3.14 se presenta el diagrama de secuencia con las principales etapas y pasos que se siguieron en el esquema de simulación transitorio.

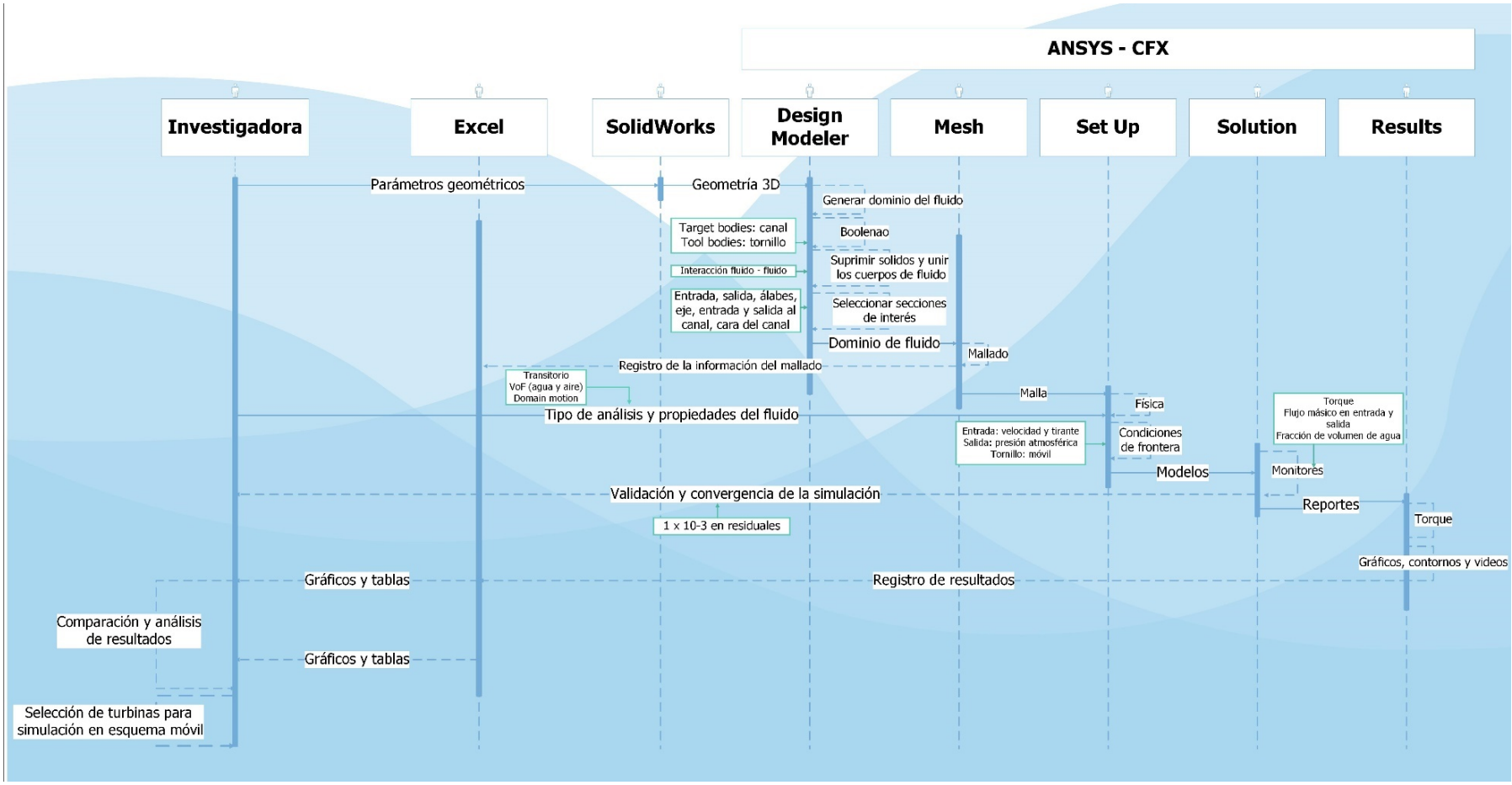


Figura 3.14 Diagrama de secuencia de la simulación del tornillo de Arquímedes en esquema transitorio

3.1.3.2.1 Modelo geométrico - Esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes

Para el caso de la geometría, se realizaron algunas modificaciones con respecto al esquema de simulación anterior. Se amplió la sección aguas abajo de la turbina, tomando en cuenta que la turbina estaría instalada en un canal con 1 m de ancho, para este caso no se utilizó ninguna estructura de control aguas abajo (vertedor) para mantener el nivel de inmersión de la turbina debido a que se hubieran requerido de simulaciones que implicaban mucho tiempo de cómputo (semanas) lo que no fue factible para este estudio. Sin embargo, para el modelo físico de la turbina, el cual queda fuera de los alcances de este proyecto de investigación, se recomienda utilizar un vertedor aguas abajo para mantener en nivel de inmersión óptimo de la turbina.

Por otra parte, previo a la selección de las superficies de interés se aplicó una operación de dibujo tipo *booleano* a la geometría, suprimiendo el sólido de la turbina debido a que la simulación realizada es de tipo interacción fluido-fluido. Debido a ello, el dominio de fluido (Figura 3.15a) quedó dividido en tres secciones: la primera es el cilindro que envuelve al tornillo en la sección del canal inclinado, la segunda es la sección de entrada al canal y la tercera corresponde a la salida del canal. Esto se puede observar en la Figura 3.15b.

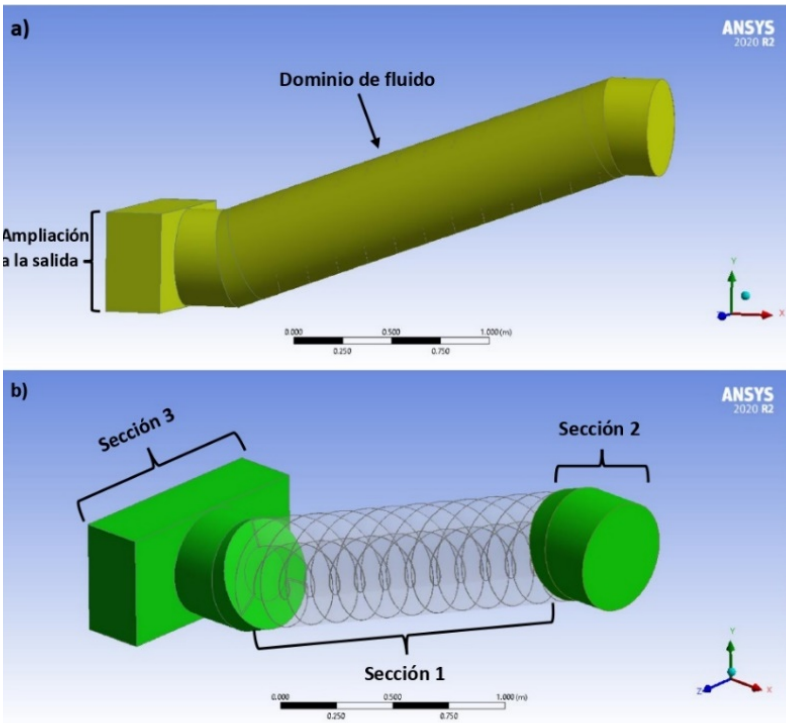


Figura 3.15 Dominio de fluido en el esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes a) Dominio de fluido b) Secciones del dominio de fluido.

En este caso, se seleccionaron superficies de interés distintas al esquema de simulación anterior debido a que con este esquema fue necesario monitorear continuidad del flujo en la entrada y salida en la sección inclinada del canal. A continuación, se enlistan las superficies de interés y se expone el motivo de su selección (Figura 3.16).

- Entrada (superficie): indican la entrada de flujo al canal.
- Salida (superficie): indica la salida de flujo del canal
- Cilindro inclinado que envuelve a la turbina (dominio fluido): a este cilindro se le aplicó la rotación de la turbina en la etapa de setup.
- Caras de entrada y salida al cilindro (superficie): en estas secciones se monitoreó el flujo de entrada y salida con el fin de garantizar continuidad en la etapa del solucionador
- Caras anteriores y posteriores de los álabes (superficie): en estas superficies se monitoreó el torque en la etapa del solucionador.

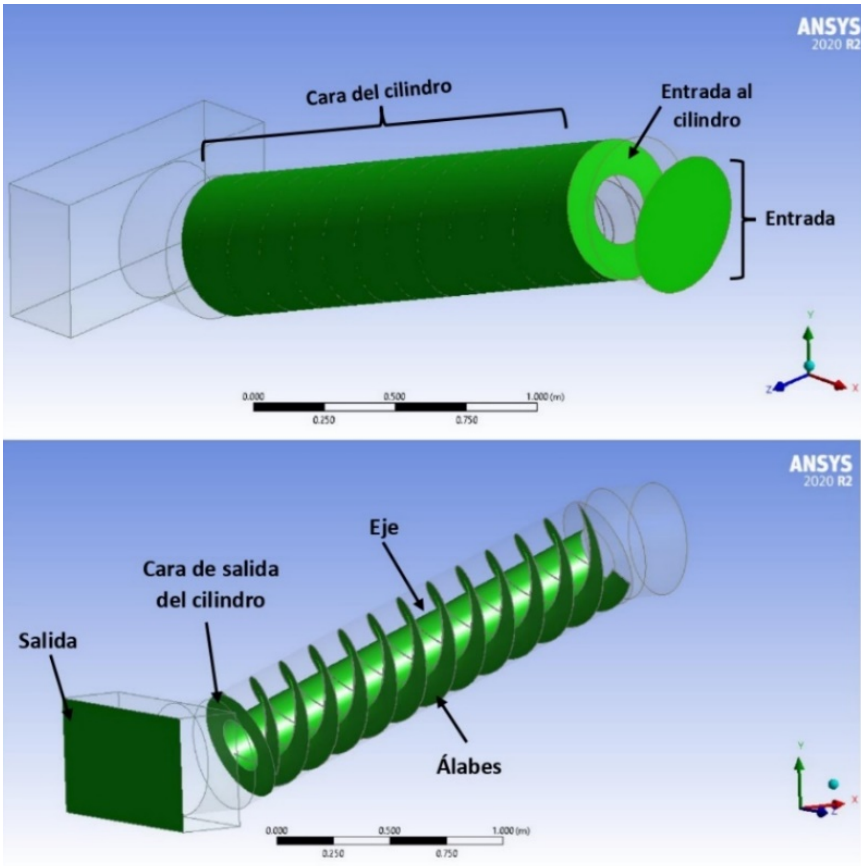


Figura 3.16 Zonas de interés en el esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes

3.1.3.2.2 Mallado para el esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes

En lo referente al mallado del dominio de fluido se consideró como tamaño de malla el mínimo permitido por el software (30 mm) debido a que, al utilizar tamaños de malla menores no era posible correr la simulación por cuestiones de memoria del equipo de cómputo disponible. Sin embargo, es importante mencionar que este tamaño de malla permitió la discretización adecuada del dominio capturando correctamente la brecha entre la turbina y el canal (Figura 3.17). Además, realizando una inspección visual de la malla se aprecia una transición suave entre elementos.

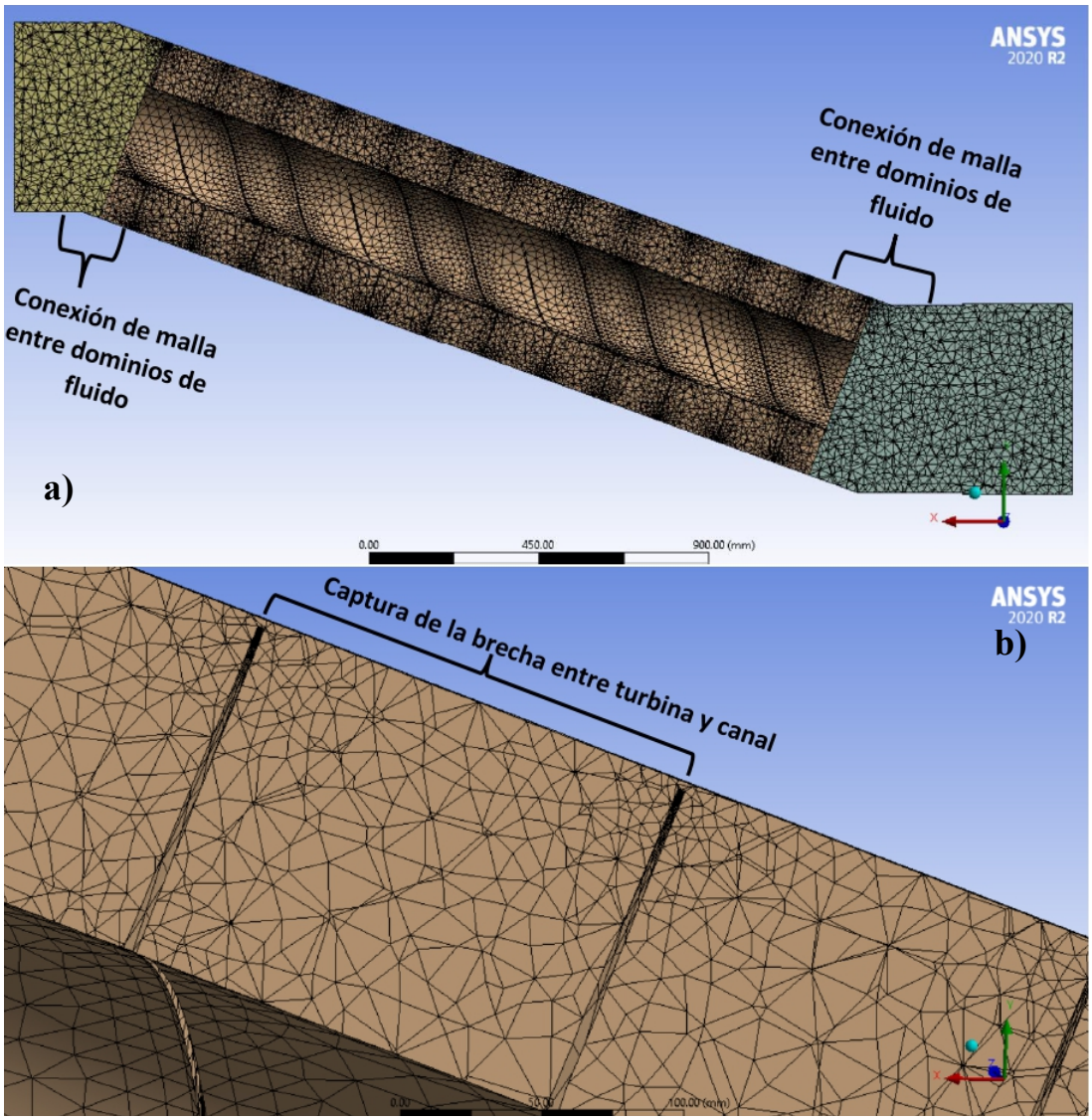


Figura 3.17. Detalle del mallado para el esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes. a) Conexión de malla entre dominios de fluido. b) Captura de la brecha entre la turbina y el canal

En esta etapa, fue necesario asegurar la continuidad y conexión entre los elementos de malla de las tres secciones del dominio de fluido, esto puede observarse en la Figura 3.18.

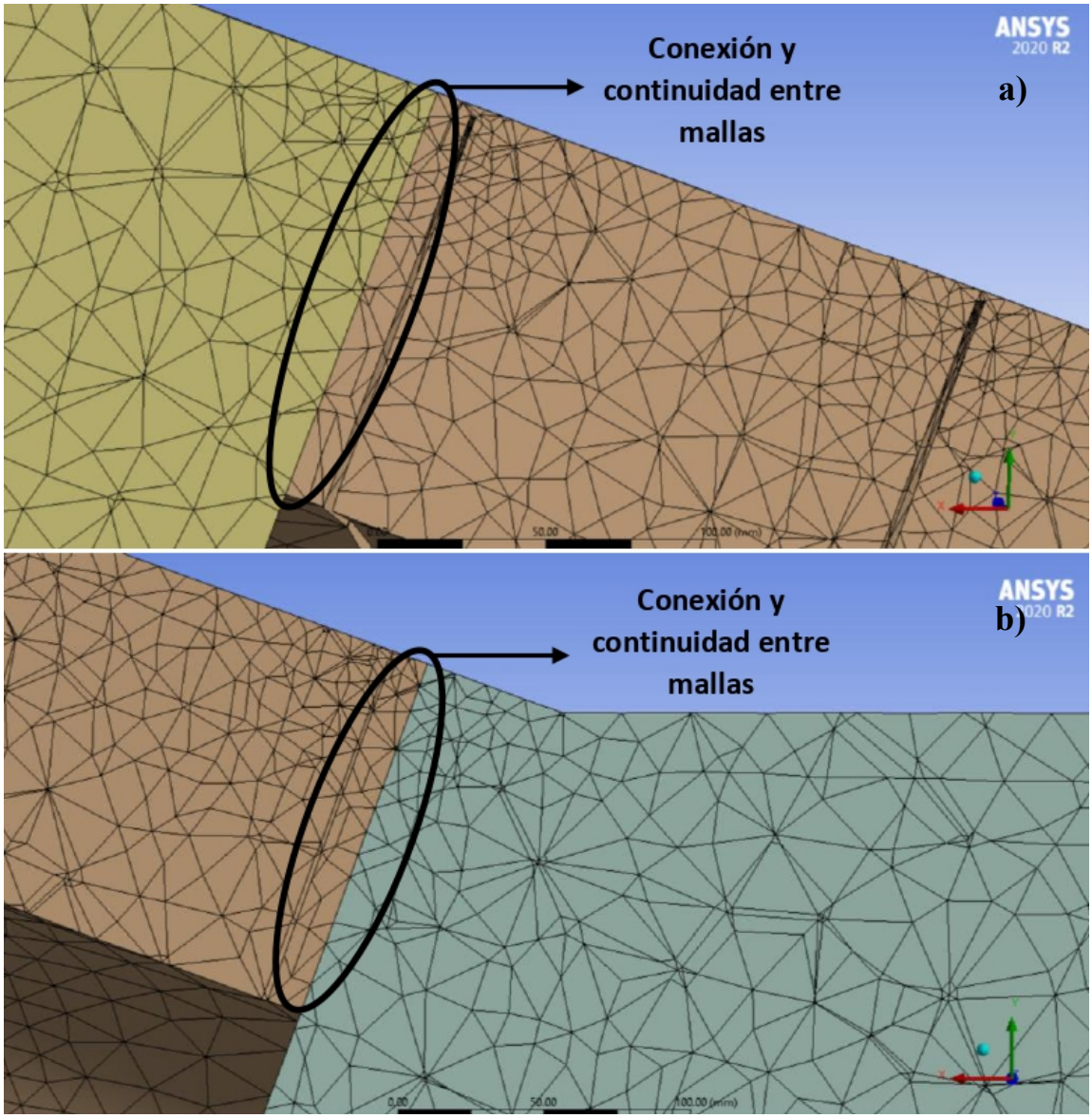


Figura 3.18. Conexión y continuidad del mallado en el esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes. a) Continuidad entre mallas aguas arriba de la turbina. b) Continuidad entre mallas aguas abajo de la turbina.

3.1.3.2.3 Setup -Esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes

En esta etapa se seleccionaron los modelos a utilizar en la simulación, así como las condiciones de frontera y declaración de las variables a monitorear. Con el fin de brindar mayor claridad a este proceso, se presenta en un diagrama de actividades la secuencia de pasos que se siguieron en esta etapa (Figura 3.19). En la Tabla 3.7 se presentan las

condiciones de frontera empleadas para la simulación de los 3 tornillos seleccionados. Además, se activó el modelo VoF para modelar la superficie libre en el canal. Cabe mencionar que, en este caso al ser un esquema de simulación transitorio se emplearon tamaños de paso de 0.025 para un tiempo simulado de 5 s para todos los casos. Este tiempo fue seleccionado con base en la estabilidad y convergencia de las variables monitoreadas: flujo másico a la entrada y salida además del torque.

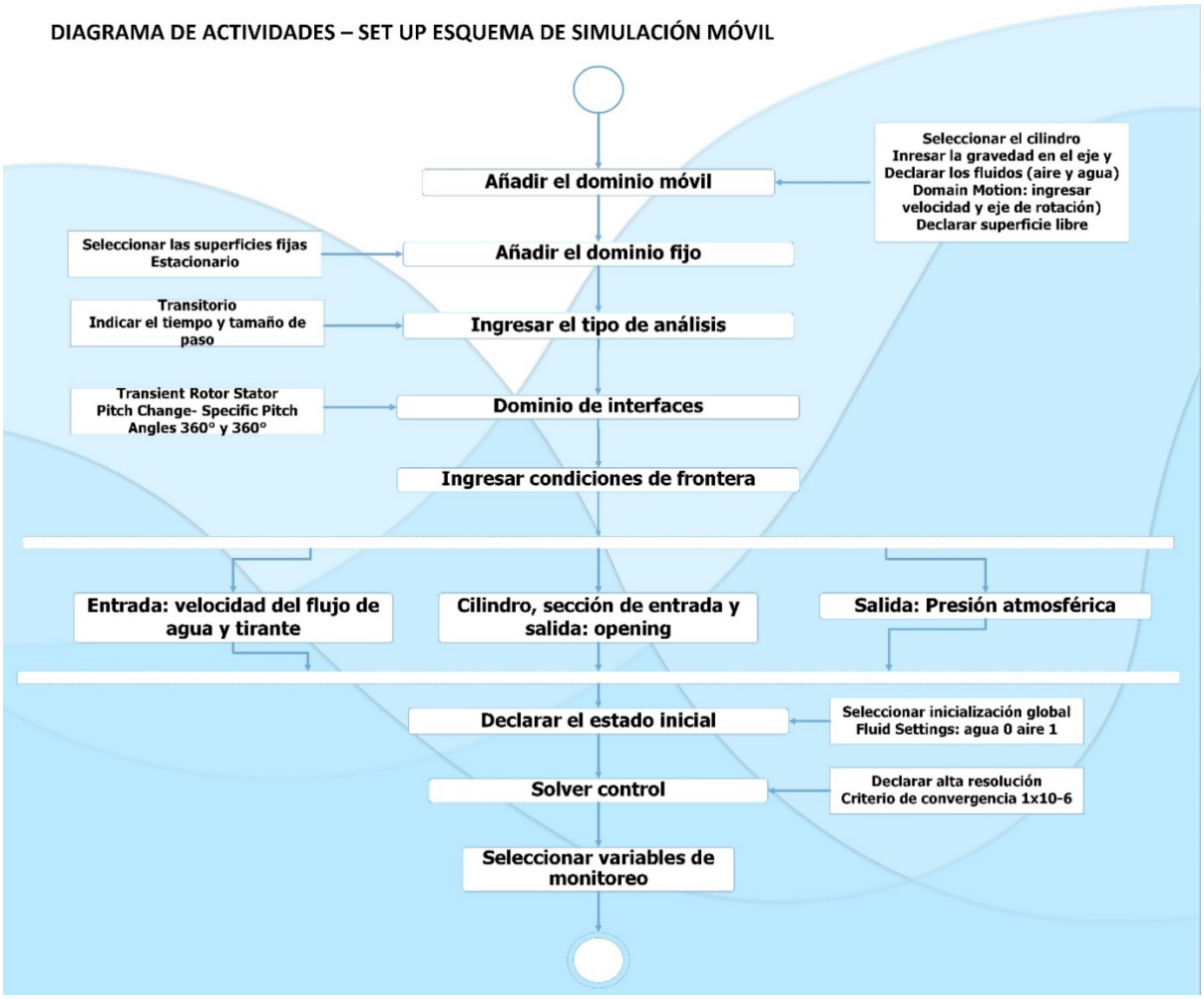


Figura 3.19. Setup esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes

Tabla 3.7. Condiciones de frontera en el esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes

Velocidad del flujo de entrada (m)	Tirante de entrada (m)	Presión a la salida	Velocidad de rotación angular (rad/s)
0.226	0.20	atmosférica	3.42
0.250	0.25	atmosférica	3.48
0.268	0.30	atmosférica	3.49

3.1.3.2.4 Solucionador-Esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes

En esta etapa comenzó la simulación del flujo, y el software permitió observar los gráficos de los valores de las variables de monitoreo preestablecidas en la etapa de setup. Únicamente se ingresaron el número de núcleos que se deseaban utilizar para la simulación, además se recomienda activar la solución con doble precisión para evitar errores por redondeo y el modo de análisis con *Intel MPI Local Parallel* para efectuar con mayor rapidez el cálculo.

3.1.3.2.5 Post-proceso -Esquema de simulación móvil del tornillo de Arquímedes.

En esta etapa fue de interés obtener contornos de presión y velocidad, videos y animaciones que permitieron observar el movimiento de la turbina y la fracción del volumen de agua. Por otra parte, se obtuvo el caudal a la entrada y salida de la turbina, así como el torque en los álabes.

3.1.3.2.6 Criterios para el análisis de resultados obtenidos mediante la simulación del esquema transitorio del tornillo de Arquímedes.

- **Comparación del torque generado por cada uno de los dispositivos en las diferentes condiciones de operación**. Al igual que en el esquema de simulación estacionario, se obtuvo el torque mediante las simulaciones realizadas en ANSYS CFX, posteriormente se exportaron estos datos a Excel permitiendo un análisis detallado de la información.
- **Comparación de la potencia mecánica generada por cada uno de los dispositivos en las diferentes condiciones de operación**. Para obtener la potencia mecánica se utilizó la ecuación 1.1, tomando en cuenta que para las simulaciones se consideró una velocidad de rotación obtenida mediante la ecuación 1.8 y registrada en la Tabla 3.7 para cada caso.
- **Comparación de la eficiencia de cada uno de los dispositivos en las diferentes condiciones de operación**. En este caso se utilizó la ecuación 1.9 para obtener las eficiencias en todos los casos, además de la comparación gráfica de resultados.
- **Interpretación, y análisis de los campos de velocidad y presión a lo largo de la turbina**, al igual que en el esquema de simulación estacionario y en el estudio realizado por Dellinger et al. (2019), en el que utilizó un esquema de simulación transitorio, se definieron planos de análisis a lo largo del dispositivo para observar el

comportamiento de la velocidad y presión del flujo. Para este caso, se utilizaron 13 planos de análisis, tomando en cuenta que el plano 1 corresponde a la entrada de la turbina. En la Tabla 3.8 se muestran las distancias en las cuales se ubicaron estos planos.

Tabla 3.8 Distancia entre planos para evaluar la velocidad y presión en el tornillo de Arquímedes con el esquema de simulación móvil

Número de plano	**Distancia (m)**
1	0 (entrada)
2	0.16
3	0.33
4	0.50
5	0.67
6	0.84
7	1.01
8	1.18
9	1.35
10	1.52
11	1.68
12	1.84
13	2 (salida)

- **Fracción de volumen de agua a lo largo de la turbina**. Una de las principales ventajas del esquema de simulación transitorio es que permitió obtener la fracción del volumen de agua a lo largo del dispositivo. De acuerdo con lo presentado en el apartado de marco teórico, es de suma importancia que se mantenga el mismo nivel de agua a lo largo de la turbina para mantener las condiciones de operación estables, garantizando así la adecuada transferencia de cantidad de movimiento, teniendo en consecuencia mayor estabilidad en la turbina evitando someterla a esfuerzos que reduzcan su vida útil.

Como resumen de este apartado, se presenta un diagrama de actividades en la Figura 3.20 en el que se exponen los pasos principales seguidos en cada uno de los esquemas de simulación empleados para el estudio del tornillo de Arquímedes, así como el tipo de análisis y tratamiento de los resultados en cada esquema.

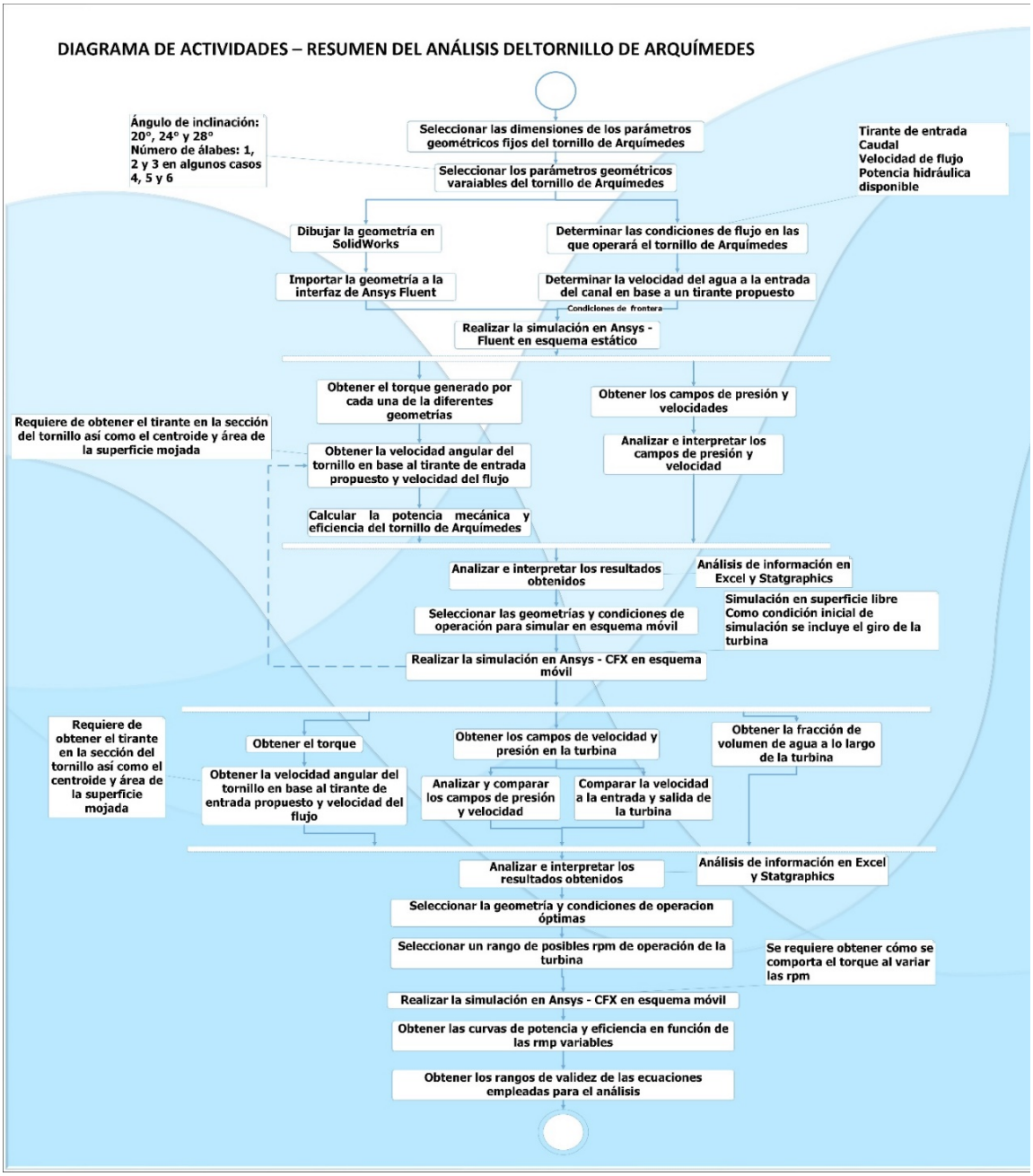


Figura 3.20 Resumen del procedimiento de análisis de los esquemas de simulación empleados para el estudio del tornillo de Arquímedes

3.2 Bomba de cuerda

En este apartado se describen las etapas que se llevaron a cabo para el diseño y caracterización de la bomba de cuerda, comenzando con la selección de 4 casos de estudio, los cuales corresponden con alturas de bombeo de 6, 10, 20 y 30 metros. Tomando en cuenta el caso de 10 metros, como el principal caso de estudio debido a que, éste será el escenario que será construido en las instalaciones del IITCA en futuras investigaciones. Igualmente se expone el proceso que se llevó a cabo en el diseño de pistones, debido a que son los componentes que ocasiona mayores pérdidas en la bomba.

Para dar mayor claridad y una visión general a los métodos empleados, en la Figura 3.21 se presenta un diagrama de secuencia con las etapas principales de diseño, así como la transferencia de información entre los distintos sistemas y herramientas computacionales.

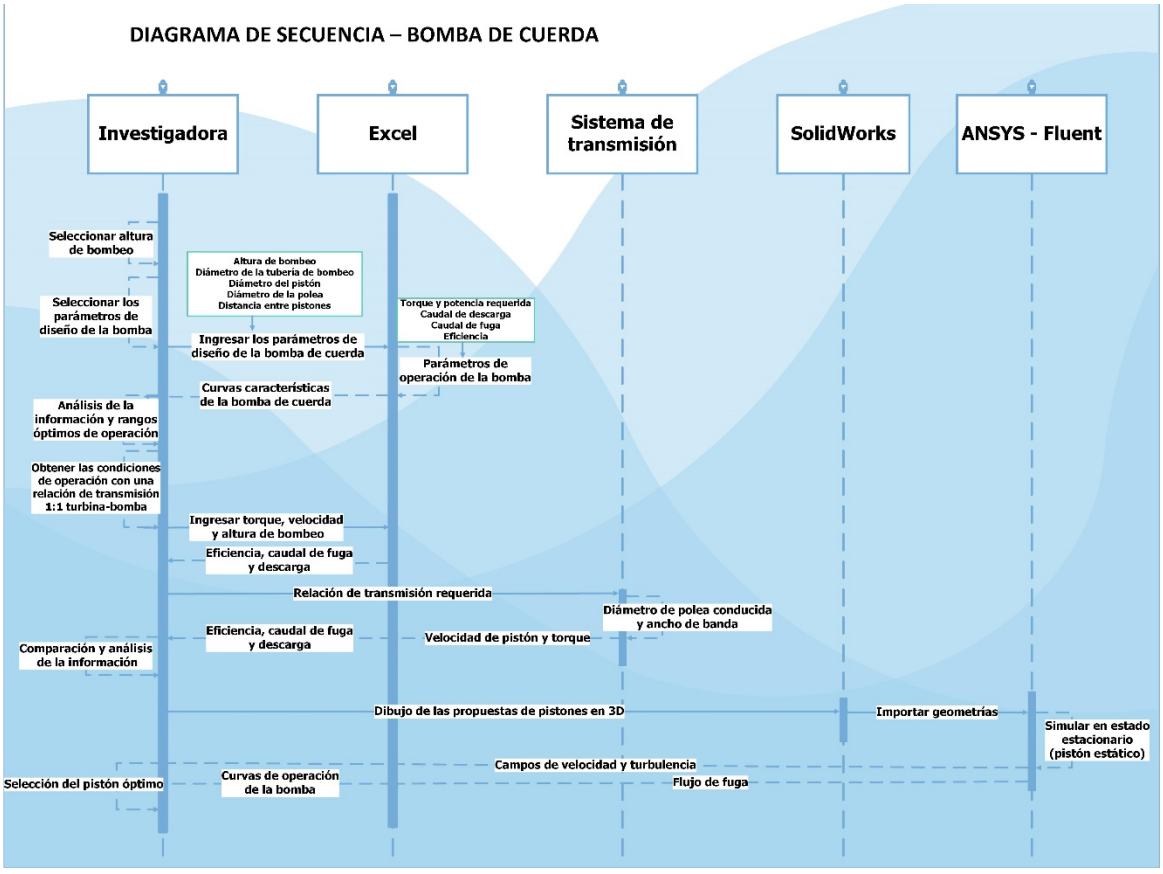


Figura 3.21 Diagrama general de secuencia para el diseño de la bomba de cuerda

3.2 1 Caracterización de los casos de estudio.

El primer paso en el diseño de las bombas de cuerda tipo II consistió en seleccionar las alturas de bombeo. Se plantearon 4 casos: 6 y 10 metros para almacenamiento de agua en un tanque elevado, además de 20 y 30 metros de elevación para distribución del agua. Dependiendo del caso de estudio, se determinaron otras variables de diseño tales como: diámetro de la tubería de bombeo y diámetro del pistón. La distancia entre pistones (0.50 m), diámetro de la polea de impulsión (0.50 m) y tamaño de brecha entre pistón y tubería (0.4 mm) fue el mismo para los 4 casos de estudio. En la Tabla 3.9 se presentan los parámetros de diseño seleccionados para cada caso de estudio.

Tabla 3.9 Parámetros de diseño de la bomba de cuerda para los casos de estudio seleccionados

Altura de bombeo (m)	**Diámetro nominal de la tubería de bombeo**		**Diámetro interior de la tubería de bombeo**		**Diámetro del pistón (mm)**
	pulgadas	**mm**	**pulgadas**	**mm**	
6	1 1/2	38.1	1.72	43.688	42.888
10	1	25.4	1.189	30.2006	29.4006
20	3/4	19.05	0.93	23.622	22.822
30	1/2	12.7	0.716	18.1864	17.3864

La tubería de bombeo fue seleccionada de acuerdo con la recopilación de información realizada en libros y manuales de la bomba de cuerda los que, para diferentes rangos de altura de bombeo recomiendan un diámetro de tubería específico. Estos rangos pueden ser consultados en la Tabla 2.5. Cabe destacar que, el diámetro interior de la tubería puede ser mayor al nominal dependiendo del fabricante. En el Anexo 1 se presenta la ficha técnica de la tubería de PVC propuesta para la bomba de cuerda, ya que cumple con la norma ASTM D224 recomendada por la empresa Bombas de Mecate S. A. (1998).

El diámetro del pistón se seleccionó de tal forma que se obtuviera un tamaño de brecha de 0.4 mm como el empleado por el Departamento de la Reforma Agraria Región V en Nicaragua (Van Hemert et al., 1992). Este tamaño de brecha ya ha sido probado y permite reducir las pérdidas por el flujo de fuga, además, de garantizar el paso libre del pistón. Cabe mencionar que, con tamaños de brecha menores se podrían tener problemas con el paso del pistón ocasionando la rotura de la cuerda.

La distancia entre pistones seleccionada fue de 0.5 m para todos los casos, tomando en cuenta que al aumentar la distancia entre pistones incrementan las pérdidas por flujo de fuga (Kadlowec et al., 2013; Nyameke, et al., 2016).

En lo referente al diámetro de la polea de impulsión de 0.5 m, se tomó en cuenta el diámetro de los rines de bicicleta más común, con el fin de facilitar la obtención de materiales para la futura construcción del dispositivo.

Una vez determinados estos parámetros, se ingresaron a una hoja de cálculo en Excel que permitió obtener las curvas de operación de las 4 bombas de cuerda analizadas. En la Figura 3.22 se expone un diagrama de actividades que ejemplifica los pasos que se realizaron en la hoja de cálculo haciendo uso de las fórmulas presentadas en el modelo matemático propuesto por Smulders y Rijs (2006) en el capítulo de marco teórico.

El objetivo principal de esta etapa fue obtener las curvas de operación de las 4 bombas de cuerda analizadas. Posteriormente, se obtuvo la eficiencia y caudal de descarga para el rango de potencia que se obtiene con el tornillo de Arquímedes con una relación de transmisión de 1:1. En un análisis posterior, se analizó la relación de transmisión adecuada para cada caso de estudio, de tal forma que, se incremente la velocidad del pistón garantizando el torque requerido para el bombeo.

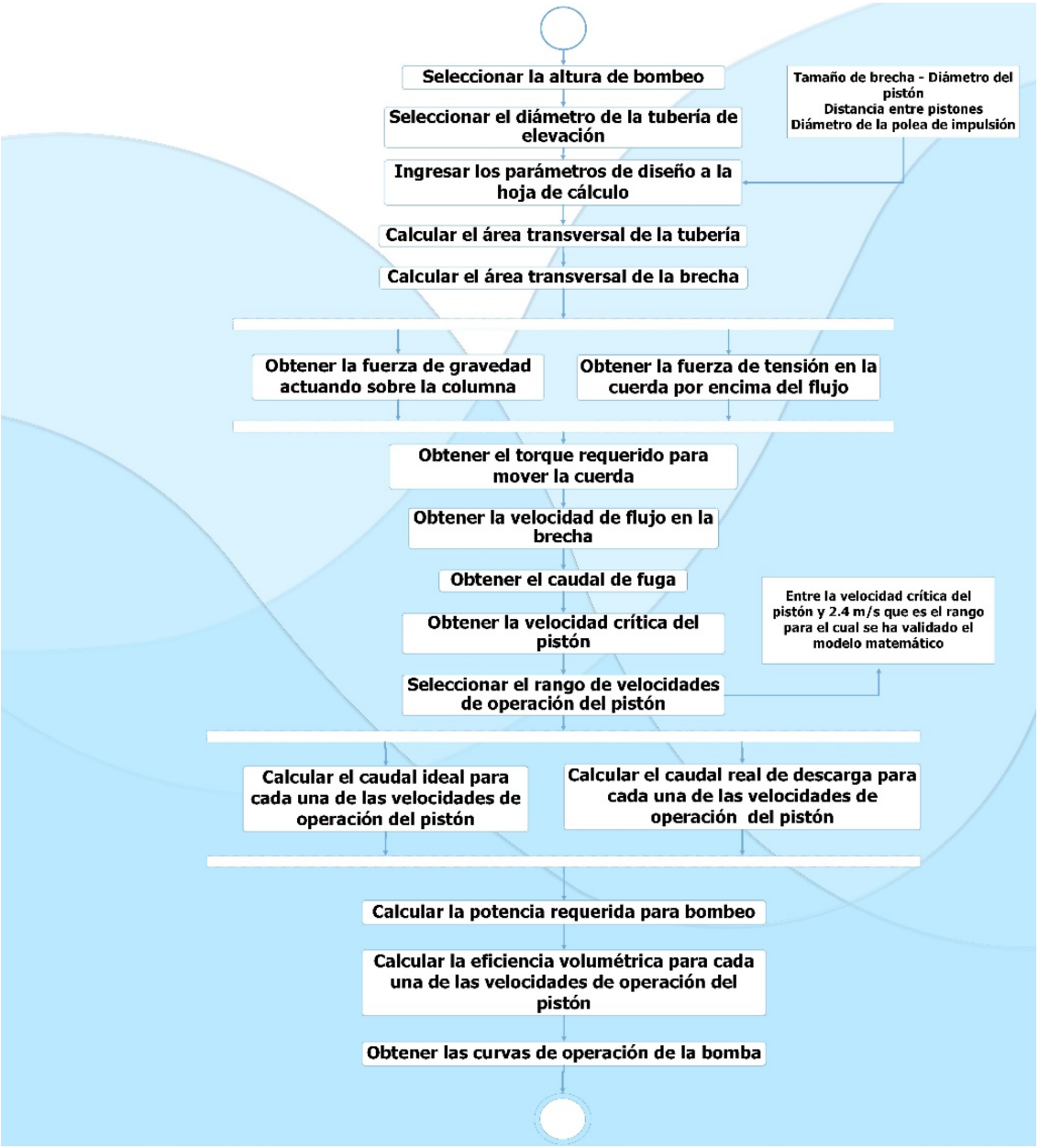


Figura 3.22 Diagrama de actividades de la caracterización de la bomba de cuerda

3.2.2 Propuesta geométrica y simulación de pistones

Con el fin de reducir las pérdidas volumétricas por fuga en la bomba, se propusieron 6 geometrías de pistón diferentes a la utilizada en la actualidad, por lo que se evaluaron mediante la simulación en ANSYS Fluent haciendo uso de un esquema de simulación estacionario en 3D. El principal objetivo de estas simulaciones fue obtener el flujo de fuga en el pistón, así como los campos de velocidad y turbulencia alrededor de las diferentes geometrías. En la Tabla 3.10 se presentan las características principales de la simulación.

Tabla 3.10. Parámetros de la simulación de los pistones en ANSYS Fluent

Esquema de simulación	Estado estacionario
Geometría	3D
Condición de frontera a la entrada	Carga de presión proporcional a 0.5 m de altura = 4903.19 Pa
Condición de frontera a la salida	Presión atmosférica
Tipo de fluido	Agua líquida
Variables de monitoreo	Flujo másico a la salida, velocidad del flujo a la salida, velocidad en el dominio de fluido, presión en el dominio de fluido y turbulencia en el dominio de fluido
Número de iteraciones empleadas para todos los casos simulados	200

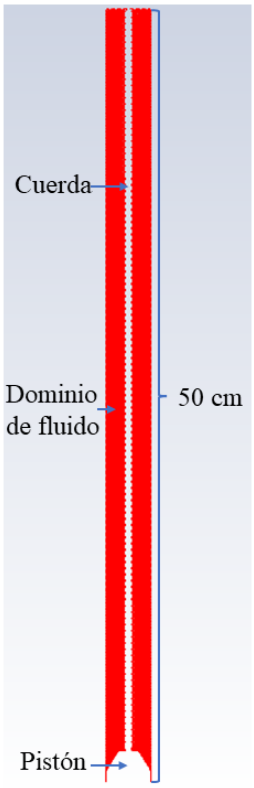


Figura 3.23 Compartimiento de la bomba de cuerda para simulación

Para la simulación de los pistones se siguieron las mismas etapas presentadas en el capítulo de marco teórico y empleadas para la simulación del tornillo de Arquímedes: geometría, mallado, setup, solucionador y post-proceso.

Con respecto a la geometría, se simuló únicamente una sección de la tubería de bombeo (Figura 3.23) considerando el supuesto de que todos los pistones a lo largo de la tubería tienen el mismo comportamiento. Esto fue validado al simular 2 compartimientos de la tubería de bombeo, los resultados de este análisis se presentan en el siguiente capítulo. En la Figura 3.24 se presenta el dominio de fluido, así como la entrada y salida del flujo

Para el mallado, se utilizó un tamaño de elemento promedio de 1mm al igual que para el tamaño máximo del elemento. Además, se aplicó un refinamiento alrededor del pistón.

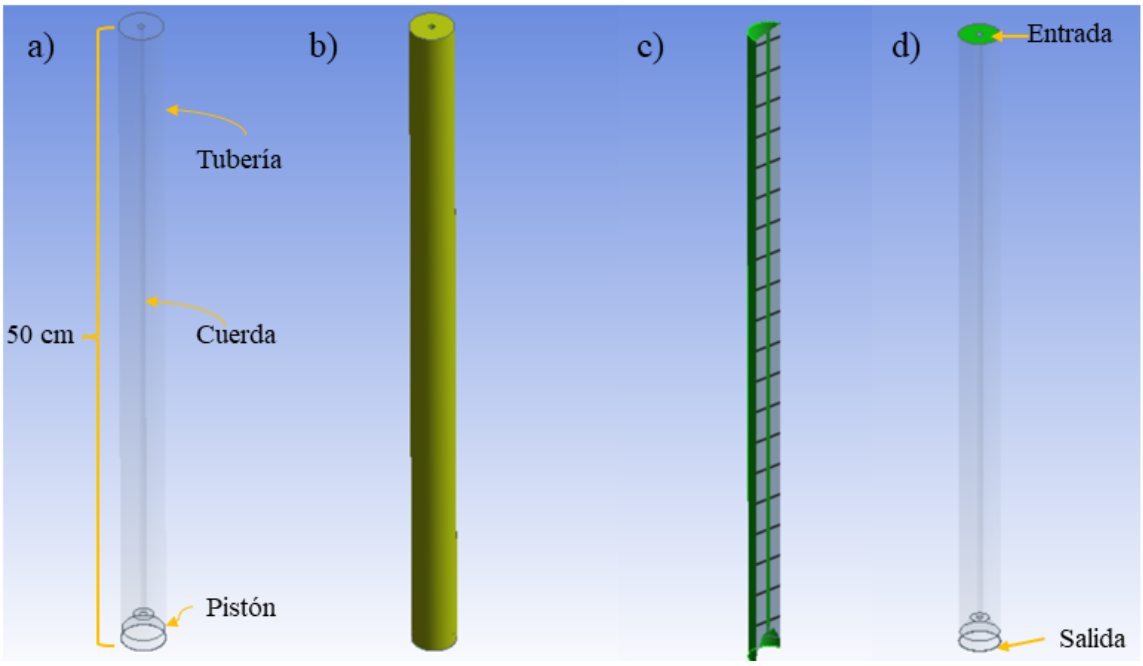


Figura 3.24 Modelo conceptual de la simulación de pistones. a) Descripción y detalles de la sección de análisis b) Dominio de fluido, c) Vista isométrica interior del dominio de fluido c) Entrada y salida del flujo en el dominio

3.3 Diseño del sistema de transmisión

Para el sistema de transmisión se consideró un sistema de transmisión compuesto, debido a que el tornillo de Arquímedes suministra la potencia mecánica requerida tanto para el bombeo como para la generación de energía eléctrica. Tomando en cuenta que ambos sistemas requieren de diferentes valores de torque y velocidad de rotación angular, el diseño del sistema de transmisión se dividió en 2 etapas: la primera, referente al diseño de los requerimientos de acoplamiento entre el tornillo de Arquímedes y la bomba de cuerda teniendo como objetivo maximizar la velocidad de rotación de la bomba garantizando en todo momento el torque necesario para la altura de elevación solicitada. La segunda etapa, corresponde al acoplamiento entre el tornillo de Arquímedes y el generador, para el cual también se tendrá una transmisión del tipo multiplicación de velocidad.

Con el fin de brindar mayor claridad al proceso general que se llevó a cabo en esta etapa del proyecto de investigación, se presenta en un diagrama de secuencia Figura 3.25 que permite visualizar la relación del sistema de transmisión con el tornillo de Arquímedes, la bomba de cuerda y el generador eléctrico.

De acuerdo con la Figura 3.25 se llevó a cabo el mismo proceso de diseño tanto para el acoplamiento de la turbina-bomba como para el acoplamiento turbina-generador. El cual se dividió en dos etapas: la primera fue obtener la relación de transmisión entre los dispositivos y la segunda consistió en obtener el ancho de banda requerido para evitar el deslizamiento. A continuación, se describen de manera detallada estos procesos, haciendo uso de las ecuaciones presentadas en el apartado de marco teórico, tomando en cuenta que, en esta sección, con la finalidad de que el lector identifique con mayor facilidad las variables que corresponden a cada elemento del sistema se realizaron algunas modificaciones a la nomenclatura de las variables.

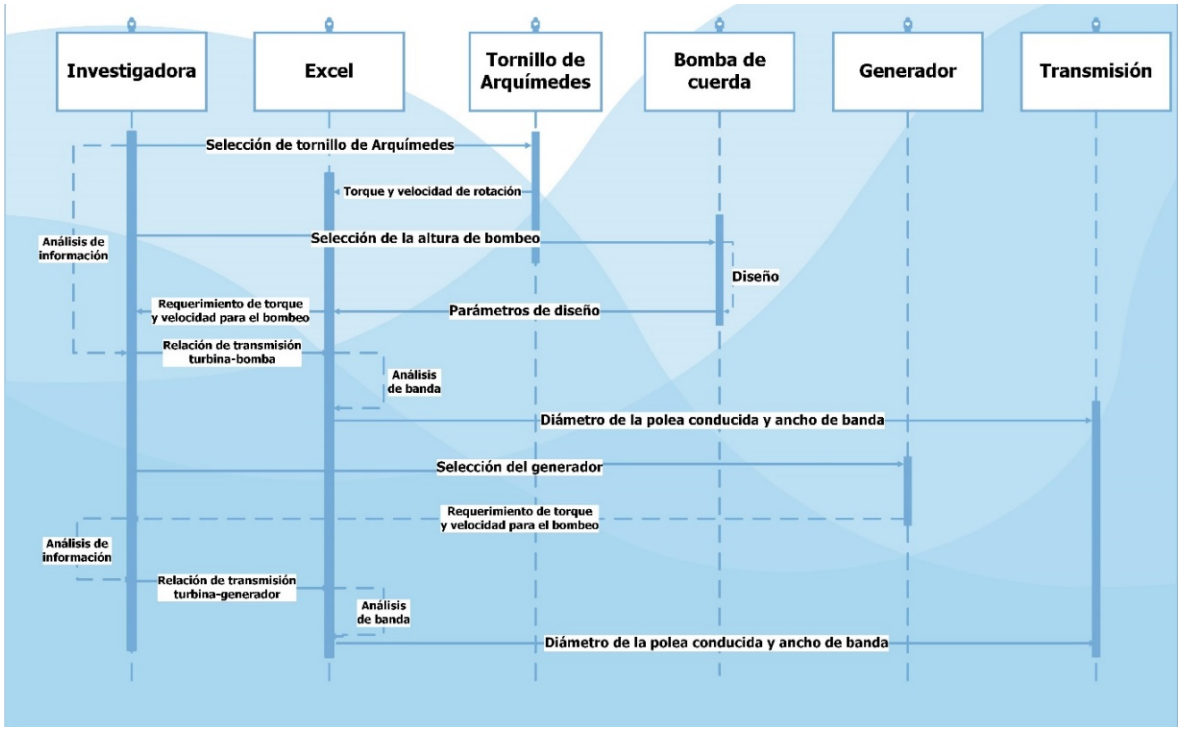


Figura 3.25 Diagrama general de secuencia - Sistema de transmisión

3.3.1 Relación de velocidad turbina-bomba, turbina-generador.

Previo a obtener la relación de transmisión entre los componentes del sistema fue necesario identificar las siguientes variables:

1.- Potencia nominal o potencia de diseño.

2.- Torque proporcionado por la turbina T_T.

3.- Velocidad de rotación angular de la turbina n_T.

4.- Torque requerido para el bombeo (en el caso de la transmisión turbina-bomba) T_P.

5.- Velocidad de rotación angular requerida para la generación de energía eléctrica (en el caso de la transmisión turbina-generador) n_F .

Además, fue necesario seleccionar los siguientes parámetros de diseño con base en los requerimientos del sistema:

- Diámetro de la polea conductora = 0.3048 m (12”) tomando en cuenta uno de los diámetros más comunes de los rines de bicicleta.
- Distancia entre centros = 0.45 m.
- Factor de servicio k_s = 1.25 considerando condiciones de impacto ligero.
- Factor de seguridad n_s = 1.1.
- Características de la banda empleada, dependiendo del material de esta (espesor, tensión permisible, peso específico, coeficiente de fricción y factor de corrección de la polea).

Para el caso de la relación de transmisión del acoplamiento turbina-bomba se realizó la siguiente secuencia:

1.- Al tener el torque generado por el tornillo de Arquímedes y el torque requerido para el bombeo se calculó la relación de transmisión como sigue:

$$\frac{T_P}{T_T} = \frac{n_T}{n_P} \qquad [2.3]$$

$$R = \frac{D_P}{D_T} = \frac{n_T}{n_p} \qquad [2.4]$$

Donde: T_P es el torque requerido para el bombeo, T_T el torque generado por la turbina, n_T la velocidad de rotación de la turbina, n_P la velocidad de rotación de la polea conducida principal, D_T el diámetro de la polea acoplada al eje de la turbina y D_P el diámetro de la polea acoplada al eje conducido principal.

Para brindar mayor claridad a estas variables en la Figura 3.26 se presenta una vista isométrica de la ubicación de las poleas

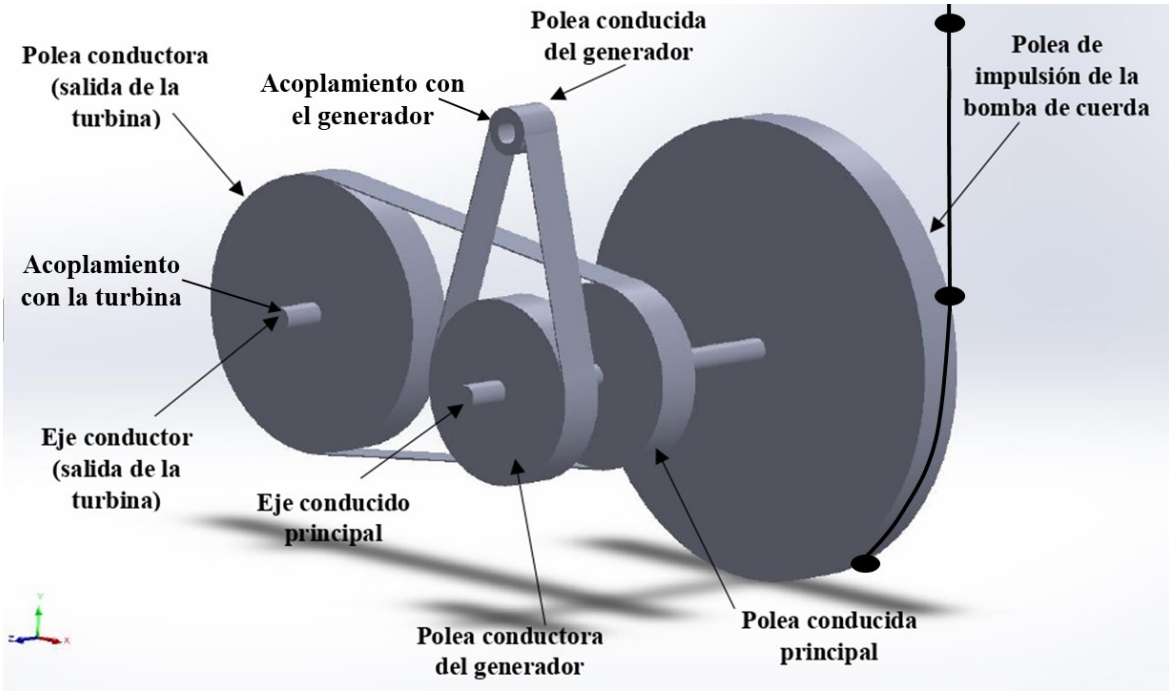


Figura 3.26 Poleas conductora y conducida del sistema

2.- Se obtuvo el diámetro de la polea conducida principal despejando la ecuación 2.4 como sigue:

$$D_p = RD_T \quad [2.5]$$

3.- Se calculó la velocidad de rotación angular del eje conducido y la velocidad lineal de la cuerda de la siguiente forma:

$$n_p = \frac{n_T}{R} \quad [2.6]$$

$$v = \omega r \quad [2.7]$$

Donde: v es la velocidad lineal de la banda, ω la velocidad angular en rad/s y r el radio de la polea en m.

Por otra parte, para obtener la relación de velocidad y diámetro de la polea acoplada al generador se siguió el siguiente procedimiento:

1.- Dado que, la polea conducida principal y la polea conductora del generador se encuentran acopladas al mismo eje conducido éstas tienen la misma velocidad de rotación angular y torque. Ambas poleas se consideraron del mismo diámetro.

$$D_p = D_G \quad [2.8]$$

$$T_p = T_G \quad [2.9]$$

$$n_p = n_G \quad [2.10]$$

Cabe mencionar que las variables con subíndice G hacen referencia a la polea conductora del generador. Esta polea se encuentra acoplada con una polea más pequeña que se encuentra girando a la velocidad requerida por el generador (polea conducida del generador); las variables relativas a esta polea pequeña serán señaladas con un subíndice F.

2.- Al conocer la velocidad angular requerida por el generador y la velocidad del eje conducido se obtiene la relación de velocidad R_2 como sigue:

$$R_2 = \frac{n_G}{n_F} = \frac{D_F}{D_G} \quad [2.11]$$

3.-Despejando, se obtiene el diámetro de la polea que estará acoplada directamente con el generador:

$$D_F = R_2 D_G \quad [2.12]$$

3.3.2 Cálculo del ancho de banda

Para obtener el ancho adecuado de la banda se utilizó el método de diseño planteado por Budynas y Nisbett (2011) presentado en el capítulo de marco teórico, considerando que en el caso de obtener un ancho de banda que no esté disponible en el mercado se utilizará el ancho de banda superior siguiente, con el fin de evitar el deslizamiento garantizando que $f' < f$.

3.4 Generador eléctrico

En este apartado se describen las características del generador eléctrico seleccionado.

Para la generación de energía eléctrica, se seleccionó un generador asíncrono de corriente directa debido a que se pretende que el sistema sea autónomo y la energía obtenida pueda ser almacenada en un pequeño banco de baterías.

El generador seleccionado es de la marca Missouri Wind and Solar y consta de 7 imanes permanentes, normalmente es utilizado para turbinas eólicas (Figura 3.27). Una de las

principales razones para la selección de este dispositivo fue, que se cuenta con las curvas de operación (Figura 3.28 y Figura 3.29) que permitieron obtener el voltaje y corriente de salida en función de las rpm de entrada al generador, siendo esta información indispensable para obtener la potencia eléctrica de salida. Estas curvas fueron obtenidas de manera experimental en el trabajo de investigación realizado por Zamora (2019).

Figura 3.27 Generador eléctrico de corriente continua (Missouri Wind and Solar,2019)

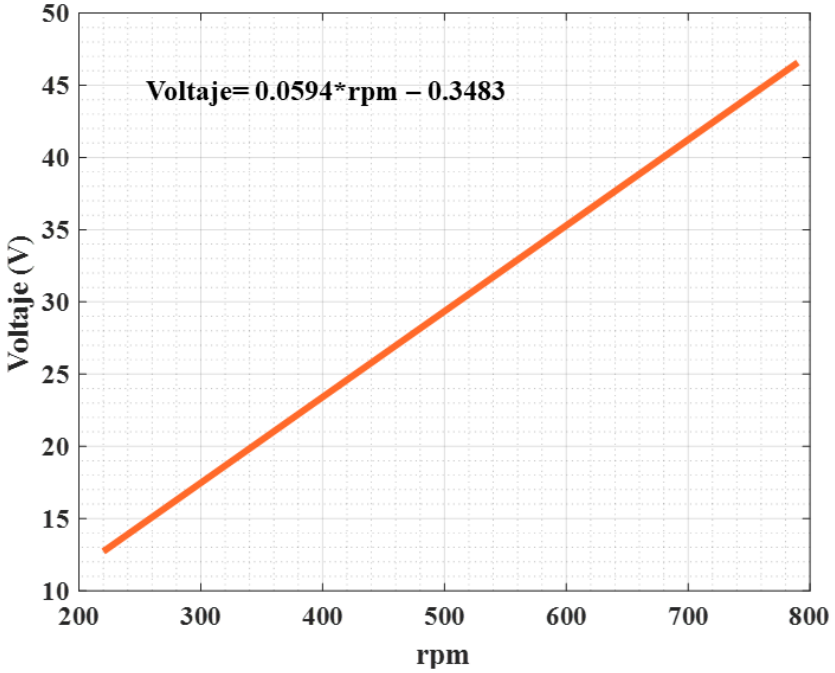


Figura 3.28 Voltaje del generador en función de las rpm de entrada (Zamora, 2019)

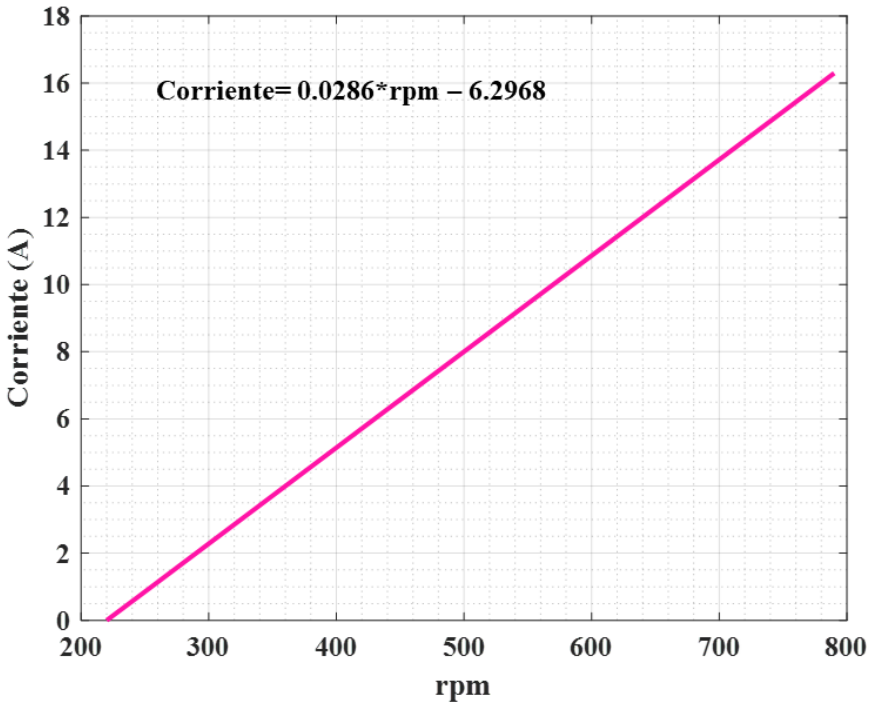


Figura 3.29 Corriente del generador en función de las rpm de entrada (Zamora, 2019).

La potencia eléctrica de salida del generador se obtuvo mediante la siguiente expresión:

$$P_{el} = V_{gen} * I_{gen} \qquad [2.13]$$

Donde P_{el} es la potencia eléctrica en watts, V_{gen} el voltaje de salida del generador en volts e I_{gen} la corriente eléctrica de salida del generador en amperes.

En la Tabla 3.11 se presentan las principales características del generador seleccionado.

Tabla 3.11. Características del generador eléctrico sugerido para la turbina (Missouri Wind and Solar,2019)

Número de imanes y polos	7 imanes y 14 polos
Torque mínimo de operación	1.146 Nm
rpm mínimas de operación	220
Diámetro del eje	17 mm
Bobinas del estator	Bobinadas a mano
Peso	3.4 kg
Comentarios adicionales	Ideal para baterías de 12 V Birotacional

4. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

En este capítulo, se desarrollaron todas las etapas descritas en el capítulo 3, se presentan y discuten los resultados obtenidos, los cuales permitieron seleccionar el tornillo de Arquímedes adecuado para la aplicación deseada. Por otra parte, se presentan las curvas de operación para 4 alturas de bombeo propuestas (6 m, 10 m, 20 m y 30 m) maximizando el caudal de descarga y eficiencia, mediante el diseño del sistema de transmisión y diseño de los pistones. Además, se presenta el análisis y optimación de pistones para la bomba de cuerda, que permitieron incrementar su eficiencia y caudal de descarga. Finalmente, se presentan las curvas de operación y planos del sistema acoplado, así como los resultados referentes a la generación de energía eléctrica

4.1 Tornillo de Arquímedes

En la primera sección, se exponen y analizan los resultados referentes a las 60 simulaciones del tornillo de Arquímedes realizadas en el esquema estacionario, además de algunos escenarios de simulación complementarios donde se variaron otros parámetros geométricos.

Posteriormente se presentan los resultados del esquema de simulación transitorio (marco de referencia móvil en el dominio del tornillo y VoF) que permitieron seleccionar la turbina adecuada para el caso de aplicación propuesto.

4.1.1 Esquema de simulación estacionario del tornillo de Arquímedes

En esta sección, se presentan y analizan los resultados obtenidos mediante la simulación en esquema estacionario de la turbina la cual implicó el tornillo estático y canal lleno. Comenzando con el cálculo de las condiciones de frontera para cada una de las simulaciones propuestas, se describe el análisis de independencia de malla; seguido de la obtención del torque para calcular la eficiencia de los dispositivos; el análisis de los campos de velocidad y presión, terminando con la selección de geometrías adecuadas para la simulación en otros escenarios y esquema de simulación transitorio (marco de referencia móvil y VoF). Igualmente, se exponen algunos escenarios de simulación adicionales que fueron propuestos con base en los resultados obtenidos en las simulaciones planteadas inicialmente. Esto, con el fin de corroborar el comportamiento de los dispositivos variando su longitud y operando con un ángulo de inclinación de 22°.

4.1.1.1 Condiciones de frontera para el esquema de simulación estático del tornillo de Arquímedes.

Como se mencionó en el capítulo de materiales y métodos, para la simulación del tornillo de Arquímedes se utilizó como condición de frontera la velocidad del flujo en la entrada de la turbina. Para obtener esta velocidad, se siguió el proceso descrito en la Figura 3.4 llegando a los resultados presentados en la Tabla 4.1, tomando en cuenta las características del canal de entrada presentadas en la Tabla 4.2. Cabe destacar, que en este tipo de simulación no es posible obtener el tirante en ninguna sección del dominio de fluido, ni tomarlo como una condición de entrada al canal. Sin embargo, a cada caudal relacionado con la velocidad de entrada del flujo se asoció un tirante teórico. Es decir, a cada caudal le corresponde un único tirante al tener una sección constante en el canal. Este tirante es validado en el esquema de simulación transitorio.

Tabla 4.1 Condiciones del canal de entrada al tornillo de Arquímedes

Tirante teórico (cm)	θ	R_h (m)	P_m (m)	A_h (m^2)	v (m/s)	Q (l/s)
20	156.9	0.107	0.685	0.073	0.226	16.54
25	180.0	0.125	0.785	0.098	0.250	24.54
30	203.1	0.139	0.886	0.123	0.268	32.98
35	227.2	0.148	0.991	0.147	0.280	41.10
40	253.7	0.152	1.107	0.168	0.285	47.98

Tabla 4.2. Características del canal de entrada al tornillo de Arquímedes

Sección geométrica del canal	Circular
Pendiente del canal (s)	0.0001
Diámetro	0.5 m
Material del canal	Acrílico
Coeficiente de Manning (n)	0.01

4.1.1.2 Análisis de independencia de malla

Previo a las simulaciones, fue necesario realizar el análisis de independencia de malla como se mencionó en el capítulo de marco teórico para que los resultados obtenidos fueran independientes del tamaño de los elementos de malla. En este caso, se realizó para la turbina con 3 álabes, 20° de inclinación y velocidad de entrada del flujo de 0.268 m/s. En la Tabla 4.3 se presentan las características de cada una de las mallas evaluadas.

Tabla 4.3. Características de las mallas empleadas para el análisis de independencia de malla.

ID de malla	Tamaño del elemento	Tamaño máximo	Calidad promedio	Número de elementos	Tiempo de simulación
1-25	25 mm	25 mm	0.75	712 914	50 min
2-20	20 mm	20 mm	0.76	848 227	1 h
3-15	15 mm	15 mm	0.77	1 352 373	1 h 30 min
4-12	12 mm	12 mm	0.78	2 298 113	3 h
5-10	10 mm	10 mm	0.79	3 756 286	6 h

Considerando el criterio de ortogonalidad (ANSYS, 2019) para evaluar la calidad de las mallas, en los 5 tamaños de elemento propuestos, las mallas presentaron "muy buena calidad" ya que en promedio todas tuvieron un valor mayor a 0.69 (Figura 3.10). Sin embargo, es necesario evaluar el tiempo de simulación y la convergencia de resultados.

En la Figura 4.1, se pueden observar las 5 mallas analizadas demostrando una transición entre elementos más suave en las mallas de 15, 12 y 10 mm. Lo anterior se presenta sobre todo en los bordes de los álabes de las mallas señaladas en comparación con las de 20 y 25 mm.

Por otro lado, cabe destacar el tiempo de cómputo debido al número de simulaciones que se propusieron realizar, por lo que, es factible utilizar una malla con la que se puedan obtener resultados independientes del tamaño de los elementos de la malla en poco tiempo (columna 6 de la Tabla 4.3). Igualmente, se verificó que, en todas las simulaciones con las diferentes mallas, los valores residuales fueran del orden de $1x10^{-3}$, para garantizar la convergencia de resultados.

En la Tabla 4.4 se reportan los valores de la velocidad y presión en el dominio fluido, así como el flujo másico de entrada y salida calculados por el software con el fin de comparar los resultados obtenidos y la influencia del tamaño de los elementos de la malla.

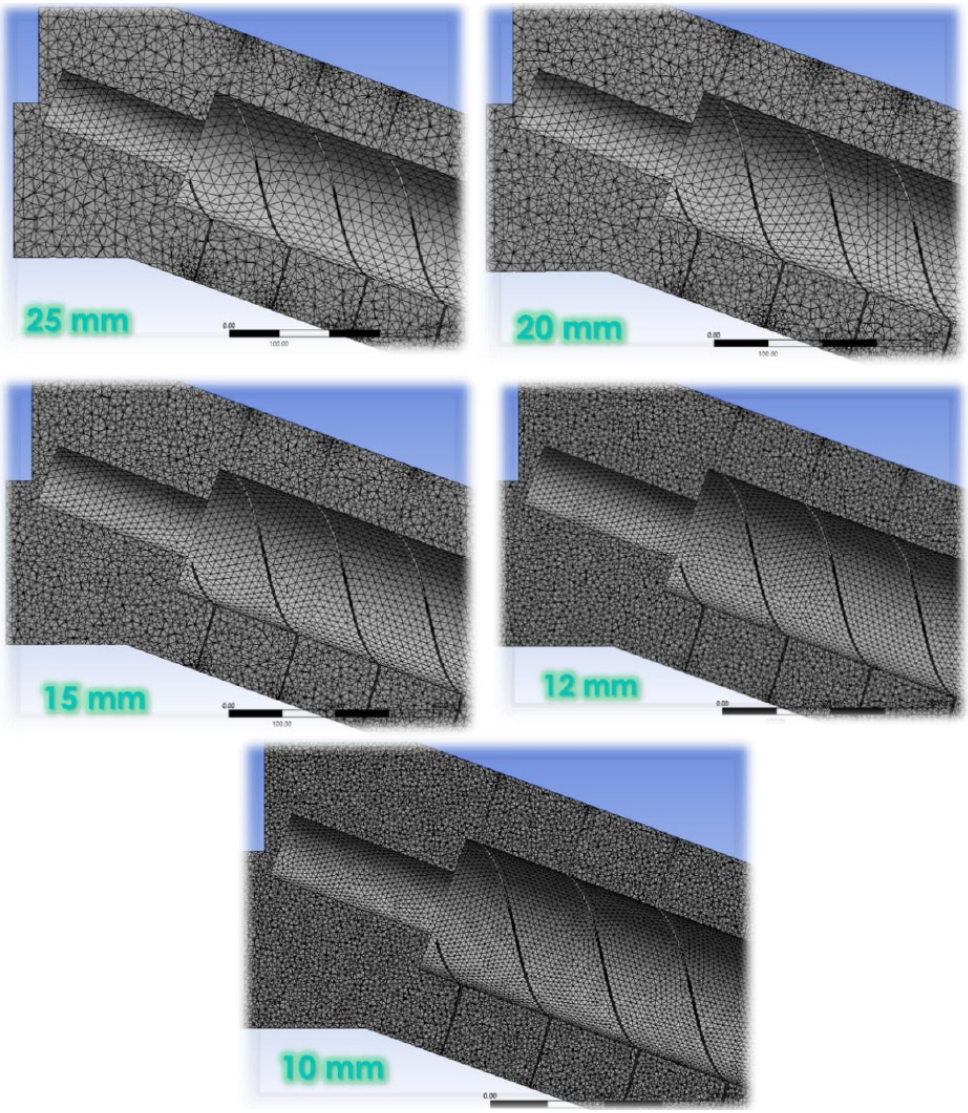


Figura 4.1 Comparación de mallas del análisis de sensibilidad para el esquema de simulación estacionario del tornillo de Arquímedes.

Tabla 4.4. Comparativa de los resultados obtenidos con mallas de diferente tamaño de elemento en el esquema de simulación estacionario del tornillo de Arquímedes.

Malla (tamaño en mm)	Velocidad de salida (m/s)	Presión en el dominio de fluido (Pa)	Velocidad en el dominio de fluido (m/s)	Flujo másico de entrada (kg/s)	Flujo másico de salida (kg/s)	% de diferencia entre flujos másicos
25	0.4166	344.13	0.5099	32.86	32.86	0.0007%
20	0.4171	341.07	0.5125	32.88	32.87	0.0055%
15	0.4174	336.69	0.5153	32.89	32.89	0.0012%
12	0.4169	336.60	0.5172	32.90	32.89	0.0070%
10	0.4181	337.78	0.5178	32.90	32.90	-0.0025%

De acuerdo con los resultados obtenidos (Tabla 4.4), es posible observar que éstos no presentaron una alta variación. En consecuencia, sería posible concluir que con cualquier malla de las propuestas se obtienen buenos resultados y se debería seleccionar aquella que tarda menor tiempo en realizar la simulación. Sin embargo, debido a que el campo de velocidades en el dominio de fluido (Figura 4.2) es de suma importancia para explicar el fenómeno en estudio, se colocó un plano a la mitad del tornillo, paralelo a la dirección del flujo para comparar los campos obtenidos con cada una de la mallas. Para la malla más fina, (tamaño del elemento de 10 mm) se forma un pequeño vórtice en la parte inferior a la entrada de la turbina, el cual con una malla de 20 y 25 mm no se logra apreciar. Sin embargo, las mallas de 15 y 12 mm si permiten observar dicho fenómeno, pero en menor magnitud.

Bajo estas consideraciones, la malla idónea para realizar este estudio es la de 15 mm con un total de 1 352 373 elementos, pues ésta presenta una buena calidad, el tiempo de simulación es factible y permite observar algunos detalles del campo de velocidad que con otras mallas más robustas no se logró.

Para todos los casos se utilizó el mismo tipo y tamaño de malla, en el Anexo 2 se presentan la calidad ortogonal, el número de elementos, el tiempo aproximado de simulación entre otros detalles de las 60 mallas utilizadas para las simulaciones. Cabe destacar que, todas las mallas utilizadas tienen una "muy buena calidad" de acuerdo con el criterio de ortogonalidad (Kourbataski, s.f.).

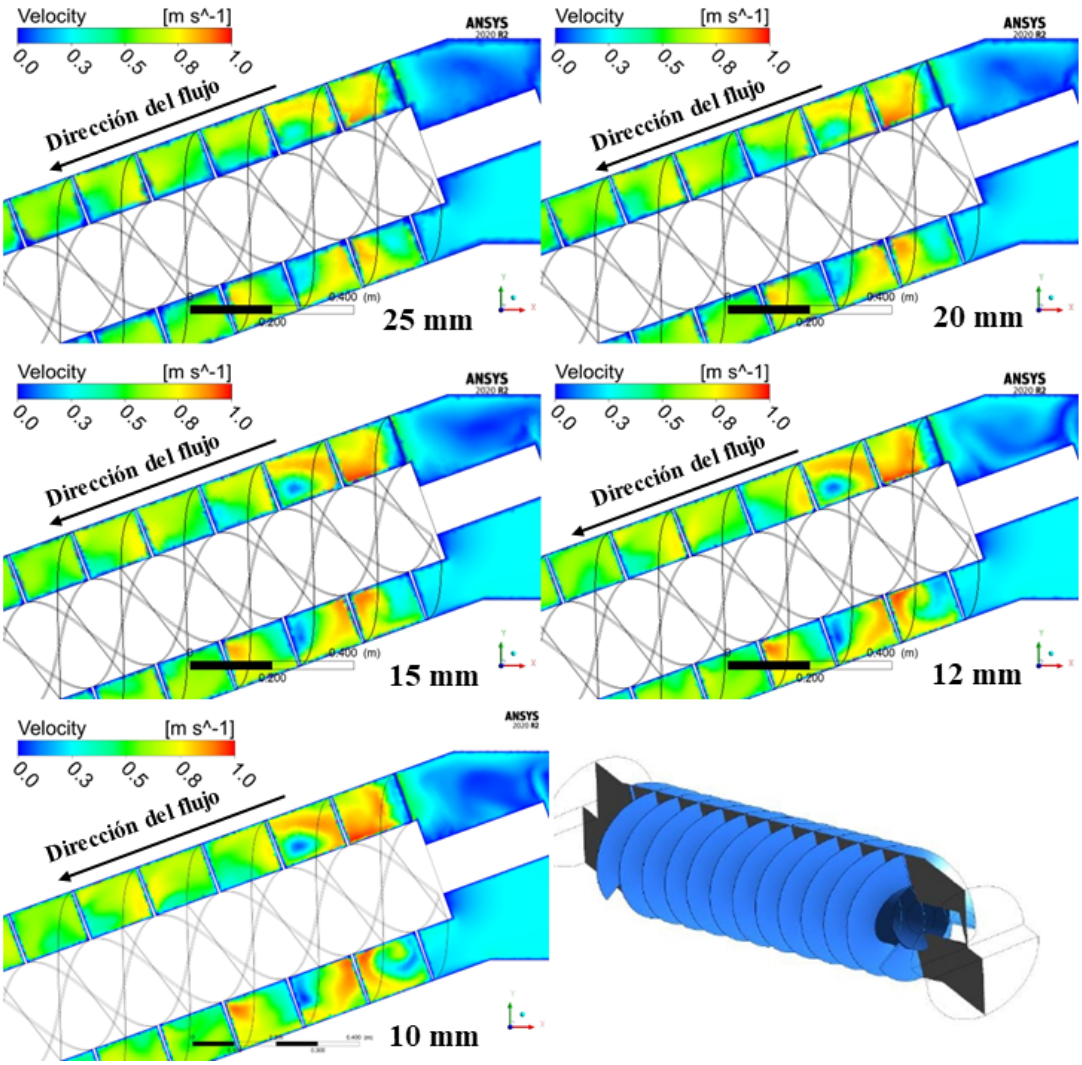


Figura 4.2 Comparación del campo de velocidades para los distintos tamaños de malla. Plano medio coincidente con el eje longitudinal del tornillo.

4.1.1.3 Validez de resultados en el esquema de simulación estacionario del tornillo de Arquímedes

Previo a obtener el momento de torsión y analizar los campos de velocidad y presión, fue necesario asegurarse de que las variables de monitoreo mantuvieran un valor constante entre iteraciones para garantizar la solución final del flujo. Es decir, que el número de iteraciones haya sido el suficiente como para que no existan variaciones en las variables que intervienen en el fenómeno analizado. Para garantizar la convergencia, fue necesario asegurar que los valores residuales fueran disminuyendo entre una iteración y otra hasta alcanzar valores menores a $1x10^{-3}$.

Debido a la gran cantidad de simulaciones, únicamente se colocaron como ejemplo los gráficos con las variables de monitoreo (Figura 4.3, Figura 4.4, Figura 4.5 y Figura 4.6) y las gráficas de los valores residuales de las variables de las ecuaciones de continuidad, *momentum* y del modelo de turbulencia (Figura 4.7) obtenidos para la turbina de 2 álabes con 20° de inclinación y caudal de 47.9 l/s.

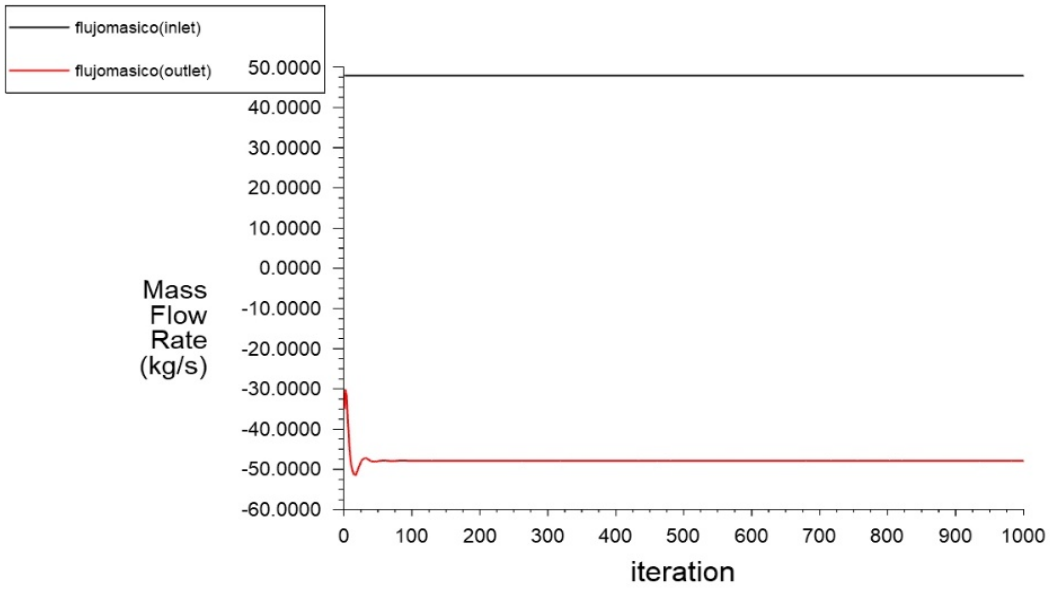


Figura 4.3 Variación del flujo másico de entrada y salida del dominio de fluido en función del número de iteraciones.

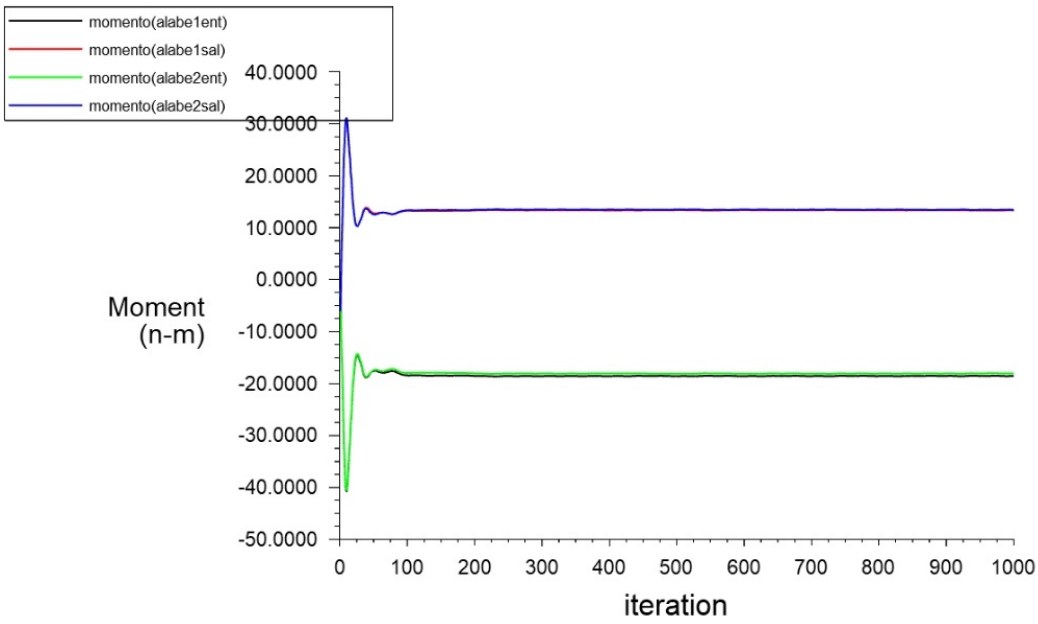


Figura 4.4 Variación del momento de torsión sobre los álabes del tornillo de Arquímedes en función del número de iteraciones.

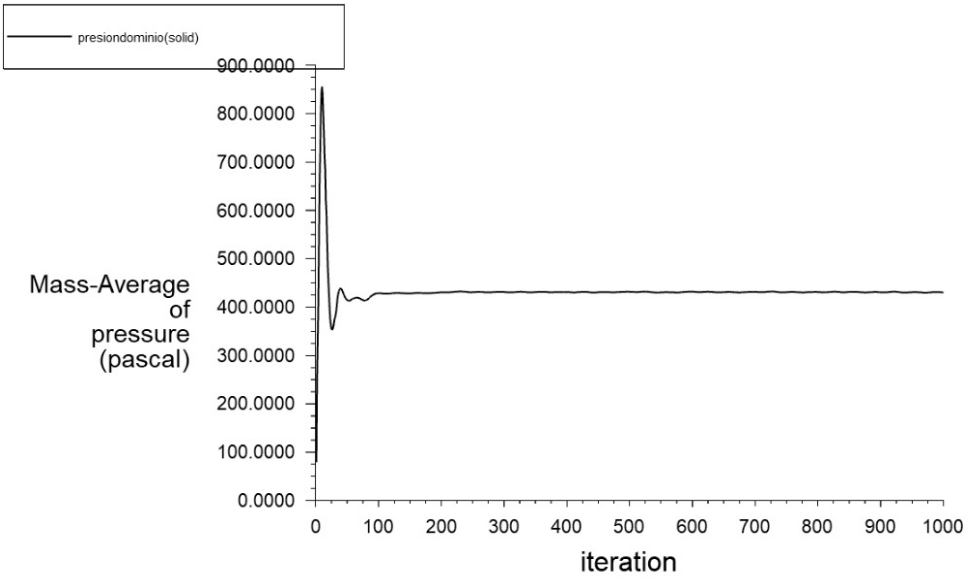


Figura 4.5 Variación de la presión promedio en el dominio de fluido en función del número de iteraciones.

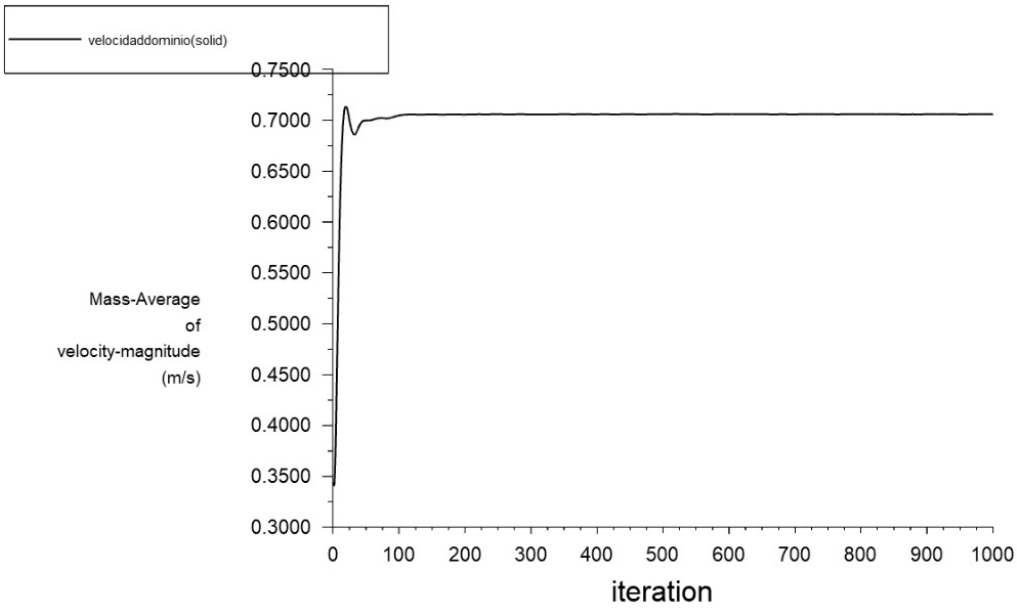


Figura 4.6. Variación de la velocidad promedio en el dominio de fluido en función del número de iteraciones.

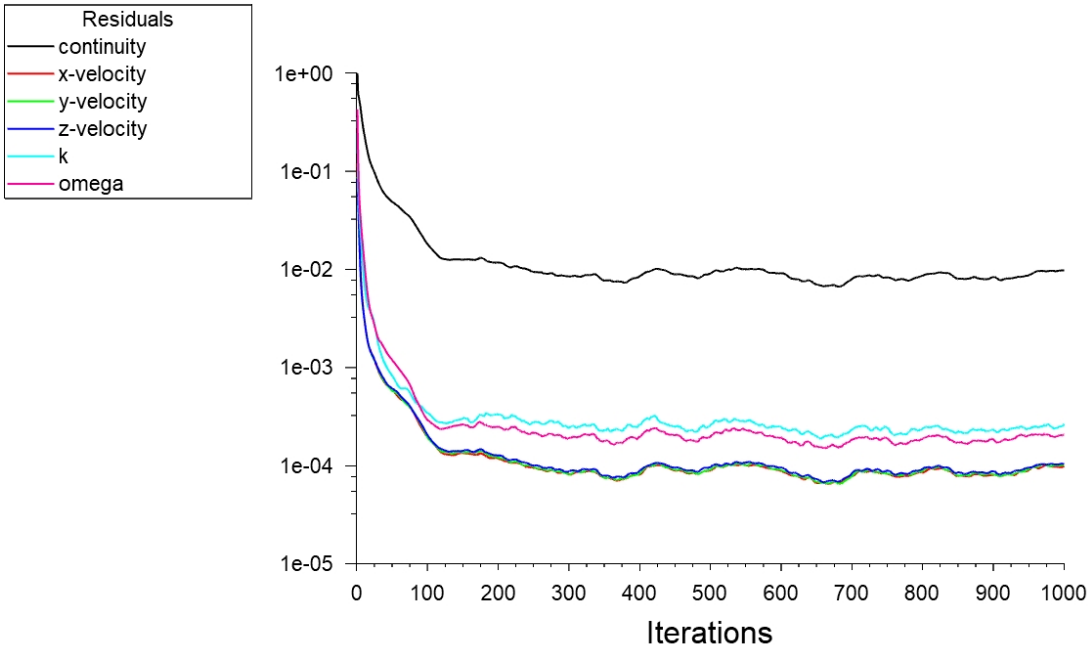


Figura 4.7 Gráfica de los valores residuales de las ecuaciones de continuidad, momentum y el modelo de turbulencia empleado en función del número de iteraciones

Todas las variables de monitoreo alcanzaron valores constantes entre iteraciones, lo que garantiza la solución final del estado de flujo para los 60 escenarios simulados. Es importante tomar en cuenta que, para el análisis de valores residuales, ANSYS recomienda alcanzar valores de $1x10^{-3}$ para obtener una convergencia satisfactoria en la solución numérica. Analizando los residuales obtenidos para continuidad puede observarse que no se alcanzaron estos valores de convergencia (en todos los casos) por lo que en el Anexo 3 se comparó el flujo másico de entrada y salida obtenido por el software para todos los escenarios simulados, llegando a una diferencia del 0.00001% al 1.11% entre ambos valores por lo que se garantizó la continuidad en el sistema, así como, la confiabilidad de los resultados obtenidos en los escenarios evaluados.

4.1.1.4 Torque, potencia mecánica y eficiencia del tornillo de Arquímedes en el esquema de simulación estacionario.

Uno de los parámetros más importantes que se obtuvieron a partir de las simulaciones en ANSYS Fluent fue el torque, debido a que con estos valores fue posible obtener una primera aproximación a la potencia y eficiencia de los dispositivos. Posteriormente, estos valores fueron estimados nuevamente mediante el esquema de simulación transitorio (marco de referencia móvil en dominio de la turbina y VoF) con el fin de obtener resultados más apegados a las condiciones reales de operación. Sin embargo, es importante mencionar que

esta primera estimación permitió el descarte de geometrías y condiciones de operación no adecuadas para la aplicación de interés, reduciendo el tiempo que implicaría la simulación en un esquema de simulación más complejo para todos los escenarios propuestos.

Para el análisis de la información, se utilizó el software Statgraphics Centurion XVI (Statpoint technologies Inc., 2010) ya que mediante un experimento factorial multinivel permitió el análisis de los efectos principales sobre las tres variables de respuesta en estudio, en este caso: torque, potencia mecánica y eficiencia. En la Tabla 4.5 se presentan los factores y niveles que se emplearon para cada uno de los análisis.

Tabla 4.5 Factores y niveles del diseño de experimentos factorial multinivel.

Factores	**Niveles**
Número de álabes	1, 2, y 3
Ángulo de inclinación	20°, 24° y 28°
Caudal de entrada (l/s)	16.5, 24.5, 32.9, 40.9 y 47.9

Comenzando con el análisis del torque, el principal objetivo fue maximizarlo, ya que al obtener mayor torque en la turbina será más sencillo el bombeo cuando se realice el acoplamiento del sistema. En la Tabla 4.6 se presentan los valores del torque obtenido para las 45 simulaciones.

Tabla 4.6 Torque del tornillo de Arquímedes con diferentes ángulos de inclinación y número de álabes en Nm.

1 Álabe					
Inclinación \ *Q*	**16.5 l/s**	**24.5 l/s**	**32.9 l/s**	**40.9 l/s**	**47.9 l/s**
20°	7.92	11.60	15.40	17.80	20.56
24°	7.70	11.66	15.10	17.64	20.20
28°	7.49	11.29	14.90	17.65	20.08
2 Álabes					
Inclinación \ *Q*	**16.5 l/s**	**24.5 l/s**	**32.9 l/s**	**40.9 l/s**	**47.9 l/s**
20°	14.94	22.07	29.23	33.65	36.58
24°	14.94	21.97	28.76	33.23	36.14
28°	14.98	21.68	28.29	33.07	35.53
3 Álabes					
Inclinación \ *Q*	**16.5 l/s**	**24.5 l/s**	**32.9 l/s**	**40.9 l/s**	**47.9 l/s**
20°	22.59	33.66	43.31	49.87	52.06
24°	21.13	33.37	42.83	49.51	52.16
28°	20.97	32.87	42.11	48.69	51.62

Se realizó un ajuste por medio de un modelo lineal obteniendo un coeficiente de determinación $R^2 = 99.97\%$ lo que indica que el modelo explica el 99.97% de la variabilidad del torque. Por otra parte, para el análisis de los efectos principales se presenta la Figura 4.8. En la cual puede observarse que los factores que tienen mayor influencia en el torque son el número de álabes y el caudal de entrada a la turbina. Esto significa que, al aumentar el número de álabes, incrementa el torque, debido a que se tiene mayor superficie de contacto entre la turbina y el fluido. Por otro lado, al incrementar el ángulo de inclinación se tiene una ligera disminución en el torque siendo el factor que causó menor efecto en la variable de respuesta. En contraste con el estudio experimental realizado por Erinofiardi et al. (2017) en el que observaron esta misma tendencia. Finalmente, al aumentar el caudal de entrada también incrementa el torque generado debido a que se acumula mayor cantidad de agua entre cada álabe.

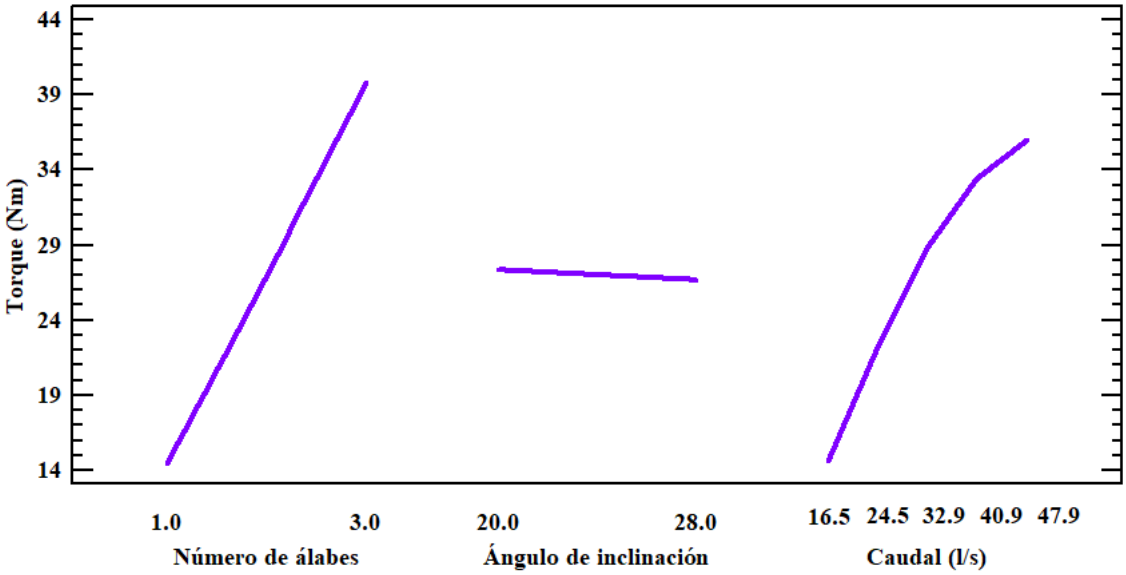


Figura 4.8 Gráfica de efectos principales del número de álabes, ángulo de inclinación y caudal en la variable respuesta: torque

Adicionalmente, Statgraphics permitió optimar las variables independientes con el fin de alcanzar el objetivo planteado en el análisis. En este caso, maximizar el torque, por lo que de acuerdo con este criterio se obtuvieron las condiciones presentadas en la Tabla 4.7.

Tabla 4.7 Optimación de variables independientes para la maximización de torque

Factor	Establecimiento
Número de álabes	3
Ángulo de inclinación	20°
Caudal (l/s)	47.9

Para continuar con el análisis de la potencia mecánica generada por las distintas turbinas, fue necesario obtener la velocidad angular tal y como se presentó en el capítulo de materiales y métodos. En la Tabla 4.8 se presentan las distintas velocidades de rotación de los dispositivos asociados con el tirante teórico de entrada en la turbina y el ángulo de inclinación de ésta. En la Tabla 4.9 se registraron los tirantes teóricos obtenidos para la sección inclinada del canal, es decir, donde se encuentra el tornillo de Arquímedes los cuales fueron calculados para obtener dicha velocidad angular.

Tabla 4.8. Velocidad angular del tornillo de Arquímedes (rad/s)

Tirante teórico de entrada al canal (cm)	Caudal de entrada (l/s)	Inclinación		
		20°	24°	28°
20	16.5	3.418	3.256	3.062
25	24.5	3.481	3.286	3.125
30	32.9	3.486	3.181	2.988
35	40.9	3.060	2.519	2.341
40	47.9	2.374	2.254	2.134

Tabla 4.9. Tirante teórico (cm) en la sección inclinada de canal

Tirante teórico de entrada al canal (cm)	Caudal de entrada (l/s)	Inclinación		
		20°	24°	28°
20	16.5	21.3	21.9	22.7
25	24.5	26.6	27.4	28.3
30	32.9	31.9	32.8	34.0
35	40.9	37.2	38.3	39.6
40	47.9	42.6	43.8	45.3

Con esta información, se calculó la potencia mecánica para los 45 casos. En la Tabla 4.10 se presentan estos resultados, los cuales también fueron analizados mediante Statgraphics empleando los factores y niveles de la Tabla 4.5 teniendo como objetivo maximizar la potencia mecánica.

Para el estudio de la potencia mecánica se utilizó un modelo cuadrático con el cual se obtuvo un valor de coeficiente de determinación R^2 del 99.69% teniendo un excelente ajuste. Los efectos principales en la variable de respuesta se presentan en la Figura 4.9. En la que al igual que en el análisis anterior puede observarse que el número de álabes y caudal de entrada son los factores que tienen mayor influencia en la potencia mecánica. Teniendo que, al aumentar el número de álabes incrementa la potencia mecánica al ser directamente proporcional al torque. Al igual que en el análisis del torque, la potencia mecánica disminuyó ligeramente al incrementar el número de álabes. Sin embargo, este factor fue el que generó menor influencia en la variable respuesta. Finalmente, en lo relacionado al caudal de entrada se observa que la potencia mecánica aumenta en el rango de los 16.5 a los 32.9 l/s, teniendo el máximo en este último, para comenzar a disminuir posteriormente, ya que el incrementar el caudal de entrada, provoca que la turbina gire más despacio recordando que la potencia mecánica se calcula como: $P_{mecánica} = T\omega$ donde T es el torque en Nm y ω la velocidad angular en rad/s.

Tabla 4.10 Potencia mecánica del tornillo de Arquímedes con diferentes ángulos de inclinación y número de álabes en watts (W).

1 Álabe					
Inclinación \ Q	**16.5 l/s**	**24.5 l/s**	**32.9 l/s**	**40.9 l/s**	**47.9 l/s**
20°	27.07	40.37	53.69	54.47	48.82
24°	25.08	38.30	48.04	44.42	45.54
28°	37.75	35.27	44.51	41.31	42.85
2 Álabes					
Inclinación \ Q	**16.5 l/s**	**24.5 l/s**	**32.9 l/s**	**40.9 l/s**	**47.9 l/s**
20°	51.05	76.85	101.90	102.97	86.85
24°	48.66	72.20	91.47	83.70	81.45
28°	45.87	67.76	84.52	77.40	75.81
3 Álabes					
Inclinación \ Q	**16.5 l/s**	**24.5 l/s**	**32.9 l/s**	**40.9 l/s**	**47.9 l/s**
20°	77.20	117.18	151.00	152.60	123.61
24°	68.79	109.65	136.23	124.69	117.57
28°	64.22	102.73	125.80	113.98	110.15

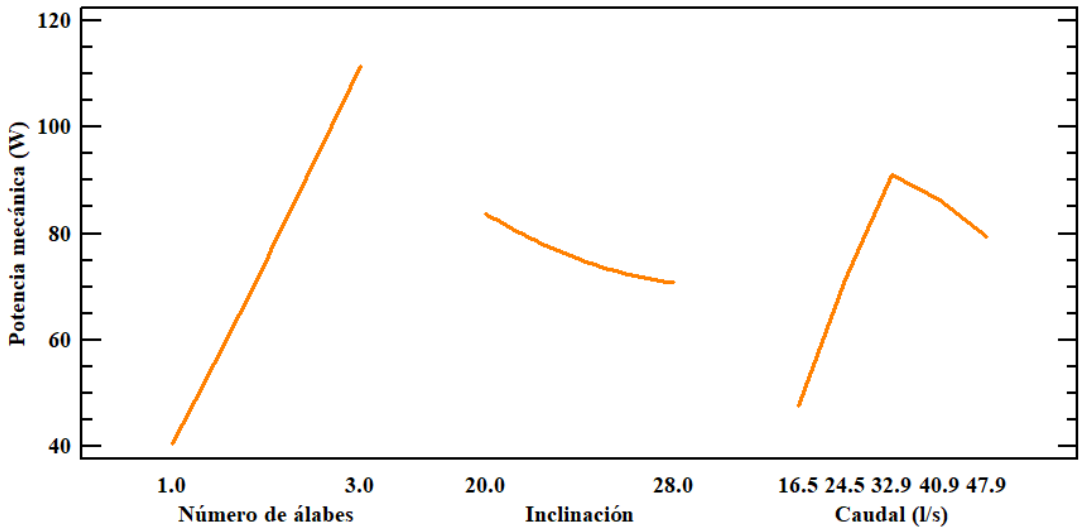


Figura 4.9 Gráfica de efectos principales del número de álabes, inclinación y caudal en la variables respuesta: potencia mecánica.

En lo referente a la optimación de las variables independientes para la maximización de la potencia mecánica se obtuvieron los resultados presentados en la Tabla 4.11.

Tabla 4.11 Optimación de variables independientes para la maximización de la potencia mecánica

Factor	Establecimiento
Número de álabes	3
Inclinación	20°
Caudal (l/s)	32.9

Para el análisis de la eficiencia mecánica, tal y como se abordó en el capítulo de materiales y métodos fue necesario obtener la potencia hidráulica disponible (Tabla 4.12) con los valores de caudal de entrada obtenidos por el software y la altura neta del salto de agua, es decir, la diferencia entre el nivel de agua, aguas arriba de la turbina y el nivel de agua, aguas abajo de ésta. Posteriormente, se obtuvo la eficiencia mecánica para los 45 casos de estudio, estos resultados se presentan en la Tabla 4.13 donde se observa una eficiencia máxima del 71% para el caso de la turbina con 3 álabes, 20° de inclinación y caudal de entrada de 24.5 l/s. Para el ajuste se utilizó un modelo cuadrático para el cual, el coeficiente de determinación R^2 fue del 99.67% lo que representa que el 99.67% de la variabilidad de los datos es representado por el modelo planteado. El objetivo del análisis mediante Statgraphics fue maximizar la eficiencia.

Tabla 4.12. Comparación de la potencia hidráulica de entrada para cada ángulo de inclinación y caudal.

	Tornillos con 20° de inclinación				
Caudal (m^3/s)	0.017	0.025	0.033	0.041	0.048
Altura (m)	0.684	0.684	0.684	0.684	0.684
Potencia hidráulica (W)	111.0	164.3	220.7	275.3	321.5
	Tornillos con 24° de inclinación				
Caudal (m^3/s)	0.017	0.025	0.033	0.041	0.048
Altura (m)	0.813	0.813	0.813	0.813	0.813
Potencia hidráulica (W)	131.9	195.4	262.5	327.4	382.3
	Tornillos con 28° de inclinación				
Caudal (m^3/s)	0.017	0.025	0.033	0.041	0.048
Altura (m)	0.939	0.939	0.939	0.939	0.939
Potencia hidráulica (W)	152.3	225.5	302.9	378.0	441.2

Tabla 4.13 Eficiencia de tornillos de Arquímedes de 1,2 y 3 álabes con diferentes ángulos de inclinación.

1 Álabe					
Q / Inclinación	**16.5 l/s**	**24.5 l/s**	**32.9 l/s**	**40.9 l/s**	**47.9 l/s**
20°	24%	25%	24%	20%	15%
24°	19%	20%	18%	14%	12%
28°	15%	16%	14%	11%	10%
2 Álabes					
Q / Inclinación	**16.5 l/s**	**24.5 l/s**	**32.9 l/s**	**40.9 l/s**	**47.9 l/s**
20°	46%	47%	45%	37%	27%
24°	37%	37%	34%	26%	21%
28°	30%	30%	27%	20%	17%
3 Álabes					
Q / Inclinación	**16.5 l/s**	**24.5 l/s**	**32.9 l/s**	**40.9 l/s**	**47.9 l/s**
20°	70%	71%	66%	55%	38%
24°	52%	56%	50%	38%	31%
28°	42%	46%	40%	30%	25%

Con respecto a los efectos principales para la eficiencia, éstos se presentan en la Figura 4.10. Cabe resaltar que para la gráfica se consideran los valores promedio de la variable respuesta para los diferentes niveles de cada factor. Por lo que no se representan los valores máximos o mínimos de la eficiencia, sino la tendencia de la misma para cada factor, con el fin de determinar de manera general la influencia de las variables independientes sobre la variable respuesta.

En este caso, se puede observar que el factor que más influye en la eficiencia es el número de álabes. El ángulo de inclinación y caudal de entrada tienen el mismo nivel de influencia sobre la variable respuesta. Por otra parte, de acuerdo con la Figura 4.10, al aumentar el número de álabes se incrementa la eficiencia, ya que, con mayor número de álabes se obtuvo mayor torque y potencia mecánica, por lo tanto, se aprovecha de mejor manera la energía del flujo. En contraste, al aumentar el ángulo de inclinación, se ocasiona una disminución en la eficiencia por lo que se establece que el ángulo de 20° es el óptimo.

Por otro lado, en lo referente al caudal de entrada puede notarse que las mayores eficiencias se obtienen en el rango de los 16.5 y 32.9 l/s teniendo la máxima de 71% para el caudal de 24.5 l/s. El caudal de 24.5 l/s corresponde a un tirante teórico de 25 cm, es decir, un nivel de inmersión de 0.5. Haciendo la comparación, con el estudio realizado por Dellinger et al., (2016) donde reportó que el nivel de inmersión óptimo se encuentra en un rango de 0.5 a 0.6, lo cual coincide con lo obtenido en este trabajo de investigación. Esta condición se validó y evaluó con un esquema de simulación transitorio el cual se abordará en las siguientes secciones ya que, con el esquema de simulación estacionario no es posible obtener un tirante en ninguna sección del canal, es por ello, que únicamente se realizó la comparación con el tirante teórico asociado al caudal de entrada.

En la Tabla 4.14 se presentan los valores óptimos de las variables independientes para maximizar la eficiencia de la turbina que para este caso fue del 71%.

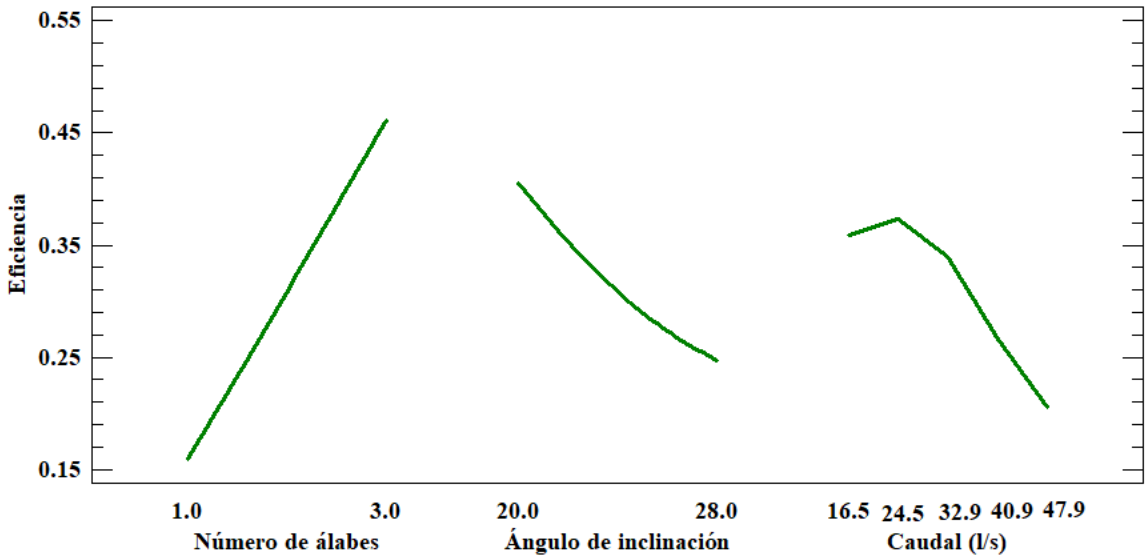


Figura 4.10 Gráfica de efectos principales del número de álabes, ángulo de inclinación y caudal en la variable respuesta: eficiencia.

Tabla 4.14 Optimación de variables independientes para la maximización de la eficiencia.

Factor	Establecimiento
Número de álabes	3
Ángulo de inclinación	20°
Caudal (l/s)	24.5

Con base en estos análisis se llegó a la conclusión de que el factor que tiene mayor influencia en las variables respuesta (torque, potencia mecánica y eficiencia) es el número de álabes, por lo que se propuso realizar las simulaciones correspondientes a tornillos de Arquímedes con 4, 5 y 6 álabes. Además, se determinó que el ángulo de inclinación óptimo para este caso de estudio es de 20°, debido a que, al aumentar dicho ángulo, los valores de las variables respuesta disminuyen, por lo que las simulaciones adicionales se realizaron únicamente para los 20° de inclinación de la turbina. En lo que respecta al caudal de entrada, los valores óptimos fueron distintos para cada variable respuesta. Sin embargo, cabe destacar, que las mejores eficiencias y máximas potencias mecánicas, se obtuvieron para el rango de 16.5 a 32.9 l/s. En la Tabla 4.15 se presenta un resumen con los valores óptimos del número de álabes, ángulo de inclinación y caudal de entrada para maximizar cada una de las variables respuesta.

Tabla 4.15 Valores óptimos de las variables independientes para la maximización de las variables respuesta.

Objetivo del análisis	Número de álabes óptimo	Ángulo de inclinación óptimo	Caudal de entrada óptimo (l/s)
Maximizar torque	3	20°	47.9
Maximizar potencia mecánica	3	20°	32.9
Maximizar eficiencia	3	20°	24.5

En la Figura 4.11, Figura 4.12 y Figura 4.13, se presentan los resultados de torque, potencia mecánica y eficiencia respectivamente, para turbinas de 1 a 6 álabes con un ángulo de inclinación de 20° y un rango de caudal de 16.5 a 47.9 l/s.

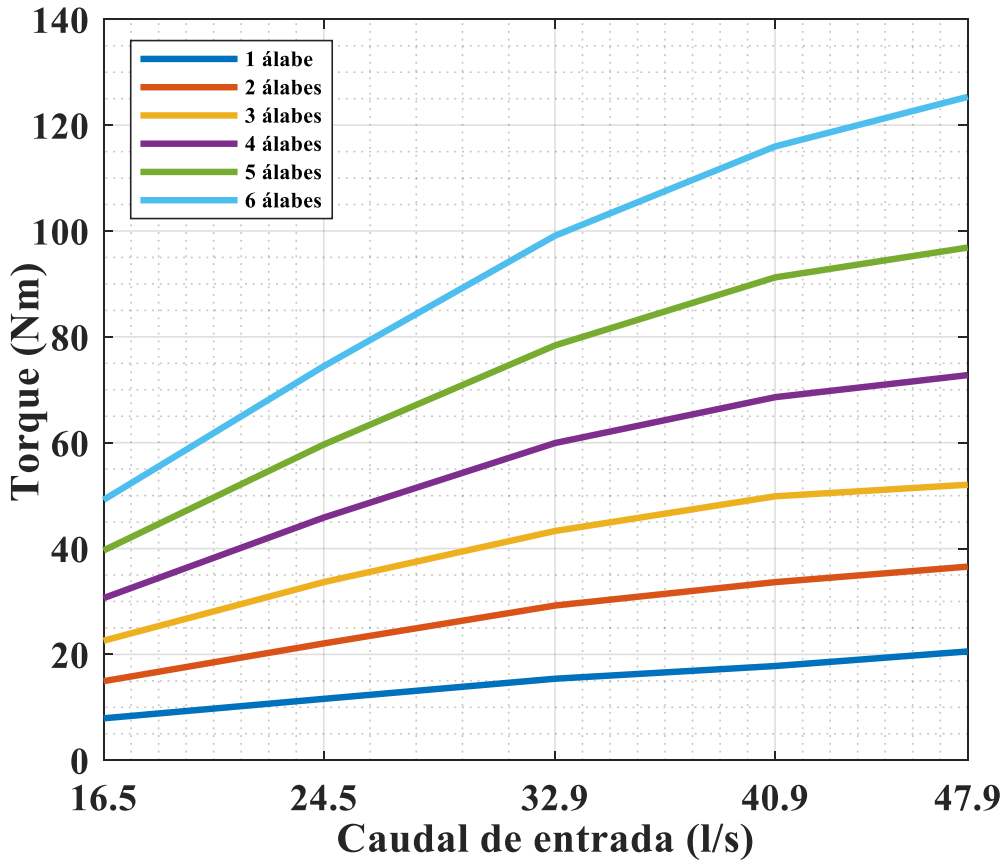


Figura 4.11 Torque del tornillo de Arquímedes para diferente número de álabes, con 20° de inclinación. Esquema de simulación estacionerio.

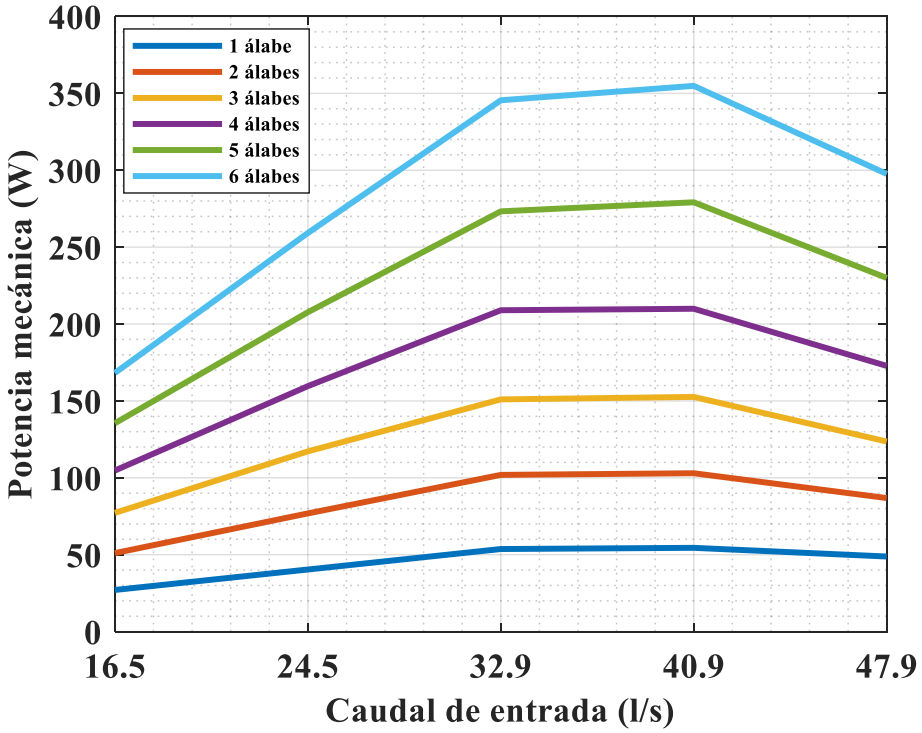


Figura 4.12 Potencia mecánica del tornillo de Arquímedes para diferente número de álabes, con 20° de inclinación. Esquema de simulación estacionario.

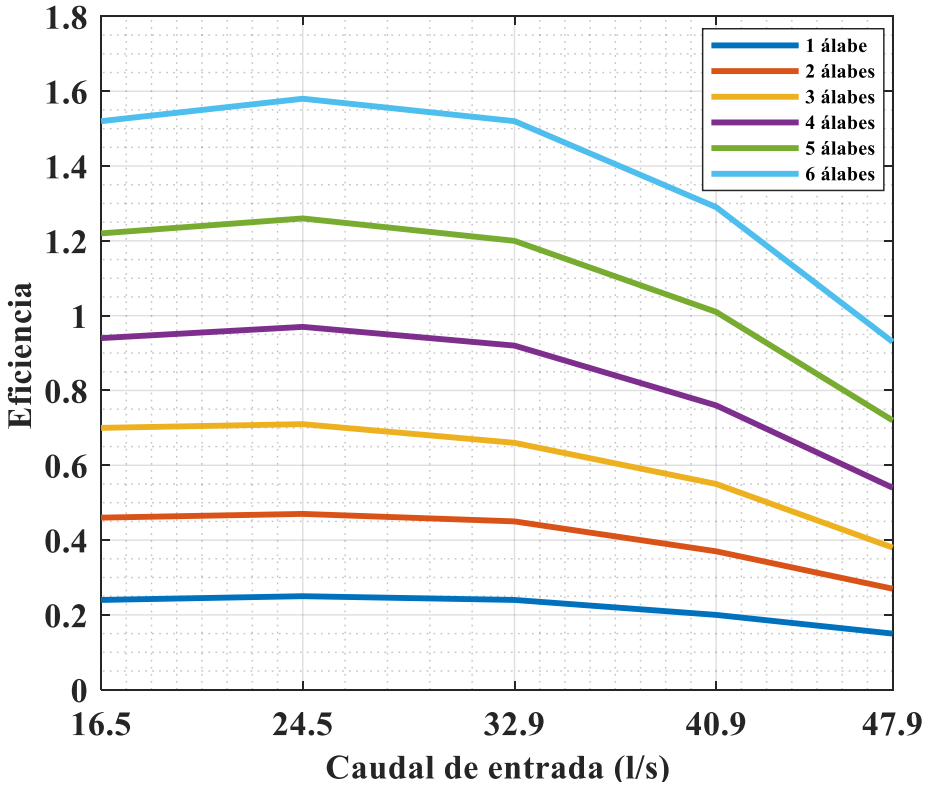


Figura 4.13 Eficiencia mecánica del tornillo de Arquímedes para diferente número de álabes, con 20° de inclinación. Esquema de simulación estacionario.

Se observó que a mayor cantidad de álabes incrementa el torque generado, lo cual se debe a que al tener una mayor área de contacto entre el fluido y la turbina se presenta un aumento de la presión, la cual está relacionada con el torque tal y como se dedujo con el análisis realizado mediante Statgraphics en la etapa anterior. Para este caso se obtuvo el torque máximo de 125.35 Nm para el tornillo de 6 álabes y caudal de operación de 47.9 l/s. En lo referente a la potencia mecánica, ésta disminuye cuando la turbina opera con el caudal máximo evaluado, teniendo una potencia máxima de 173.99 W para el tornillo de 6 álabes con un caudal de entrada de 40.9 l/s

Por otra parte, la mayoría de las eficiencias obtenidas son bajas (Figura 4.13), principalmente para las turbinas de 1 y 2 álabes. Esto se debe a la hipótesis planteada para el cálculo de la velocidad de rotación de la turbina, debido a que se idealizó un tirante en la sección del tornillo el cual en la realidad podría ser menor. Este parámetro se validó con las simulaciones en esquema transitorio (marco de referencia móvil y superficie libre), el cual se presenta en las siguientes secciones, ya que mediante el esquema planteado no es posible observar los tirantes reales en la sección inclinada del canal.

Las mayores eficiencias se encontraron en el rango de caudales de 16.5 l/s a 32.9 l/s para las 6 turbinas evaluadas (Figura 4.13) tal y como se obtuvo con el análisis realizado mediante Statgraphics. Estos caudales corresponden a relaciones entre tirante teórico y diámetro de 0.5 y 0.6 respectivamente, lo que coincide con los resultados experimentales obtenidos por Dellinger et al. (2018).

Es importante tomar en cuenta que, debido al tipo de simulación y cálculo teórico de la velocidad de rotación de la turbina, en los casos de las turbinas con 5 y 6 álabes se obtuvieron eficiencias mayores al 100%. Esto se debe a una sobreestimación de la velocidad de rotación, por lo que se deduce que las eficiencias superiores al 100% indican que la turbina dadas sus características geométricas y condiciones de flujo no serían capaces de girar con esa velocidad tal y como ha sucedido en otros estudios (Espinosa, 2019).

A causa de lo anterior, se analizaron otros criterios que permitieron evaluar hidrodinámicamente los tornillos, tales como: los campos de presión y velocidad con la finalidad de seleccionar las mejores geometrías y condiciones de operación para ser simuladas en un esquema de simulación transitorio.

4.1.1.5 Distribución de velocidad y presión a lo largo del tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación estacionario.

Para este análisis, solamente se tomaron en cuenta las turbinas con inclinación de 20° debido a que son las que presentaron mayor torque, potencia mecánica y eficiencia en el análisis presentado en la sección 4.1.1.4.

Con el fin de evaluar el comportamiento de la velocidad y presión en distintas secciones de la turbina, se definieron planos transversales de análisis a lo largo del tornillo separados cada 50 cm, comenzando por la sección de entrada del flujo. En la Figura 4.14 se muestra el comportamiento de la velocidad en los diferentes planos para el tornillo de 2 álabes, además, en el Anexo 4 pueden consultarse los planos para todas las geometrías y condiciones de operación simuladas.

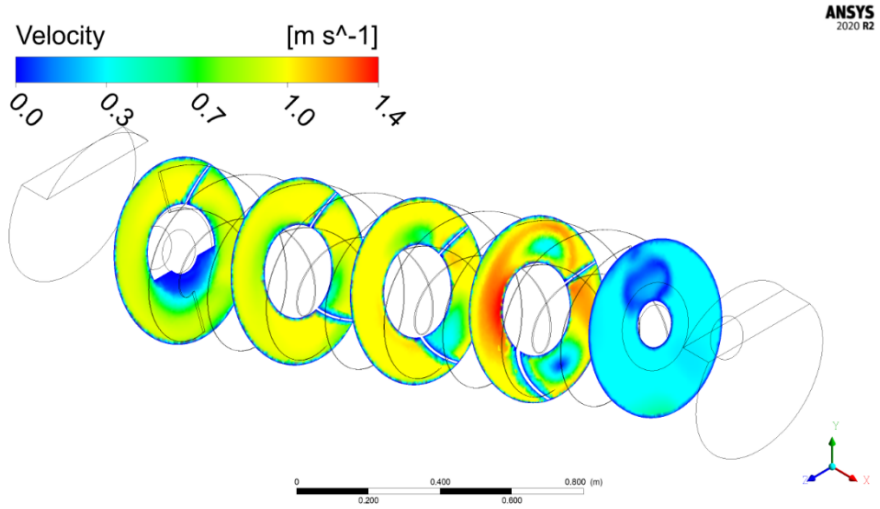


Figura 4.14 Comportamiento de la velocidad para el tornillo de 2 álabes. Esquema de simulación estacionario.

Siguiendo con el análisis, en la Figura 4.15 puede observarse el valor promedio de la velocidad total en los distintos planos propuestos.Además, puede notarse un incremento en la velocidad del flujo conforme pasa a través de la turbina. Este hecho, es un indicador de la transferencia de cantidad de movimiento entre el fluido y el dispositivo. Con base en el análisis de los gráficos, se puede notar que el mayor incremento de velocidad se presenta entre el plano 1 y 2 posteriormente, ésta comienza a disminuir a partir del plano 3 teniendo un frenado del fluido y, en consecuencia, menor transferencia de cantidad de movimiento en esta sección. Es importante resaltar que, para todas las condiciones de flujo, la turbina con mayor incremento de la velocidad entre el plano 1 y 2 fue la de 2 álabes. Además, esta

configuración geométrica presenta mayor estabilidad en la transferencia de cantidad de movimiento al igual que en el estudio realizado por Maulana et. al. (2018).

En lo referente a los planos de presión (Figura 4.16), se puede observar que la presión máxima ocurre a la entrada de la turbina con 6 álabes para todas las condiciones de flujo. Por otra parte, al igual que sucede con la velocidad, la mayor transferencia de cantidad de movimiento se presenta entre el plano 1 y el plano 2 disminuyendo dicha transferencia a partir del plano 3.

Estos perfiles, coinciden con los resultados obtenidos en otros estudios (Maulana, et al., 2018) ya que se espera tener una presión más alta a la entrada que a la salida del dispositivo; caso contrario con la velocidad, en la que se espera tener una velocidad más baja a la entrada que a la salida del dispositivo.

Finalmente, es importante resaltar que no se obtuvieron picos de presión en ninguna de las 6 turbinas (Figura 4.16). Por el contrario, se observó una disminución uniforme de la presión. A diferencia de otro estudio (Maulana, Syuhada y Nawawi, 2018) en el cual, los tornillos de Arquímedes resultaron tener picos de presión que podrían ocasionar inestabilidades en la generación del torque. Esto quiere decir, que las relaciones geométricas empleadas en el diseño de los tornillos de Arquímedes analizados en este trabajo de investigación son adecuadas, ya que garantizan una distribución uniforme de la caída de presión en todas las secciones del aspa lo que produce mejor torque y estabilidad hidrodinámica en la turbina.

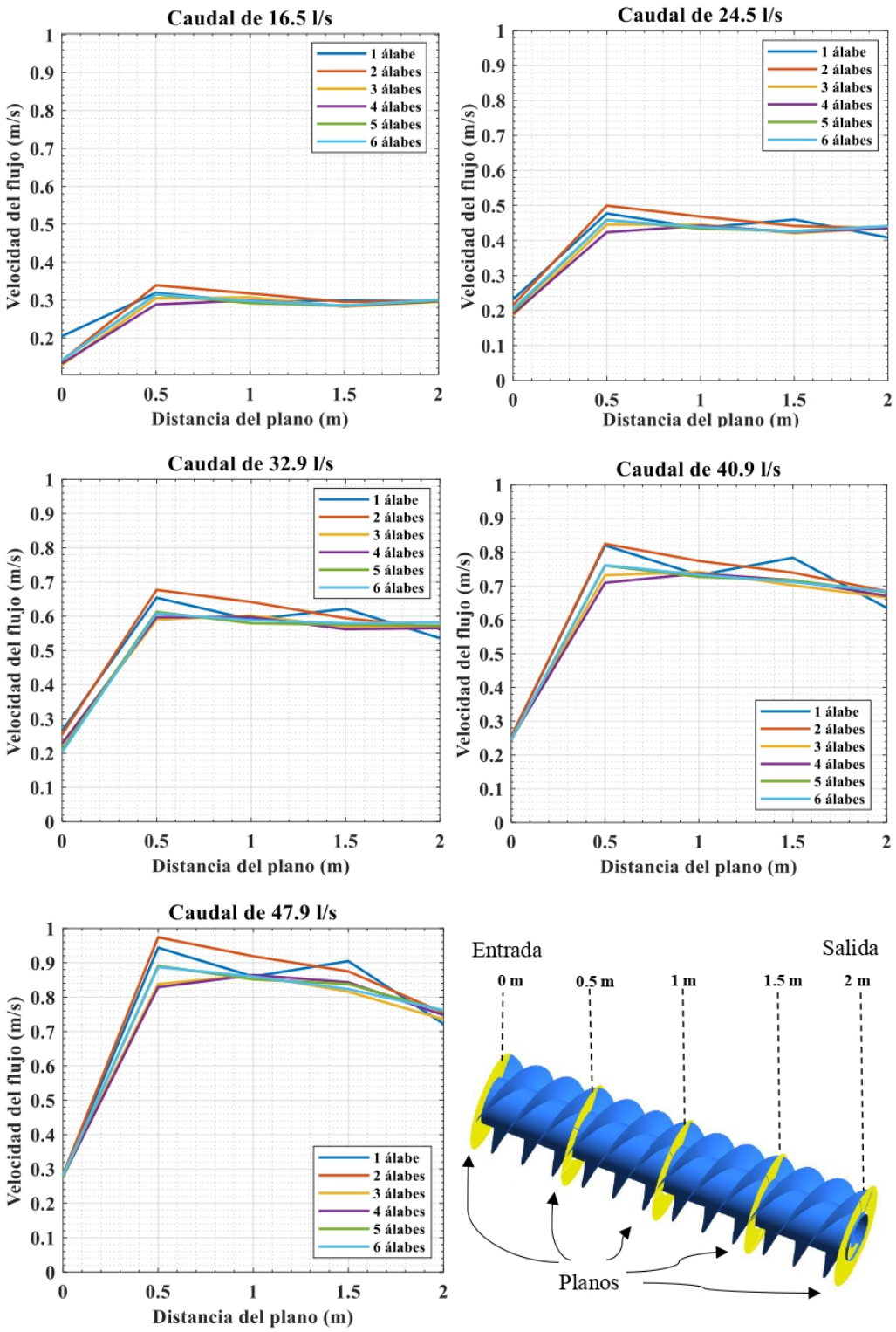


Figura 4.15 Comparación de los perfiles de velocidad promedio de flujo en distintos planos a lo largo del tornillo de Arquímedes para distintos caudales de operación y ángulo de inclinación de 20°. Esquema de simulación estacionario.

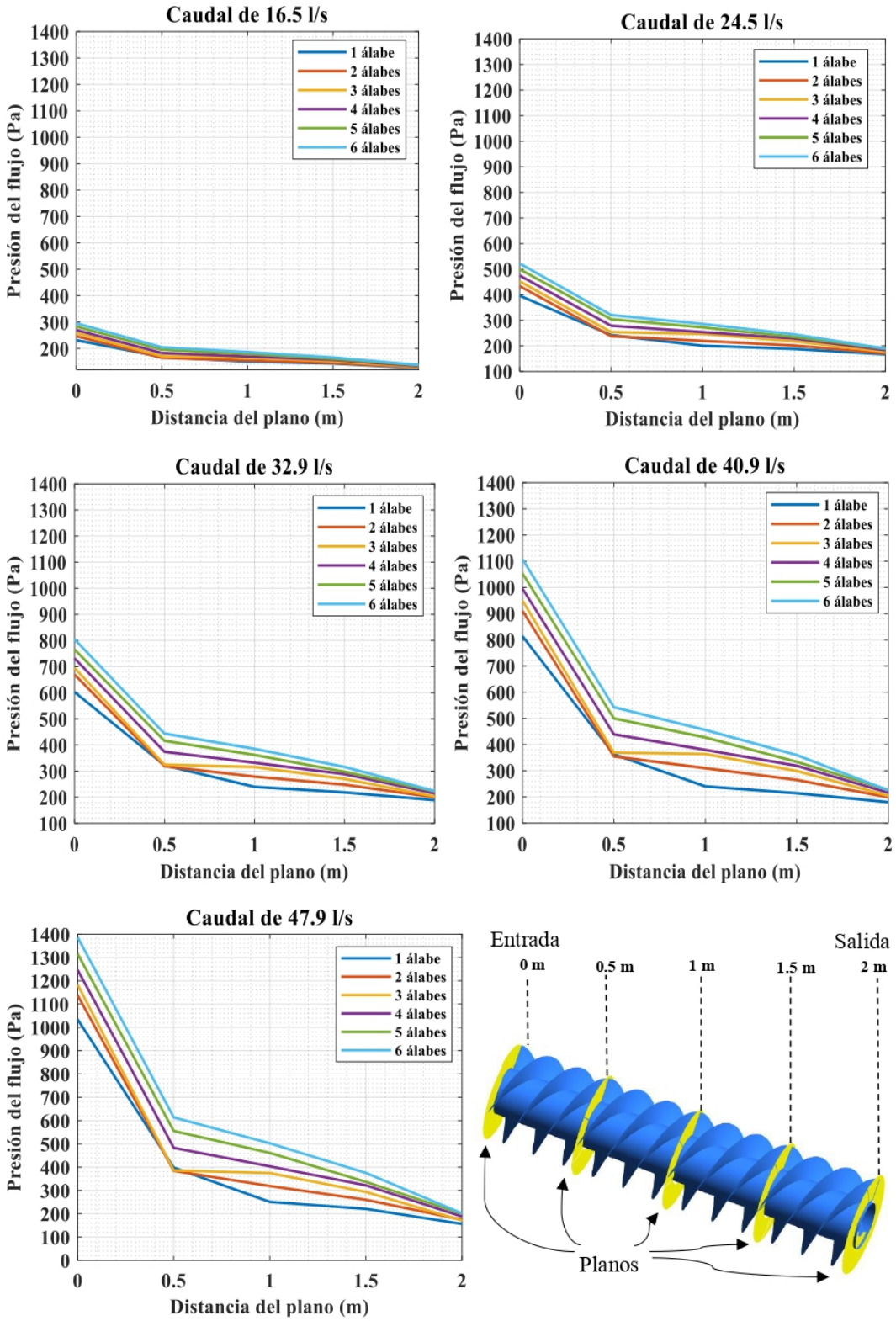


Figura 4.16 Comparación de los perfiles de presión promedio de flujo en distintos planos a lo largo del tornillo de Arquímedes para distintos caudales de operación y ángulo de inclinación de 20°. Esquema de simulación estacionario.

4.1.1.6 Comportamiento de la presión sobre los álabes del tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación estacionario.

El tornillo de Arquímedes al ser una turbina de presión cuasi-estática opera gracias a la diferencia de presión que hay entre la cara anterior y posterior de sus álabes, por lo que fue necesario obtener los contornos de presión sobre los álabes para analizar su comportamiento y validarlo con otros estudios. En la Figura 4.17 se presentan dichos contornos para las 6 turbinas correspondientes al número de álabes operando con un caudal de 47.9 l/s. Además, en el Anexo 5 se pueden encontrar los contornos para el total de las turbinas simuladas con distintos caudales y 20° de inclinación.

En la Figura 4.17 se observa que los resultados coinciden con lo obtenido en el análisis de los planos de presión a los largo de los tornillos de Arquímedes, es decir, se tiene una mayor presión a la entrada, y al aumentar el número de álabes. Este efecto tiene origen en el incremento del área de contacto entre el fluido y la turbina, además del efecto de mayor acumulación de agua a la entrada. Estas condiciones no se presentan en turbinas con menor número de álabes ya que, al tener menor área de contacto la acumulación de agua disminuye y en consecuencia la presión.

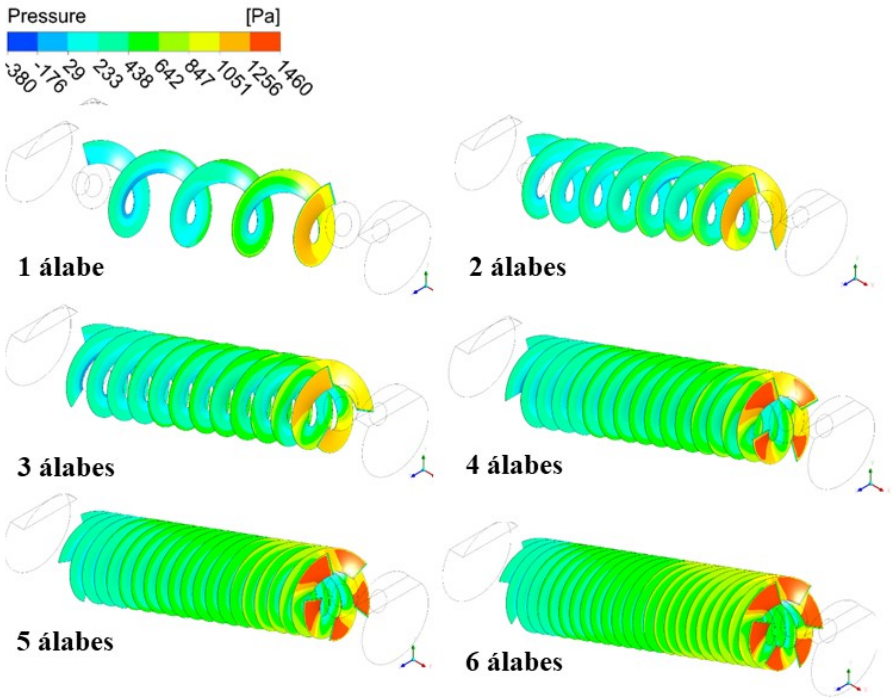


Figura 4.17 Contornos de presión sobre los álabes del tornillo de Arquímedes con diferente número de álabes, caudal de 47.9 l/s y ángulo de inclinación de 20°. Esquema de simulación estacionario.

4.1.1.7 Campos de velocidad en el tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación estacionario.

En este apartado se analiza el comportamiento de la velocidad en un plano transversal a la turbina. Este análisis permite observar algunos fenómenos que no se pudieron apreciar en las secciones anteriores, tales como la formación de vórtices a lo largo de las turbinas. En la Figura 4.18 se muestran las turbinas con 1, 2, 3, 4, 5 y 6 álabes operando con un caudal de entrada de 47.9 l/s en las cuales se puede observar que la velocidad del agua aumenta al entrar a la sección inclinada de la turbina. Este comportamiento hidráulico era de esperarse debido al cambio repentino de la dirección del flujo. Además, este patrón concuerda con los resultados obtenidos mediante los planos colocados en distintas secciones de la turbina. Cabe mencionar que, para las turbinas de 1, 2 y 3 álabes se generan vórtices más grandes a la entrada de la turbina en comparación con las otras geometrías. El lector encontrará en el Anexo 6 los planos de velocidad para todos los casos simulados con 20° de inclinación.

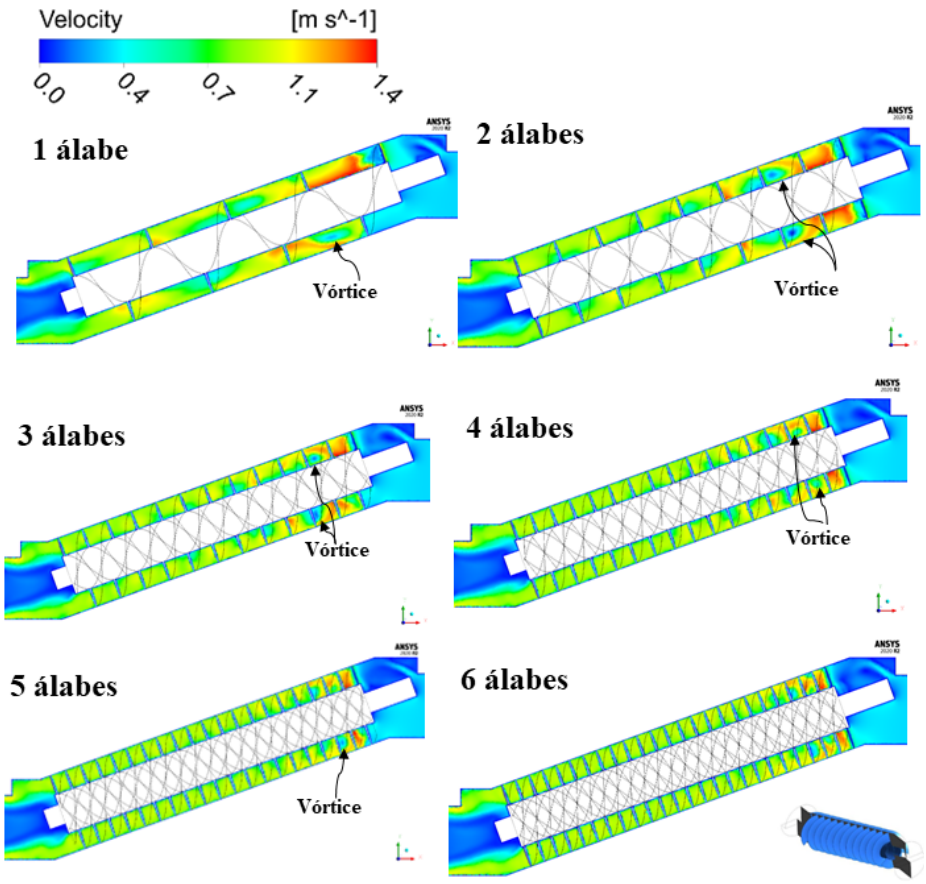


Figura 4.18 Comparación de los campos de velocidad en el tornillo de Arquímedes con diferente número de álabes, caudal de 47.9 l/s y ángulo de inclinación de 20°. Esquema de simulación estacionario.

4.1.1.8 Análisis del incremento de la velocidad de flujo a la entrada y salida del tornillo de Arquímedes.

Como análisis complementario, se comparó el incremento de la velocidad entre el plano de entrada y salida de todas las turbinas con 20° de inclinación y caudales de entrada que van de los 16.5 l/s a los 47.9 l/s (Figura 4.19).

Obteniendo que, para el caudal de 24.5 l/s correspondiente al tirante teórico de entrada de 25 cm, la turbina que presentó mayor incremento en la velocidad fue la de 3 álabes. Siendo este caudal en el que se presentaron las mejores eficiencias. Por lo que, para el esquema de simulación transitorio se propone simular la turbina con 3 álabes. Así como, la turbina de 6 álabes la cual presentó los mayores valores de torque y presión. Finalmente, también se decidió simular la turbina de 2 álabes, pues de acuerdo con los planos de velocidad analizados, ésta fue la turbina que presentó mayor transferencia de cantidad de movimiento entre los planos 1 y 2. En la Tabla 4.16 se presentan los criterios de selección de las turbinas y condiciones de flujo a manera de resumen.

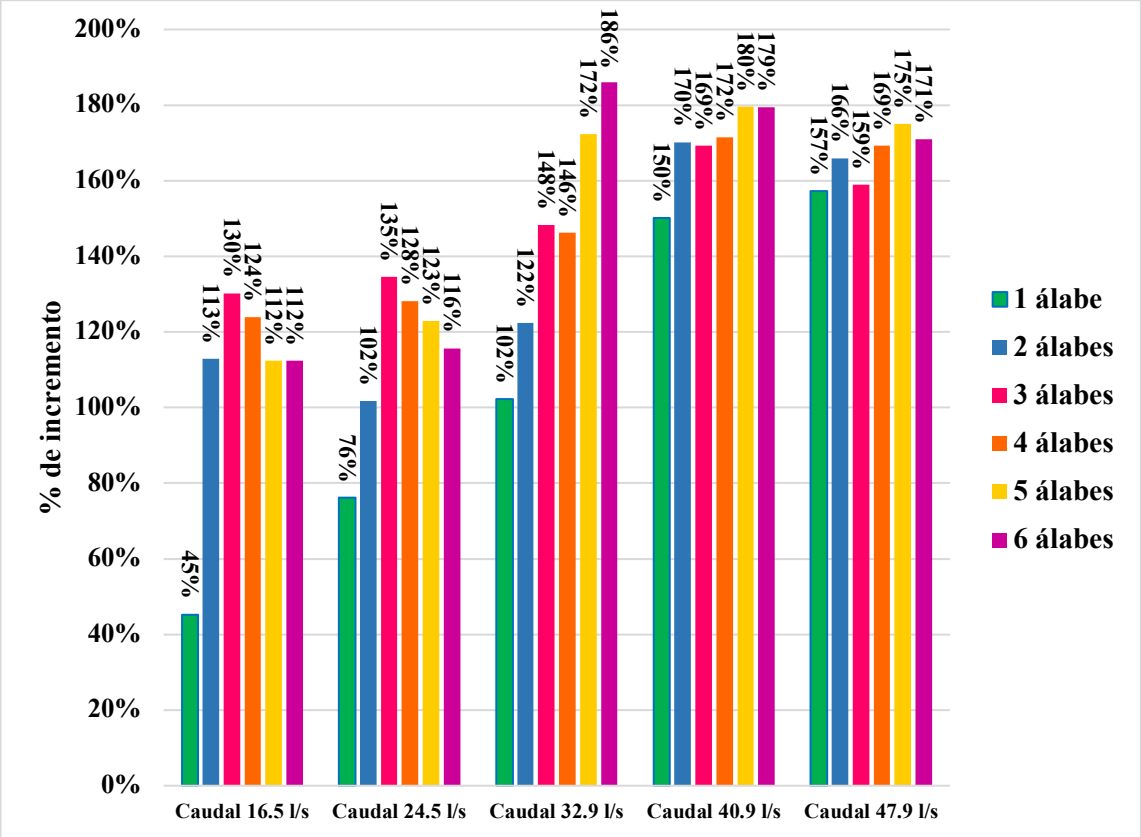


Figura 4.19. Comparativa del incremento de la velocidad a la entrada y salida para las turbinas con diferente caudal y número de álabes con inclinación de 20°.

Tabla 4.16 Resumen del análisis de resultados del tornillo de Arquímedes en el esquema de simulación estacionario

Condiciones de flujo	• Las mejores eficiencias de obtuvieron para el rango de caudal de 16.5 a 32.9 l/s • La eficiencia máxima se obtuvo para un caudal de operación de 24.5 l/s el cual corresponde a un tirante teórico de 25 cm, es decir un nivel de inmersión de 0.5
Ángulo de inclinación	• El incrementar el ángulo de inclinación reduce el torque, la potencia mecánica y la eficiencia en todos los dispositivos • El ángulo de inclinación óptimo para este dispositivo es de 20° ya que con esta inclinación se obtiene el mayor torque, potencia mecánica y eficiencia en todos los dispositivos
Número de álabes	• La turbina con 6 álabes presenta el mayor toque, potencia mecánica y eficiencia comparada con las turbinas de menor cantidad de álabes. • La turbina con 3 álabes presentó el máximo incremento de velocidad entre entrada y salida al operar con el caudal óptimo, es decir, con el que se obtienen las máximas eficiencias • La turbina con 2 álabes presentó la mayor transferencia de torque a la entrada de acuerdo con el criterio de planos de velocidad
Comentarios adicionales	• En ninguna de las turbinas evaluadas se presentaron picos de presión, lo que indica que las relaciones geométricas empleadas en el diseño de los tornillos de Arquímedes analizados en este trabajo de investigación son adecuadas, ya que garantizan una distribución uniforme de la caída de presión en todas las secciones del aspa lo que produciría mejor torque y estabilidad en la turbina

Para terminar este análisis, en la Figura 4.20 se muestra el árbol de experimentos propuesto para la simulación mediante el esquema de simulación transitorio. Este análisis implica un marco de referencia móvil relativo al dominio del tornillo y superficie libre aplicando el modelo VoF (*volume of fluid,* por sus siglas en inglés). Para el análisis de las turbinas bajo el esquema transitorio se consideraron las geometrías antes mencionadas, y las condiciones de operación propuestas que corresponden a tirantes teóricos de entrada al canal de 20, 25 y 30 cm asociados a los caudales de 16.5, 24.5 y 32.9 l/s respectivamente, debido a que en estos escenarios de simulación se presentaron los valores más altos de eficiencia. La velocidad de rotación se estableció de acuerdo con la ecuación 1.8. Considerando los tirantes de 20, 25 y 30 cm a la entrada de la turbina.

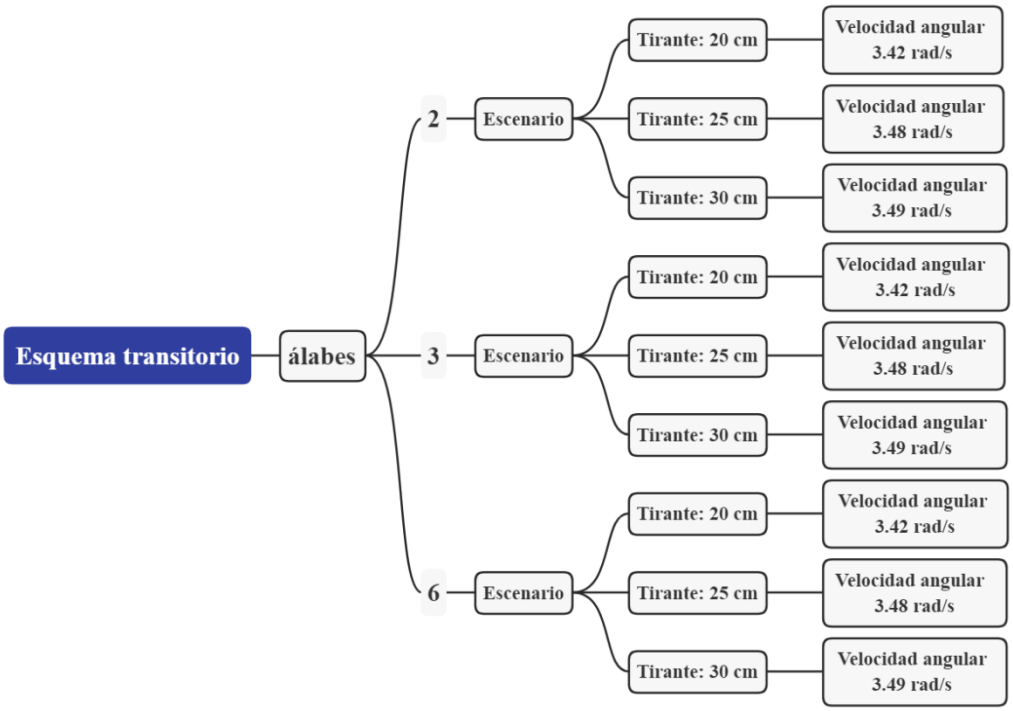


Figura 4.20 Árbol de experimentos para simulación del tornillo de Arquímedes con esquema de simulación transitorio, marco de referencia móvil y VoF.

En el Anexo 7 se presenta el análisis de simulaciones en estado estacionario, adicionales a las propuestas en el árbol de experimentos (Figura 3.5) con la finalidad de evaluar el efecto de un ángulo de inclinación de 22° y diferentes longitudes del tornillo de Arquímedes.

4.1.2 Esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes

En esta sección se presenta el análisis de resultados del esquema de simulación transitorio, el cual considera un marco de referencia móvil en el dominio del tornillo y superficie libre (VoF) además de considerar los criterios mencionados en el capítulo de materiales y método. Este análisis inicia con la determinación de algunos detalles de la simulación tales como: características del mallado y variables de monitoreo de la simulación. Posteriormente se compara el torque, potencia mecánica y eficiencia de los dispositivos en estudio operando con las condiciones de flujo y rotación que se muestran en la Figura 4.20. Después, se efectuó el análisis de la evolución de presión, velocidad y fracción de volumen de agua a lo largo de las turbinas.

4.1.2.1 Características del mallado en el esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes.

Para el esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes se utilizó un tamaño de elemento de malla más grande en comparación con el esquema de simulación estacionario debido a la capacidad del equipo de cómputo disponible. Sin embargo, la calidad promedio de las mallas empleadas fue “muy buena” de acuerdo con el criterio de ortogonalidad teniendo valores mayores a 0.70. Las mallas utilizadas permitieron captar la brecha entre la turbina y el canal, así como los bordes de los álabes del tornillo (Figura 4.21). Las características de las mallas empleadas para la discretización del dominio de cada turbina se presentan en la Tabla 4.17.

Tabla 4.17 Características de las mallas empleadas para la simulación en esquema transitorio del tornillo de Arquímedes

Álabes de la turbina	Tamaño promedio del elemento	Tamaño máximo del elemento	Calidad ortogonal promedio	Número de elementos
2	30 mm	30 mm	0.75156	534 582
3	30 mm	30 mm	0.74383	731 154
6	30 mm	30 mm	0.74260	1 082 553

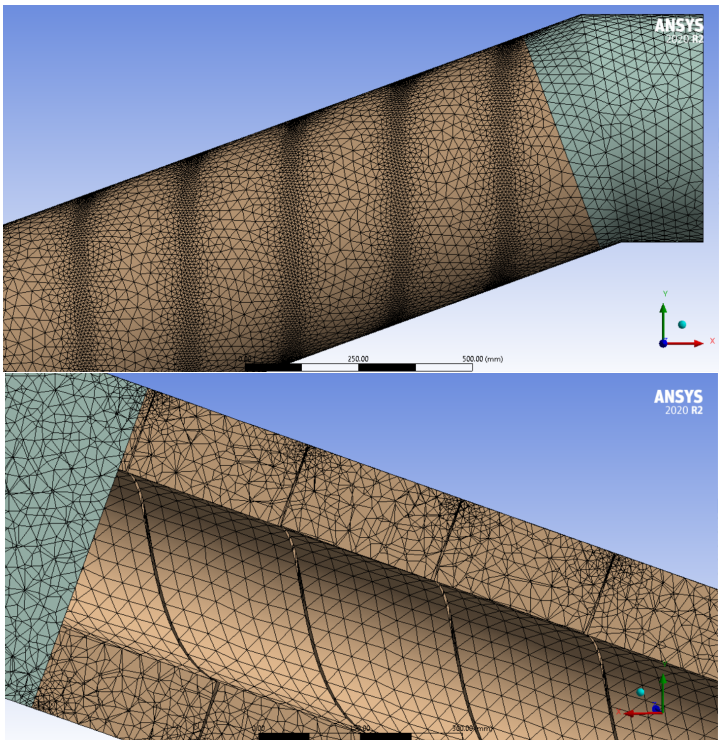


Figura 4.21 Ejemplo del mallado utilizado en el esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes

4.1.2.2 Variables de monitoreo del esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes.

Con el fin de garantizar la convergencia de resultados, se seleccionaron algunas variables de monitoreo durante la simulación, tales como; el flujo másico a la entrada y salida de la turbina y el torque sobre cada uno de los alabes tanto en la cara posterior como anterior. En la Figura 4.22 se presenta un ejemplo del comportamiento del torque para el caso de la turbina de 3 álabes, velocidad del flujo de entrada de 0.25 m/s y tirante de 25 cm en función del tiempo. Se observa que los resultados siguen una tendencia similar a lo largo del tiempo teniendo las mismas oscilaciones en los valores obtenidos cada 2.5 segundos aproximadamente. En este caso se realizó la simulación de 15 segundos. Sin embargo, debido a que se mantiene el mismo comportamiento a lo largo del tiempo, las simulaciones posteriores se realizaron únicamente por 5 segundos con la finalidad de disminuir el tiempo de cómputo. El comportamiento de la gráfica mostrado en la Figura 4.22 representa la variación del torque en función del tiempo ya que éste cambia dependiendo de la posición de la turbina (giro) tal y como se ha observado en otros estudios (Espinosa Vila, 2019). El valor del torque utilizado para estimar la potencia mecánica en la turbina fue a partir del valor promedio que se obtuvo en estas gráficas para cada álabe.

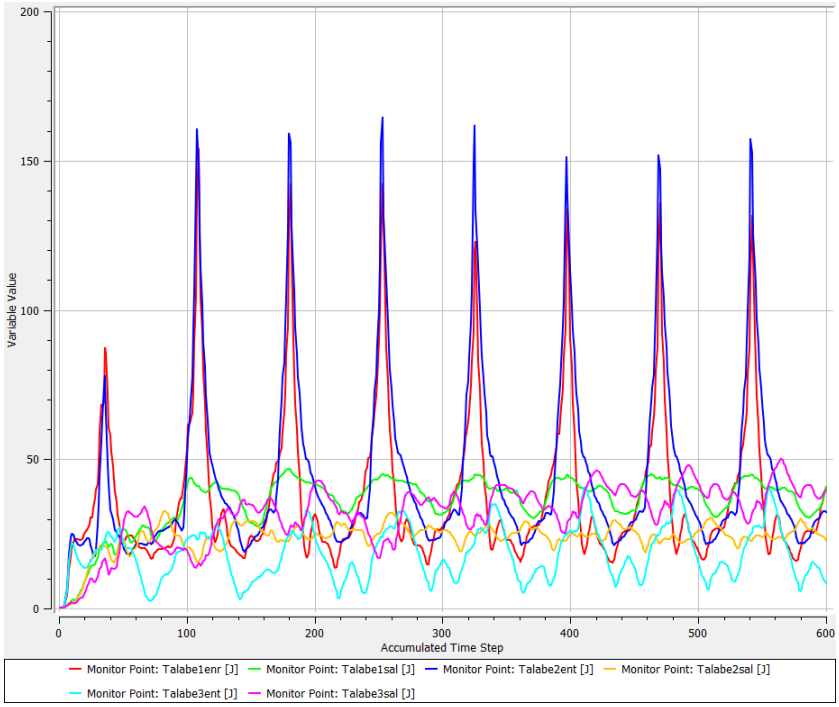


Figura 4.22 Comparativa del torque sobre los álabes del tornillo de Arquímedes para un tirante de entrada de 25 cm en función del tiempo

En Figura 4.23 se puede observar un comportamiento oscilatorio de los valores residuales para simulaciones en esquema transitorio. En este caso, los residuales corresponden a la turbina de 3 álabes con tirante de entrada de 25 cm para la cual se obtiene un comportamiento periódico a lo largo del tiempo, lo que corresponde al inicio del cálculo para cada paso de tiempo. Este comportamiento periódico se mantiene por debajo de valores de $1x10^{-3}$ y $1x10^{-2}$ lo que garantiza la convergencia numérica del modelo.

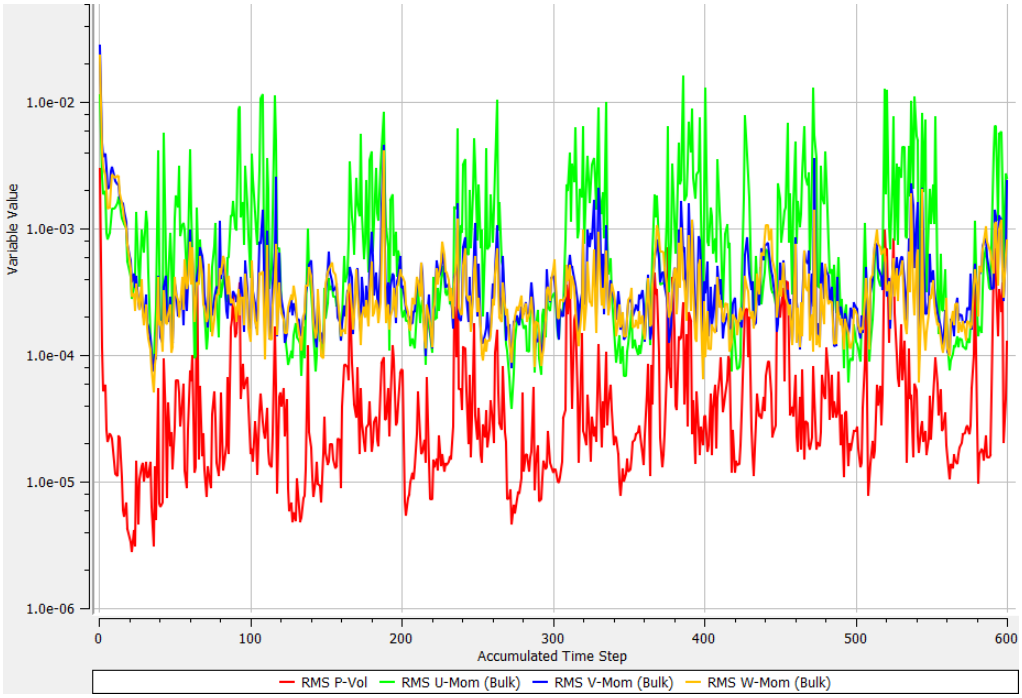


Figura 4.23. Gráficas de residuales del esquema de simulación transitorio del tornillo de Arquímedes de 3 álabes con tirante de 25 cm

En estos esquemas de simulación, se utilizó la velocidad del flujo como condición de entrada, por lo que el software estimó el caudal de entrada y de salida. En la Tabla 4.18 se muestra el caudal estimado por el software, el cual es muy cercano al caudal de diseño establecido.

Tabla 4.18 Caudal de entrada en el tornillo de Arquímedes - esquema de simulación transitorio

Número de álabes de la turbina	Tirante de entrada (cm)	Caudal de diseño (l/s)	Caudal obtenido en ANSYS - CFX (l/s)	% de diferencia respecto al de diseño
2	20	16.5	17.7	-7.27
2	25	24.5	24.4	0.41
2	30	32.9	31.4	4.56
3	20	16.5	17.7	-7.27
3	25	24.5	24.4	0.41
3	30	32.9	31.4	4.56
6	20	16.5	17.7	-7.27
6	25	24.5	24.4	0.41
6	30	32.9	31.4	4.56

4.1.2.3 Estimación del torque del tornillo de Arquímedes en el esquema de simulación transitorio.

Como se mencionó anteriormente, el torque es la variable que permite obtener la potencia mecánica generada por el tornillo. Por lo que, con este esquema de simulación, al tener el tornillo en movimiento y el canal a superficie libre se obtuvieron resultados que reflejan con mayor precisión las condiciones reales de operación del tornillo de Arquímedes y, en consecuencia, el torque asociado con las condiciones de flujo establecidas.

En la Figura 4.24 se presenta la comparación del torque en las 3 turbinas simuladas. En esta figura se observa que, al igual que en el esquema de simulación estacionario, al incrementar el número de álabes aumenta el torque generado, teniendo el torque mayor en la turbina de 6 álabes. Considerando que, al tener mayor contacto del flujo con la superficie de la turbina, ésta puede generar mayor torque, contrario a lo que sucede con el tornillo de 2 álabes el cual resultó ser el que generó el menor torque.

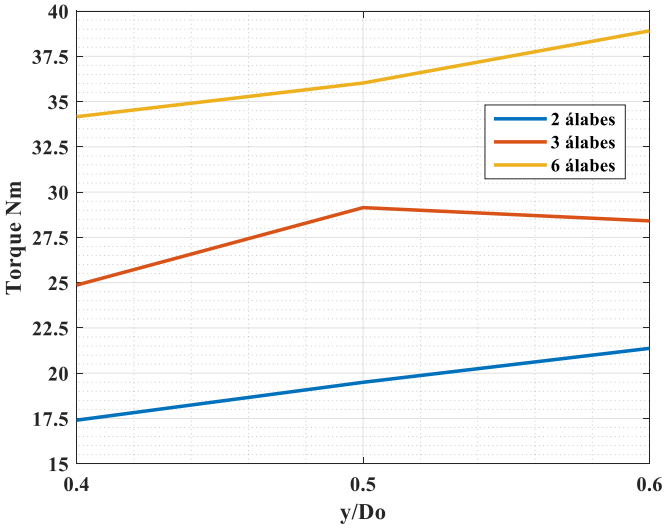


Figura 4.24 Torque del tornillo de Arquímedes con diferente número de álabes. Esquema de simulación transitorio

En el caso de la turbina de 3 álabes, el torque mayor se presenta para el tirante de entrada de 25 cm el cual corresponde con un nivel de inmersión de 0.5. Para los otros dos casos (turbina con 2 y 6 álabes) el torque máximo se obtiene para niveles de inmersión de 0.6. Cabe destacar que estos niveles de inmersión coinciden con el rango de niveles de inmersión óptimo reportado en literatura (Dellinger et al., 2016).

4.1.2.4 Potencia mecánica del tornillo de Arquímedes en el esquema de simulación transitorio.

La potencia mecánica se obtuvo multiplicando el torque por la velocidad angular de las turbinas tal y como se realizó con el esquema de simulación estacionario. Los valores del torque disminuyeron en este esquema transitorio y, en consecuencia, la potencia mecánica resultó ser menor. Los valores de la velocidad angular empleada para cada caso se presentan en la Tabla 4.19, la cual fue calculada con la ecuación 1.8.

Tabla 4.19. Velocidad angular del tornillo de Arquímedes para obtener la potencia mecánica en el esquema de simulación transitorio

Número de álabes de la turbina	Tirante de entrada (m)	Velocidad angular (rad/s)
2	20	3.42
2	25	3.48
2	30	3.49
3	20	3.42
3	25	3.48
3	30	3.49
6	20	3.42
6	25	3.48
6	30	3.49

Dado que la velocidad de rotación de las turbinas es aproximadamente igual para las 3 condiciones de flujo planteadas, se espera que la potencia mecánica tenga un comportamiento similar al que se presentó en el torque; es decir, cuanto mayor sea el torque, mayor potencia mecánica (Figura 4.25).

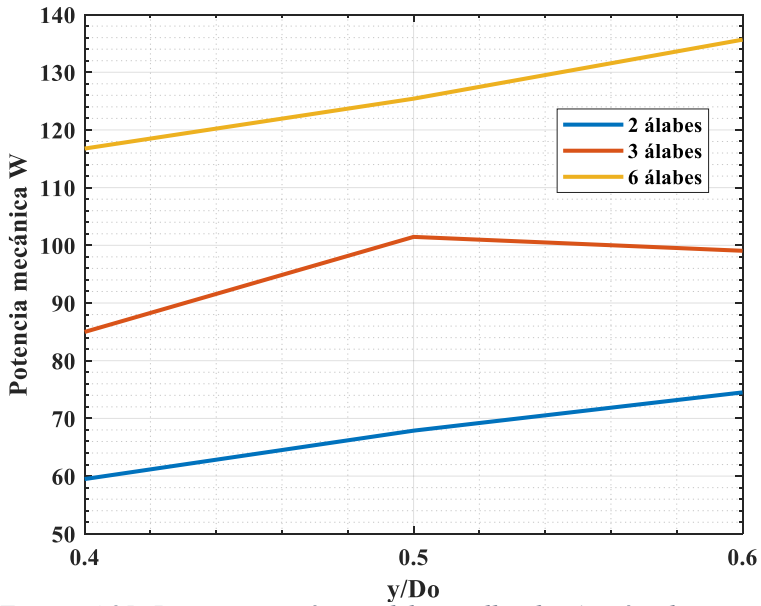


Figura 4.25 Potencia mecánica del tornillo de Arquímedes con diferente número de álabes. Esquema de simulación transitorio

El tornillo de Arquímedes de 6 álabes fue el que generó la mayor cantidad de potencia mecánica. Cabe resaltar que el modelo matemático utilizado para calcular la velocidad angular teórica de las turbinas no considera el peso de los dispositivos por lo que es probable que, en condiciones reales de operación, el tornillo de 6 álabes no sea capaz de girar a la misma velocidad que el de 2 y 3 álabes. Debido a esto, la importancia de recurrir a otros criterios de análisis, como los que se presentan en los apartados siguientes.

4.1.2.5 Eficiencia del tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación transitorio.

Para obtener la eficiencia, fue necesario obtener previamente la potencia hidráulica disponible (Tabla 4.20) para cada caudal establecido, tomando en cuenta el caudal de entrada obtenido mediante ANSYS CFX.

Tabla 4.20. Potencia hidráulica disponible esquema de simulación transitorio

Caudal de entrada (l/s)	17.7	24.4	31.4
Tirante de entrada (cm)	20	25	30
Potencia hidráulica (W)	117.91	163.03	209.73

En la Figura 4.26 se presentan las eficiencias que se obtuvieron para las 3 turbinas operando con diferentes valores de inmersión ($^{y}/_{D_0}$) teniendo una eficiencia máxima del 99% para la turbina de 6 álabes con un tirante de entrada de 20 cm señalando una sobreestimación de la potencia mecánica generada para este caso de estudio. Las menores eficiencias se obtuvieron para la turbina de 2 álabes las cuales resultaron ser del orden del 50%. Por otra parte, la turbina de 3 álabes presentó eficiencias máximas con valores entre 62% y 72%.

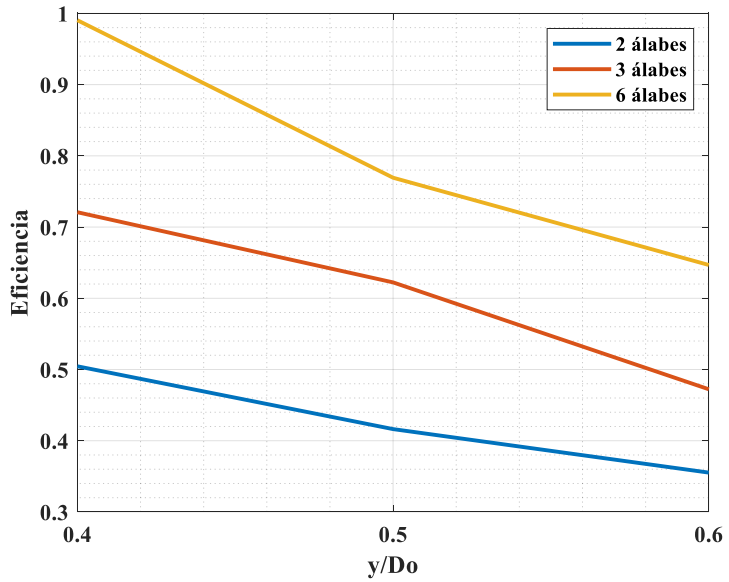


Figura 4.26 Eficiencia del tornillo de Arquímedes con diferente número de álabe para distintos valores de inmersión. Esquema de simulación transitorio

El método empleado para estimar la velocidad angular de los dispositivos no considera el peso de las turbinas, por ello es posible que en algunos casos se tenga una sobreestimación

de esta velocidad. Esto suponiendo que tanto la turbina de 2 álabes como la de 6 giran a la misma velocidad operando con las mismas condiciones de flujo.

Debido a lo anterior, se utilizaron criterios de análisis adicionales para garantizar la selección de la turbina adecuada, la cual deberá presentar una distribución de presión y velocidad adecuada a lo largo del dispositivo siendo éste un indicador de la transferencia de cantidad de movimiento y pérdidas por flujo de fuga respectivamente. Además, como lo han mencionado otros autores (Dellinger et al., 2016; Dellinger et al., 2019), uno de los principales factores de pérdida en la turbina está relacionado con el nivel de inmersión, resaltando que la óptima operación de estos dispositivos se alcanza con niveles de inmersión que van de 0.5 a 0.6 a lo largo de la turbina.

En el Anexo 8, el lector encontrará una comparación de los valores de torque, potencia mecánica y eficiencia obtenida mediante el esquema de simulación estacionario y transitorio.

4.1.2.6 Distribución de presión y velocidad a lo largo del tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación transitorio.

En este apartado se presentan los valores de presión y velocidad obtenidos en distintos planos de la turbina con la finalidad de observar el comportamiento de estas variables a lo largo del dispositivo operando con diferentes condiciones de flujo. Se colocaron 13 planos transversales a la dirección de flujo aproximadamente cada 15 cm tomando como referencia 0 m la entrada de la turbina, como se muestra en la Figura 4.27.

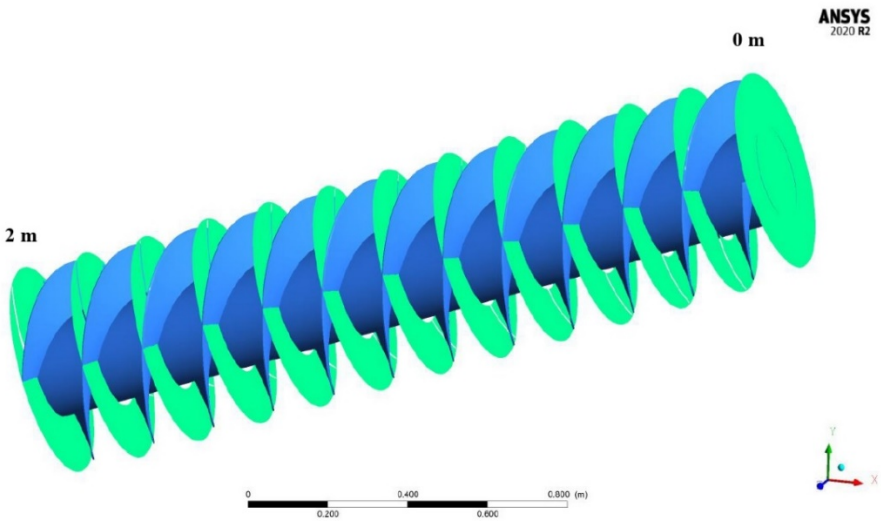


Figura 4.27 Ubicación de los planos de análisis a lo largo del tornillo de Arquímedes en el esquema de simulación transitorio.

Dado que el tornillo de Arquímedes es una turbina de presión cuasi-estática, el tener la mayor diferencia de presión entre la entrada y salida del dispositivo indicará un mejor aprovechamiento de la energía del flujo. En la Figura 4.28, Figura 4.29 y Figura 4.30 se presenta la comparación de las diferentes turbinas operando con los 3 tirantes de entrada seleccionados. Se observa que, para el caso del tirante de 20 cm el tornillo de 3 álabes es el que presenta mayor presión a la entrada, siendo ésta mayor a los 9000 Pa. Este resultado contrastado con la presión que presentan las otras dos turbinas es mayor, siendo del orden de los 3000 a los 4000 Pa. Con los tirantes de entrada de 25 y 30 cm se obtuvieron valores de presión similares a la entrada y salida en las tres turbinas. Para el tirante de 25 cm estos valores fueron de 8800 a 10500 Pa y, para el tirante de 30 cm de 4000 a 5300 Pa. Cabe resaltar que en el escenario con el tirante de entrada de 25 cm (Figura 4.29) fue en el que se obtuvo una mayor presión a la entrada en las 3 turbinas en comparación con los otros 2 tirantes considerados (Figura 4.28 y Figura 4.30). Con base en este resultado, es posible señalar que al operar con el tirante de 25 cm se beneficia el arranque de la turbina. En el Anexo 9 se presentan los contornos de presión del plano de entrada a la turbina en los que puede observarse la distribución de presión bajo las diferentes condiciones de operación.

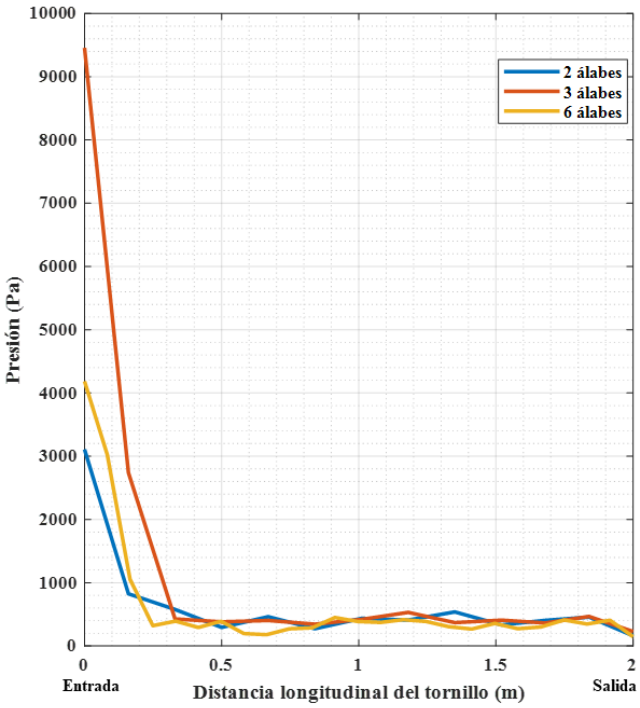


Figura 4.28 Comparación de las gráficas de presión a lo largo del tornillo de Arquímedes con tirante de entrada de 20 cm. Esquema de simulación transitorio

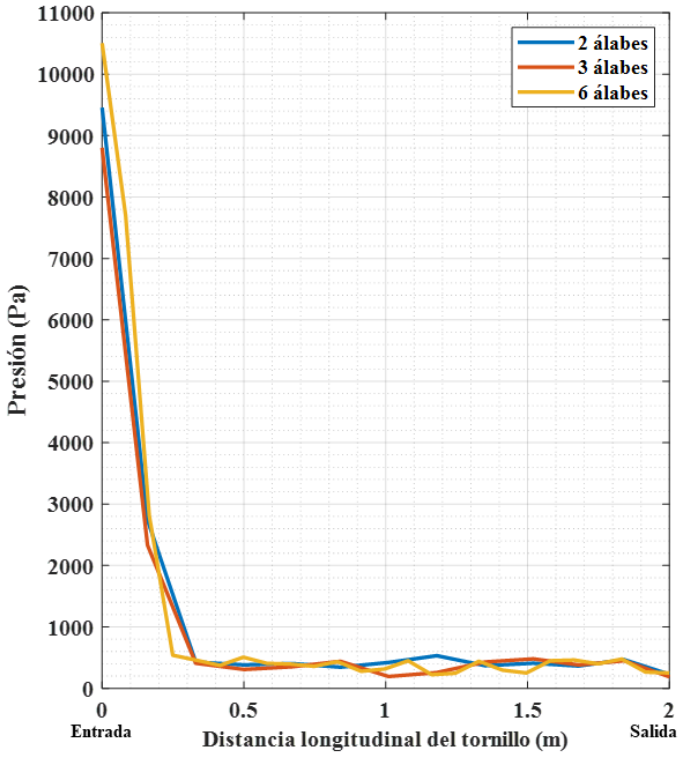


Figura 4.29 Comparación de las gráficas de presión a lo largo del tornillo de Arquímedes con tirante de entrada de 25 cm. Esquema de simulación transitorio

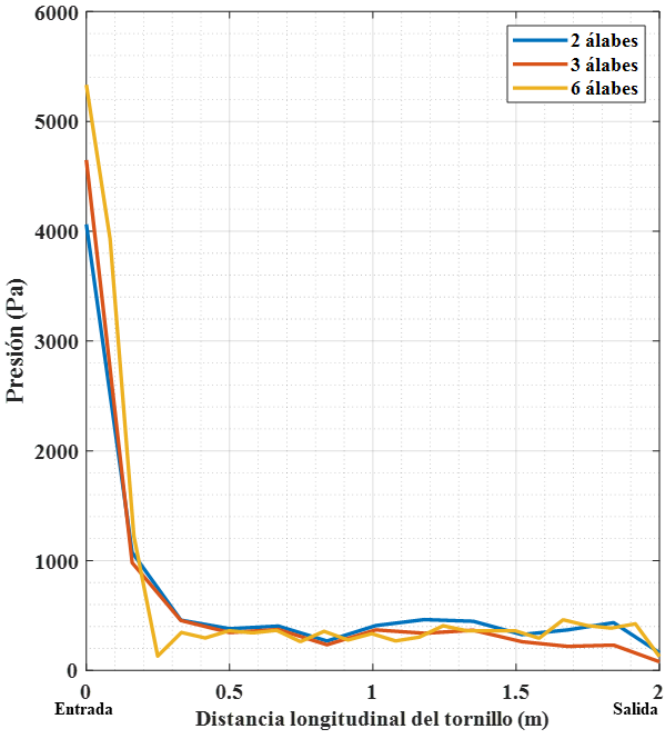


Figura 4.30 Comparación de las gráficas de presión a lo largo del tornillo de Arquímedes con tirante de entrada de 30 cm. Esquema de simulación transitorio

Con respecto a la velocidad, la tendencia de las curvas obtenidas fue similar a la que obtuvieron Dellinger et al. (2019) para un tornillo de Arquímedes de 0.316 m de diámetro exterior y 1.221 m de largo, simulado en superficie libre con una velocidad de rotación de 50 rpm. A diferencia del esquema de simulación estacionario, en este caso los picos de velocidad que se presentan a lo largo del tornillo se asocian con las pérdidas por flujo de fuga en la turbina. Por lo que, en este caso se tomaron en cuenta dos criterios de análisis. El primero consistió en que los picos de velocidad a lo largo del tornillo fueran lo menos fluctuantes posible, ya que esto indica menores pérdidas de fuga. El segundo criterio fue tener la menor velocidad del flujo en estos planos, ya que al incrementar la velocidad del flujo, la velocidad del flujo de fuga también aumenta. Esta tendencia puede observarse en los planos de velocidad mostrados en el Anexo 10, en los que se presenta la máxima velocidad del flujo en la sección inferior de la turbina (entre la turbina y la brecha) en todos los casos.

En la Figura 4.31, Figura 4.32 y Figura 4.33 se presenta la tendencia de la velocidad del flujo a lo largo de las 3 turbinas simuladas para las distintas condiciones de flujo ya mencionadas. Teniendo en cuenta los criterios de análisis de esta sección, se observa que la turbina que presenta un comportamiento más uniforme, es decir, con menos picos de velocidad, es la turbina de 3 álabes para todas las condiciones de flujo propuestas. Además, se encuentra ligeramente por debajo en los valores de velocidad de flujo con respecto a las otras 2 turbinas evaluadas por lo que de acuerdo con este criterio de análisis el tornillo con 3 álabes es el óptimo. En efecto, esta última turbina, bajo estas condiciones de operación indicadas, es la que presentaría menores pérdidas por flujo de fuga al operar en campo.

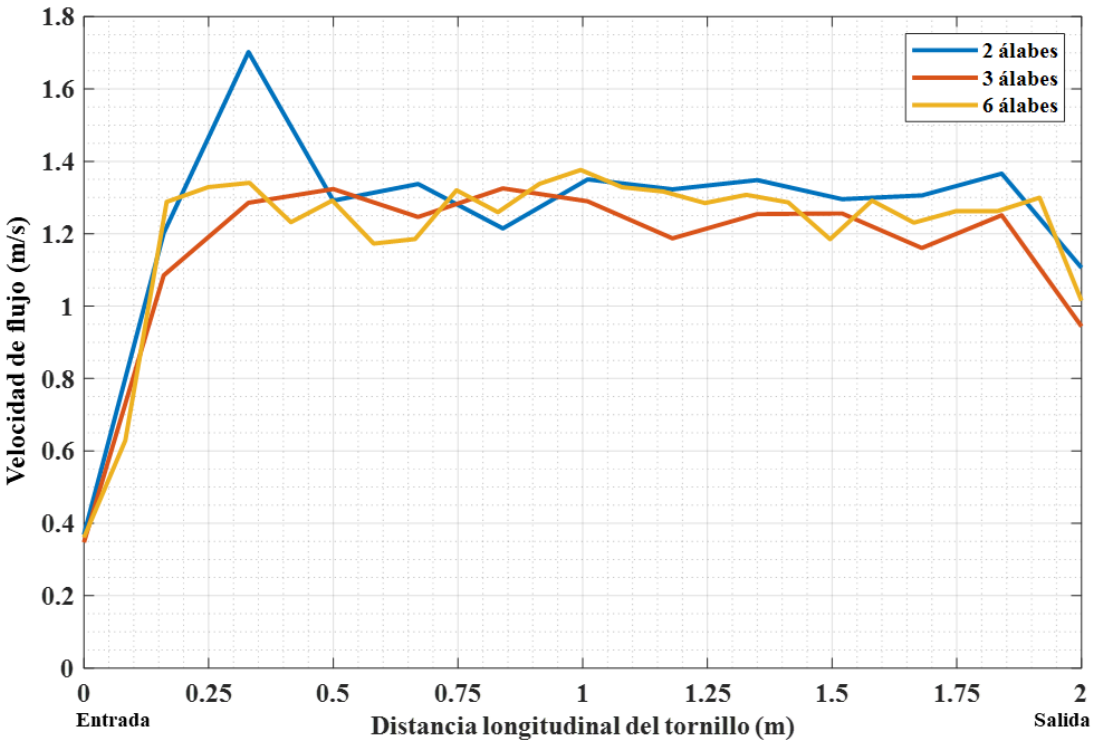


Figura 4.31 Comparación de los perfiles de velocidad de flujo a lo largo del tornillo de Arquímedes con tirante de entrada de 20 cm. Esquema de simulación transitorio.

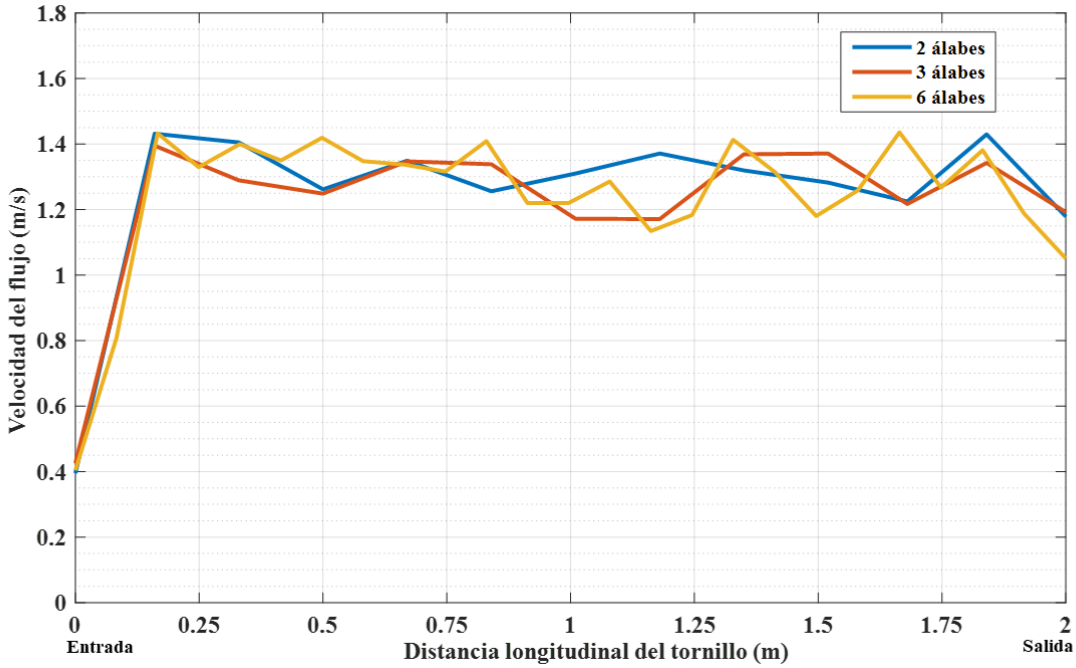


Figura 4.32 Comparación de los perfiles de velocidad de flujo a lo largo del tornillo de Arquímedes con tirante de entrada de 25 cm. Esquema de simulación transitorio.

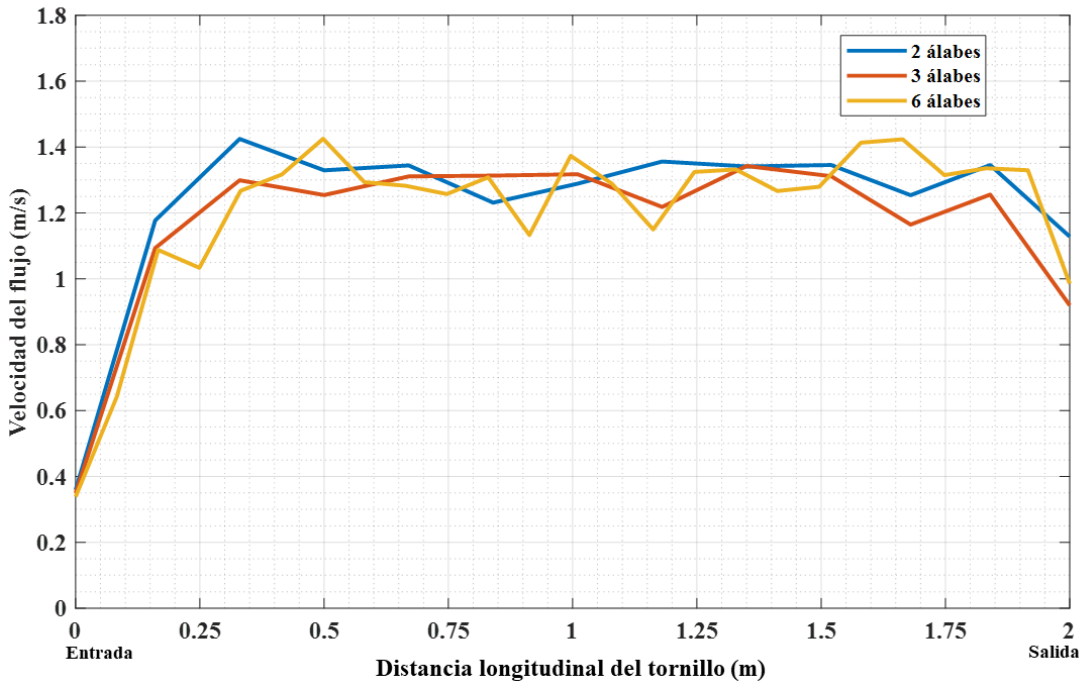


Figura 4.33 Comparación de los perfiles de velocidad de flujo a lo largo del tornillo de Arquímedes con tirante de entrada de 30 cm. Esquema de simulación transitorio.

4.1.2.7 Comportamiento de la fracción de volumen de agua a lo largo del tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación transitorio.

Para finalizar con la selección del tornillo de Arquímedes adecuado, se realizó el análisis de la fracción de volumen de agua a lo largo de la turbina tomando en cuenta que es un indicador de nivel de inmersión de la turbina. Tal y como se ha mencionado en secciones anteriores, el nivel de inmersión óptimo reportado va de los 0.5 a los 0.6 veces el diámetro de la turbina (Dellinger et al. 2019). En la Figura 4.34, Figura 4.35 y Figura 4.36 se observa el comportamiento de esta fracción de volumen de agua (que representa el nivel de la superficie del agua) para las 3 turbinas simuladas bajo las diferentes condiciones de operación propuestas.

Para el caso de estudio, con el tirante de entrada de 20 cm (Figura 4.34) en la turbina con 2 álabes, la fracción de volumen de agua comienza a incrementar gradualmente conforme el fluido recorre la turbina. Para el caso del tornillo de 3 álabes se presentan fluctuaciones que van de los 0.45 a los 0.5 situación que no se presenta para la turbina de 6 álabes ya que ésta presenta un comportamiento más uniforme y manteniéndose cerca de los 0.5 conforme desciende el flujo.

Por otra parte, para el tirante de entrada de 25 cm, la turbina con 3 álabes fue la que mantuvo un comportamiento más uniforme a lo largo del dispositivo ya que no presentó variaciones significativas manteniéndose en un nivel de inmersión entre 0.5 y 0.55 lo cual se encuentra dentro del rango de los niveles óptimos de inmersión.

Para finalizar con este análisis, para el caso del tirante de entrada de 30 cm, en las 3 turbinas se presentó una disminución brusca de la inmersión a la entrada de la turbina. Este fenómeno no se presentó con ninguna de las 2 condiciones de operación anteriormente analizadas (20 y 25 cm de tirante). Lo anterior sugiere que, con este tirante y velocidad de flujo a la entrada asociada, no se mantendría un nivel de inmersión de 0.6 a lo largo del dispositivo. De hecho, los valores de inmersión oscilan entre los 0.45 y los 0.55.

Dicho lo anterior, se concluye que la condición de flujo óptima para la operación del tornillo de Arquímedes, en este caso, corresponde a un tirante de entrada de 25 cm con una velocidad de flujo de 0.25 m/s y están asociados con un caudal de diseño de 24.5 l/s. Cabe resaltar que, para estas condiciones de flujo, la turbina con 3 álabes fue la que presentó un mejor comportamiento manteniéndose en el rango de inmersión óptimo entre 0.50 y 0.55.

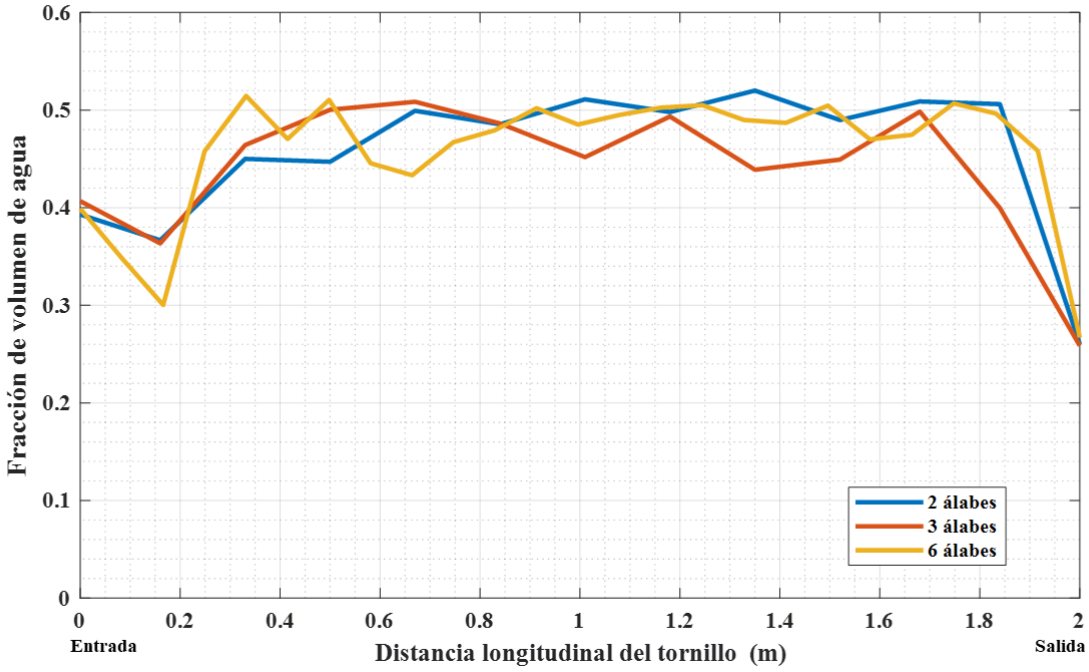


Figura 4.34 Comportamiento de la fracción de volumen de agua a lo largo del tornillo de Arquímedes con diferente número de álabes y tirante de entrada de 20 cm.

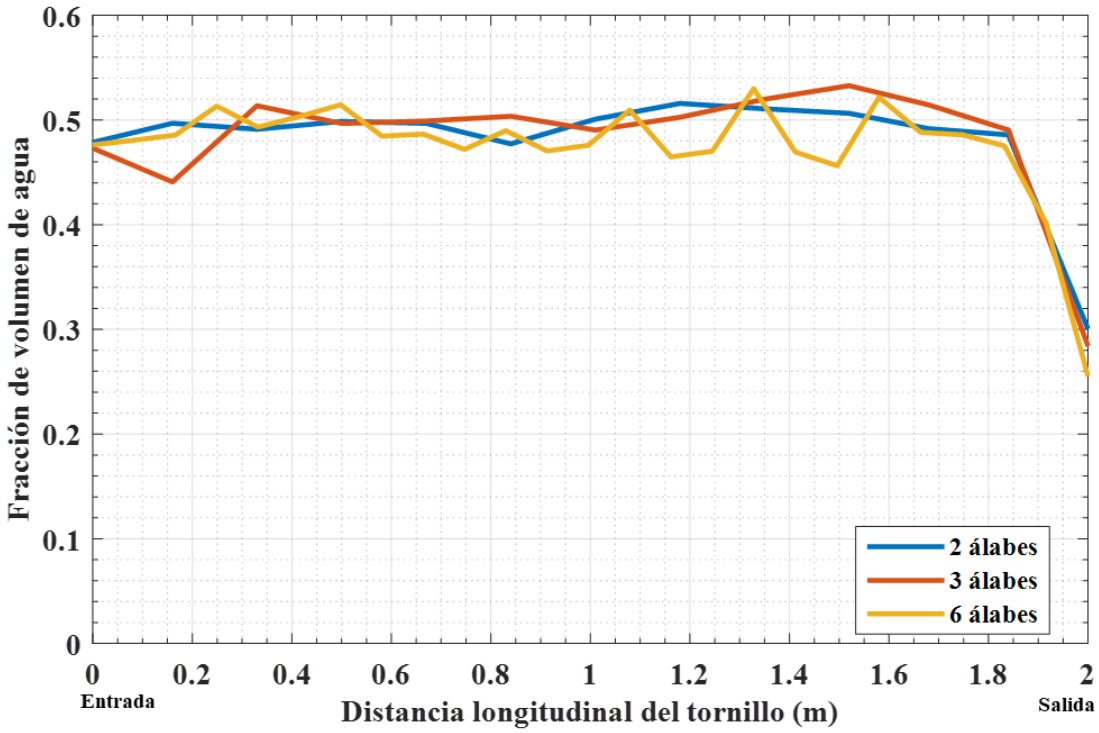


Figura 4.35 Comportamiento de la fracción de volumen de agua a lo largo del tornillo de Arquímedes con diferente número de álabes y tirante de entrada de 25 cm.

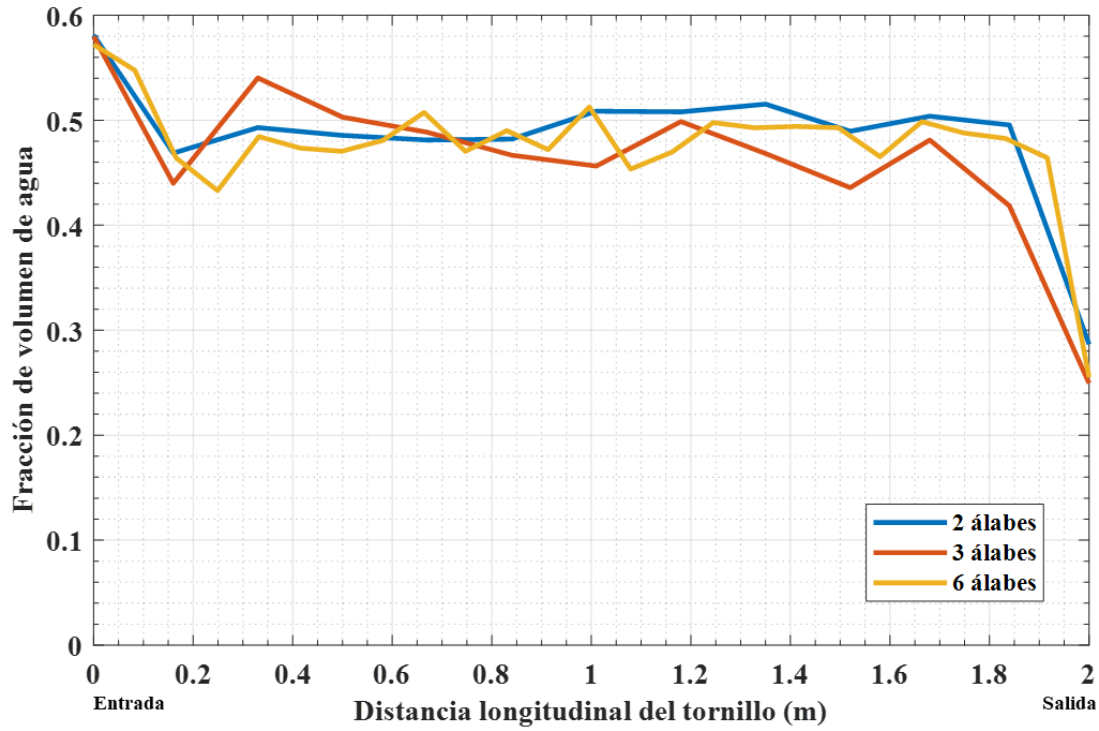


Figura 4.36 Comportamiento de la fracción de volumen de agua a lo largo del tornillo de Arquímedes con diferente número de álabes y tirante de entrada de 30 cm.

De acuerdo con los criterios de análisis establecidos, se concluye que la turbina adecuada para el caso de aplicación corresponde al tornillo de Arquímedes con 3 álabes tomando en cuenta que presenta eficiencias superiores al 70%. Esta turbina no presenta picos de velocidad en los planos colocados a lo largo de la turbina, lo que indica menores pérdidas por flujo de fuga y un nivel de inmersión estable en las condiciones de flujo óptimas de operación. La selección de turbina y condiciones de operación son presentados de forma resumida en la Tabla 4.21

Tabla 4.21 Resumen del análisis de resultados del tornillo de Arquímedes en el esquema de simulación transitorio

Torque y potencia	• El tornillo de Arquímedes con 3 álabes presentó el máximo torque (29.14 Nm) y potencia mecánica (101.46 W) con un tirante de entrada de 25 cm • Las turbinas con 2 y 6 álabes presentan el máximo torque (21.37 y 38.91 Nm) y potencia mecánica (74.51 y 135.65 W respectivamente) con un tirante de entrada de 30 cm
Eficiencia	• El rango de eficiencia de los tornillos de Arquímedes de 2 álabes fue de 36 a 52% • El rango de eficiencia del tornillo Arquímedes de 3 álabes fue de 55 a 72% • El rango de eficiencia del tornillo de Arquímedes de 6 álabes fue de 65 a 99% • Nota: se requiere de un análisis adicional para la turbina seleccionada debido a que el modelo empleado para obtener las rpm considera que tanto la turbina de 2 como la de 6 álabes giran a la misma velocidad, al no considerar el peso de las turbinas, por lo que podría haber una sobreestimación de las rpm como lo sucedido en el esquema de simulación estacionario.
Distribución de la presión a lo largo del tornillo de Arquímedes	• Para las 3 turbinas evaluadas, se obtuvo una mayor presión a la entrada del dispositivo al operar con un tirante de entrada de 25 cm lo que podría facilitar el arranque de la turbina
Distribución de la velocidad de flujo a lo largo del tornillo de Arquímedes	• La turbina con 3 álabes presenta un comportamiento más uniforme, es decir, con menos picos de velocidad para todas las condiciones de flujo en comparación con las otras turbinas en estudio. • La velocidad del flujo se mantuvo ligeramente menor en el tornillo de 3 álabes en comparación con las otras turbinas lo que indica menor velocidad del flujo en la brecha.
Fracción de volumen de agua a lo largo del tornillo de Arquímedes	• La turbina con 3 álabes es la que mantuvo un comportamiento más uniforme a lo largo del dispositivo al operar con un tirante de entrada de 25 cm. Esta turbina no presentó grandes variaciones manteniéndose en un nivel de inmersión entre 0.5 y 0.55 lo cual se encuentra dentro del rango de los niveles óptimos de inmersión.

4.1.2.8 Analisis del torque, potencia y eficiencia de la turbina seleccionada en función de las rpm. Esquema de simulación transitorio.

Para obtener las rpm de operación del tornillo de Arquímedes se utilizó la ecuación 1.8 como primera aproximación. Pero mediante la simulación en ANSYS CFX de 8 escenarios adicionales variando las rpm de la turbina se obtuvo el rango de operación del dispositivo. Este proceso facilitó el análisis del comportamiento del torque, potencia mecánica y eficiencia.

El principal objetivo de esta sección fue determinar el rango de velocidad angular en el que el tornillo de Arquímedes podría estar operando en condiciones reales, tal y como se ha realizado en estudios experimentales, en los que han variado la velocidad angular del tornillo obteniendo de esta manera un rango de torque y eficiencia en la turbina (Lubitz et al., 2015)

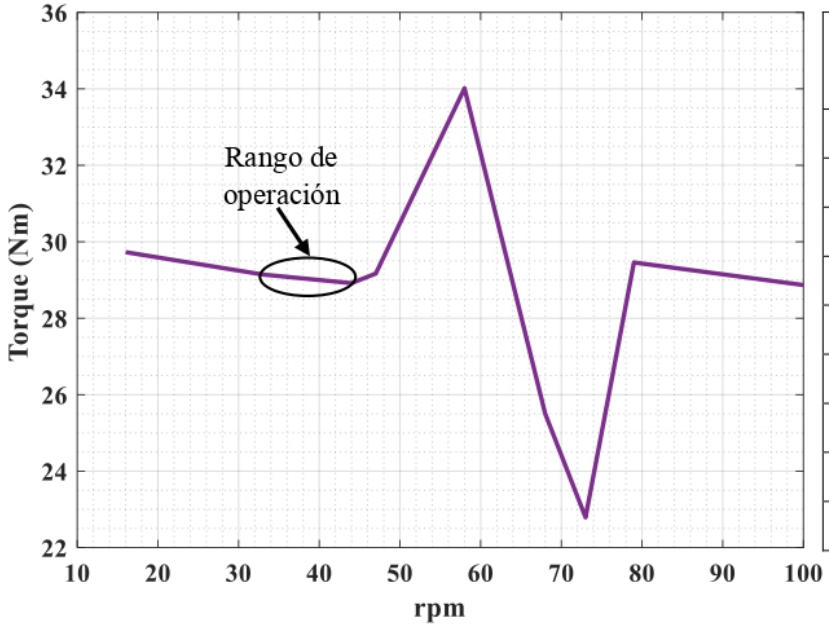
Se realizaron 8 simulaciones adicionales, las cuales van de las 16 a las 100 rpm. En la Figura 4.37 se presenta el torque obtenido para cada caso simulado, teniendo el máximo torque para 58 rpm manteniendose constante en el rango de 16 a 47 rpm. Para velocidades angulares mayores a 58 rpm se obtuvo una disminución en el torque debido a la alta velocidad de giro de la turbina. Estos valores de rpm no se consideran válidos para el modelo de cálculo empleado debido a la pérdida de torque asociada a altas rpm que a su vez presenta un comportamiento inestable en la turbina. Para estas simulaciones se consideró la condición de flujo óptima; velocidad del flujo de entrada de 0.25 m/s y tirante de 25 cm lo que corresponde con un caudal de diseño de 24.5 l/s.

En lo referente a la potencia mecánica generada (Figura 4.38), se presenta una potencia mayor a los 300 W para la velocidad angular de 100 rpm, situación que no es posible debido a que la potencia hidráulica disponible es de 209 W. Además, como se mencionó anteriormente, no es posible mantener grandes valores de torque y potencia mecánica para altas rpm. Para obtener la potencia mecánica se multiplica el torque por la velocidad angular de la turbina, en consecuencia, al incrementar esta velocidad también lo hace la potencia, por lo que fue necesario tomar en cuenta el rango de rpm para el cual es válido el método empleado en este análisis.

Para el caso de la eficiencia (Figura 4.39), se obtuvieron valores mayores al 100% a partir de velocidades de rotación mayores a las 47 rpm por lo que en estos casos se tiene una

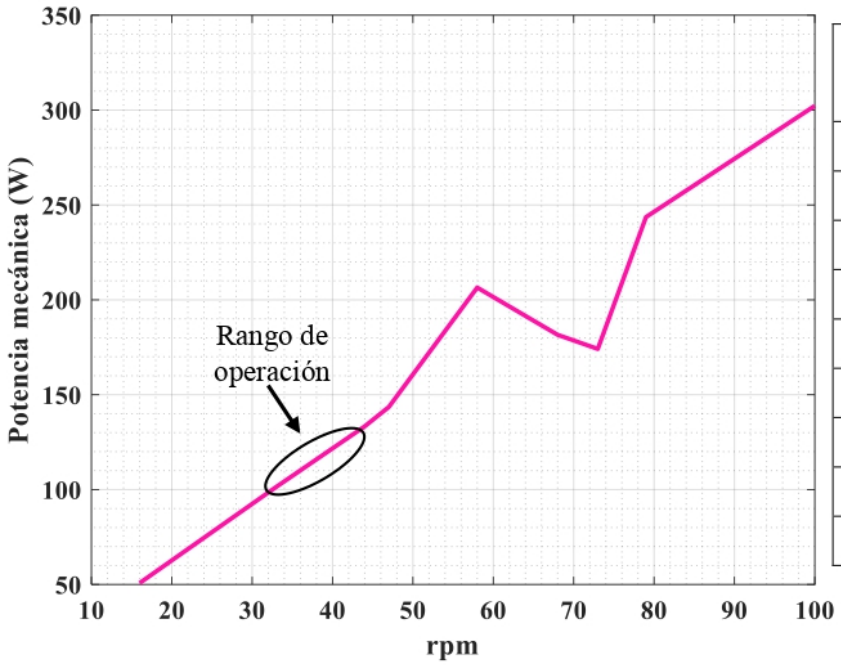
sobreestimación de la velocidad angular en el dispositivo. Estos valores de eficiencia superiores al 100% se asocian con las limitaciones del modelo matemático para el cálculo de potencia y velocidad angular. Concluyendo que, el rango de operación de rpm para el tornillo de Arquímedes de 3 álabes oscila entre 33 y 47 rpm manteniendo un torque constante para este rango con valores de potencia mecánica de 101 a 143 W y eficiencias de 62% a 88%.

Estos rangos de operación se tomaron en cuenta para el diseño del sistema de transmisión, selección del generador y cálculo de las posibles alturas de bombeo. Cabe destacar que este rango de rpm será validado de manera experimental en futuros estudios, en el canal del laboratorio de hidraúlica del IITCA con el prototipo de este tornillo de Arquímedes.



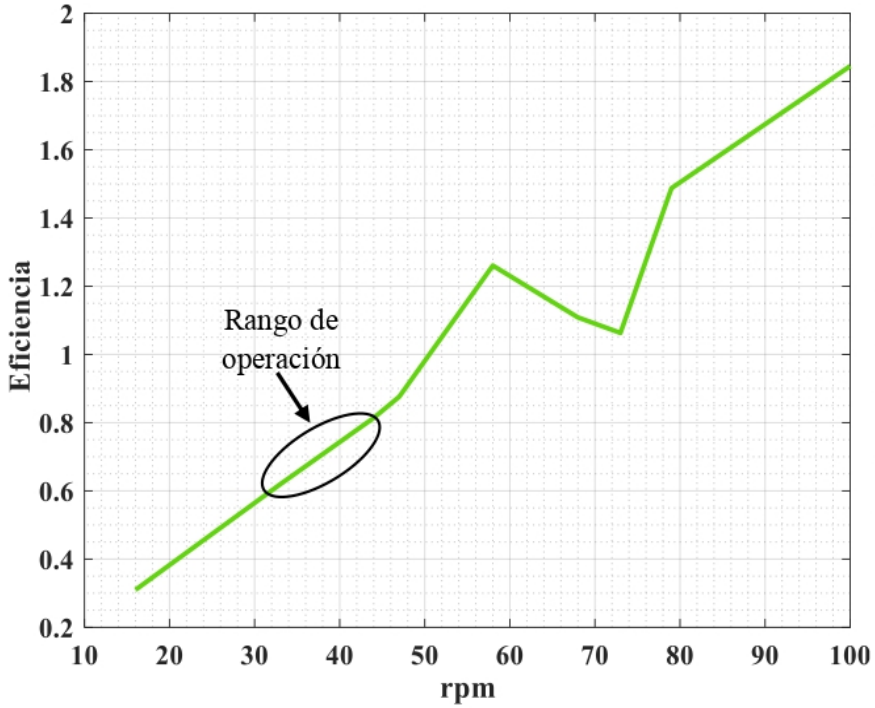
RPM	Torque (Nm)
16	29.73
33	29.14
44	28.92
47	29.17
58	34.01
68	25.50
73	22.79
79	29.46
100	28.87

Figura 4.37 Torque del tornillo de Arquímedes de 3 álabes para diferentes rpm. Esquema de simulación transitorio.



RPM	Potencia mecánica (W)
16	50.75
33	101.42
44	133.31
47	143.51
58	206.47
68	181.57
73	174.13
79	243.62
100	302.25

Figura 4.38 Potencia mecánica del tornillo de Arquímedes de 3 álabes para diferentes rpm. Esquema de simulación transitorio



RPM	Eficiencia
16	31%
33	62%
44	81%
47	88%
58	126%
68	111%
73	106%
79	149%
100	185%

Figura 4.39 Eficiencia del tornillo de Arquímedes de 3 álabes para diferentes rpm. Esquema de simulación transitorio.

4.2 Bomba de cuerda

En esta sección, se presentan los resultados obtenidos para la bomba de cuerda, comenzando con la obtención de las curvas de operación, seguido del cálculo de caudales y eficiencias que se obtienen al operar con una relación de transmisión 1:1 entre la turbina y el sistema de bombeo. Posteriormente, se presentan los caudales de descarga y eficiencia obtenidos al emplear un sistema de transmisión que garantiza el torque requerido para el bombeo en cada caso de aplicación aumentando la velocidad del pistón con el fin de mejorar el rendimiento y aumentar el caudal de descarga. Finalmente, se presentan los resultados obtenidos mediante la simulación en ANSYS Fluent de las geometrías de pistón propuestas en este trabajo de investigación, la cuales fueron diseñadas con el fin de disminuir las pérdidas por flujo de retorno en la bomba, donde éste es el tipo de pérdida más significativo.

4.2.1 Curvas de operación de la bomba de cuerda

Como se mencionó en el capítulo de materiales y métodos, se utilizó el modelo matemático propuesto por Smulders y Rijs (2006) para obtener las curvas de operación de los 4 casos de estudio analizados: alturas de bombeo de 6, 10, 20 y 30 metros. En la Tabla 4.22, se presentan los requerimientos de torque para cada altura de bombeo seleccionada. En este punto es importante resaltar que, se consideró un 3% adicional, ya que se considera el 2% de las pérdidas derivadas del sistema de transmisión por banda plana (Budynas y Nisbett, 2011; Cruz Vásquez, 2009)) y 1% de pérdidas por elementos conectores y rodamientos, tales como cardanes, junta homocinética y baleros. Adicionalmente, se presenta la velocidad crítica del pistón; es decir, la mínima requerida para garantizar el llenado de la tubería de elevación. Igualmente, se presenta el valor del flujo de fuga para cada caso de estudio, el cual es independiente de la velocidad del pistón de acuerdo con el modelo matemático desarrollado por Smulders y Rijs (2006).

Tabla 4.22 Requerimientos de torque y velocidad para el bombeo

Altura de bombeo (m)	Diámetro nominal de la tubería de bombeo (mm)	Torque requerido para el bombeo (Nm)	Torque requerido para el bombeo considerando pérdidas en transmisión (Nm)	Velocidad crítica del pistón (m/s)	Flujo de fuga (l/s)
6	38.10 (1 1/2")	22.01	23	0.11	0.1704
10	25.4 (1")	17.53	18	0.17	0.1190
20	19.05 (3/4")	21.45	22	0.21	0.0930
30	12.7 (1/2")	19.07	20	0.28	0.0716

Por otra parte, es importante considerar que el torque necesario para el bombeo depende tanto de la altura de elevación como del diámetro interior de la tubería de bombeo, por lo que a mayor diámetro interior de la tubería se requiere de mayor torque. Debido a esto, es que el torque requerido para el bombeo a 6 metros de altura comparado con el necesario para 10 metros es mayor, teniendo un diámetro interior de tubería considerablemente más grande (más de 13 mm mayor). Además, el torque también depende del diámetro de la polea impulsora, por lo que, para un mayor diámetro de polea se requiere de mayor torque para moverla y viceversa. Para este estudio, se consideró un tamaño de polea constante de 0.5 m para los 4 casos analizados, teniendo en cuenta que este es el diámetro de polea que se ha empleado en la mayoría de las bombas de cuerda instaladas en campo, siendo este uno de los diámetros de rin de bicicleta más común.

En cuanto a la velocidad crítica del pistón, ésta depende del diámetro interior de la tubería de bombeo, de la distancia entre pistones y del tamaño de brecha. Con base en el análisis de los resultados obtenidos, es posible deducir que al incrementar el diámetro interior de la tubería de elevación la velocidad crítica disminuye. El caso contrario ocurre cuando aumenta el tamaño de brecha, pues ello incrementa la velocidad crítica o mínima requerida para el bombeo. Para este trabajo se consideró un tamaño de brecha de 0.4 mm para todos los casos de estudio. Por otro lado, es destacable la influencia que tiene la distancia entre pistones, pues al incrementar esta distancia la velocidad crítica tiende a disminuir. Sin embargo, el aumentar la distancia entre pistones también ocasiona el aumento de las pérdidas por flujo de fuga. Por lo anterior, para los cuatro casos de estudio propuestos la distancia entre pistones fue constante de 0.5 m siendo ésta la óptima de acuerdo con los estudios realizados por Kadlowec et al. (2013) y Nyameke et al. (2016).

Seguido de este análisis, se obtuvieron las curvas de operación de las bombas de cuerda seleccionadas para un rango de velocidades del pistón que van de la velocidad crítica para cada caso hasta una velocidad de 2.4 m/s. Tomando en cuenta que es el rango para el cual, el modelo matemático empleado fue validado, tal y como se presentó en la sección de marco teórico.

En la Figura 4.40 se presenta la potencia requerida para el bombeo asociada con la velocidad del pistón. Esta potencia de entrada se relaciona con el caudal ideal y la altura de bombeo, tomando en cuenta que, el caudal ideal de bombeo para cada caso de estudio depende del diámetro interior de la tubería de elevación. Siendo los casos de bombeo de 6 y 10 metros los que requieren de mayor y menor potencia de entrada respectivamente.

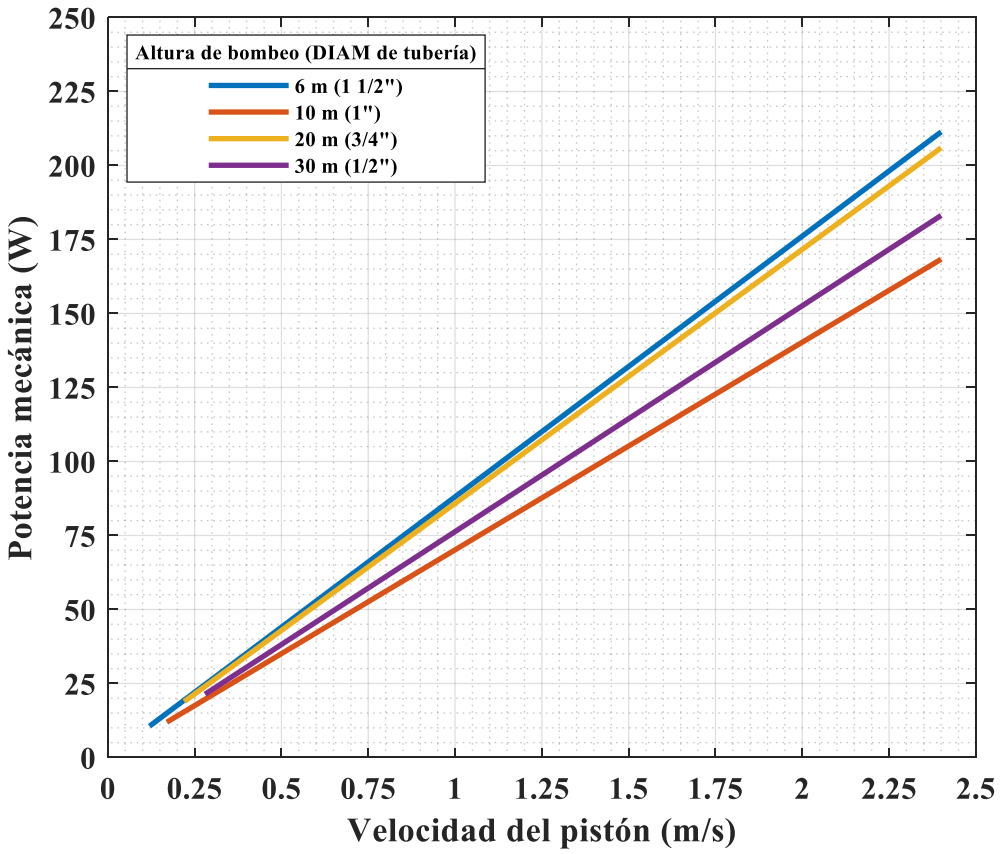


Figura 4.40 Curvas de potencia requerida para el bombeo a diferentes alturas en función de la velocidad del pistón.

En la Figura 4.41 se presenta el caudal de descarga en función de la velocidad de bombeo. Para los cuatro casos de estudio se tiene un mayor caudal de descarga al aumentar la velocidad del pistón, siendo el dispositivo con altura de bombeo de 6 m el que es capaz de

sumistrar la mayor cantidad de agua. En efecto, lo anterior se debe a que el diámetro de la tubería de elevación es mayor considerando que ésta requerirá de mayor potencia para su funcionamiento con respecto a los otros casos de estudio. Por otra parte, la bomba con altura de bombeo de 30 m, es la que suministra el menor caudal de descarga para las mismas velocidades de operación del pistón ya que, el diámetro de la tubería de bombeo es menor en comparación con el empleado en los otros casos de estudio.

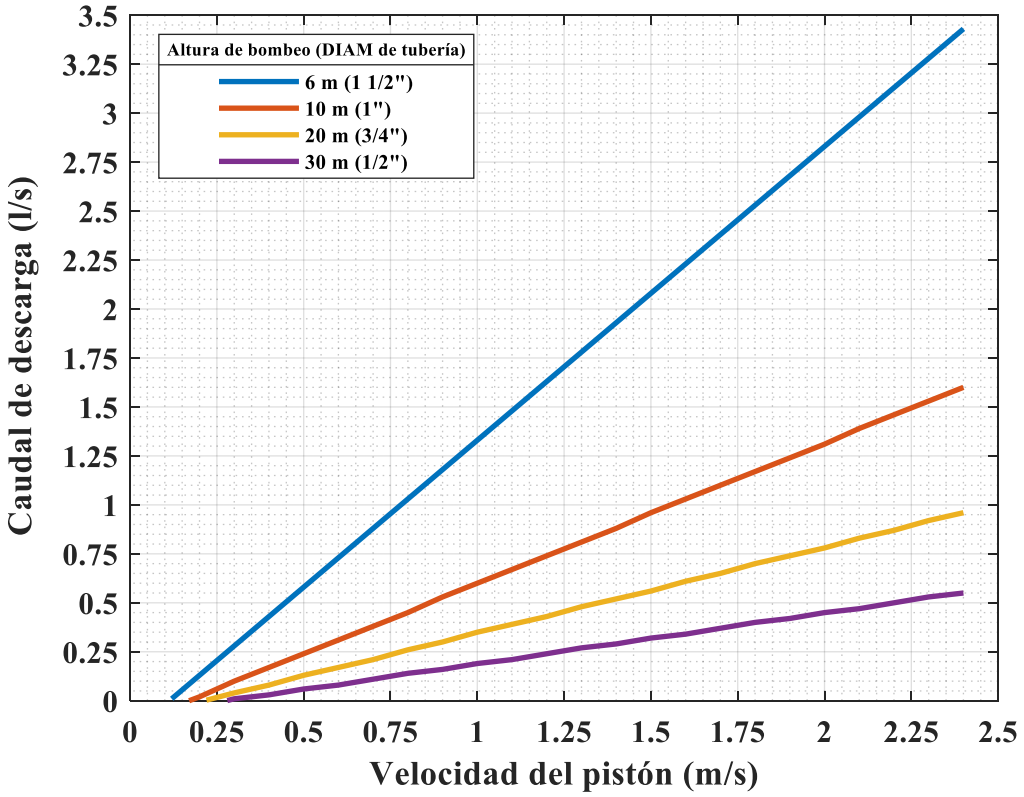


Figura 4.41 Curvas del caudal de descarga para diferentes alturas de bombeo en función de la velocidad del pistón.

En la Figura 4.42 se muestra la tendencia de la eficiencia en función de la velocidad del pistón. Lo anterior considerando que, a mayor velocidad del pistón se obtiene una mayor eficiencia. En efecto, de acuerdo con el modelo matemático empleado ($Q = vA$) una mayor velocidad en el pistón presenta un mayor caudal de bombeo ideal siendo los efectos del flujo de fuga cada vez menos significativos. En consecuencia, es de interés incrementar la velocidad del bombeo para mejorar la eficiencia del dispositivo siempre y cuando esta velocidad no sea mayor a 2.4 m/s ya que, de acuerdo con resultados de estudios experimentales (Smulders y Rijs, 2006) se ha demostrado que las pérdidas por fricción

aumentan en este punto teniendo una disminución tanto en el caudal de descarga como en la eficiencia de la bomba, por lo que se recomienda mantenerse en este rango de operación.

Por otra parte, al tener una mayor altura de bombeo se presentó una disminución en la eficiencia del dispositivo operando con los mismos rangos de velocidad del pistón. Tomando como ejemplo el caso de una velocidad de pistón de 2.4 m/s para una altura de bombeo de 6 m se tiene un flujo ideal de 3.59 l/s con un flujo de fuga de 0.17 l/s el cual representa un 4.7% del flujo ideal. En contraste, considerando una altura de bombeo de 30 m operando con la misma velocidad del pistón se tiene un flujo ideal de 0.62 l/s y un flujo de fuga de 0.072 l/s lo que representa el 11.48% del flujo ideal para este caso, por lo que se concluye que las pérdidas por flujo de fuga en tuberías con menor diámetro son más significativas.

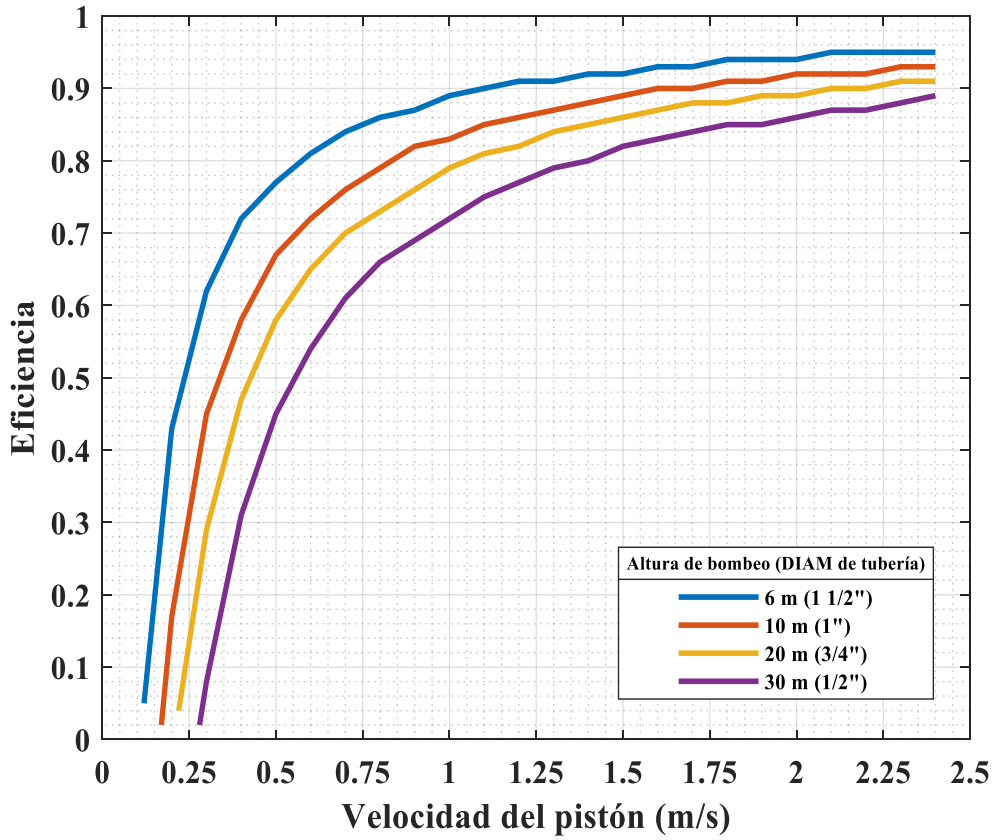


Figura 4.42 Curvas de eficiencia para diferentes alturas de bombeo en función de la velocidad del pistón.

4.2.2 Operación de la bomba de cuerda operando con una relación de transmisión 1:1.

En este apartado, se describen los resultados obtenidos para el caso del acoplamiento directo entre el tornillo de Arquímedes y la bomba de cuerda, es decir con una relación de

transmisión entre poleas 1:1. Se presentan los caudales de descarga y eficiencia obtenidos para el rango de velocidades en los que opera el tornillo de Arquímedes. Este rango de velocidades es de 33 a 47 rpm por lo que a cada velocidad de rotación de la turbina le corresponde una velocidad de pistón diferente. En la Tabla 4.23 se muestran los valores de velocidad del pistón para las distintas velocidades angulares de la turbina.

Tabla 4.23. Velocidad del pistón asociada a la velocidad de rotación angular de la turbina

Velocidad angular de la turbina (rpm)	Velocidad pistón (m/s)
33	0.86
34	0.89
35	0.92
36	0.94
37	0.97
38	0.99
39	1.02
40	1.05
41	1.07
42	1.10
43	1.13
44	1.15
45	1.18
46	1.20
47	1.23

De acuerdo con el modelo matemático desarrollado por Smulders y Rijs (2006) el torque requerido para el bombeo no se relaciona con la velocidad del bombeo o el caudal de descarga, únicamente brinda el valor que se requiere alcanzar para accionar el bombeo relacionado con el peso de la columna de agua. Es por ello, que al tener una relación de bombeo 1:1 el torque suministrado por la turbina es mayor al requerido por la bomba teniendo una mayor pérdida de energía, la cual podría ser utilizada como aumento en la velocidad del pistón por medio del uso de un sistema de transmisión de potencia adecuado.

Tomando en cuenta que con la relación de transmisión 1:1 se presentan velocidades en el pistón de 0.86 a 1.23 m/s. En la Tabla 4.24 se presentan los caudales de descarga obtenidos para cada caso. Es importante señalar, que el caudal de fuga es el mismo que se presenta en la Tabla 4.22 para cada altura de bombeo. Adicionalmente, en la última fila de la Tabla 4.24 se presentan los caudales de descarga obtenidos por bombas que se encuentran operando en

campo, con el fin de comparar estos caudales (Bomba de mecate S.A., 1998; Brikké y Bredero, 2003; Nedersting y Van, 2011).

Tabla 4.24. Caudal de descarga de la bomba de cuerda acoplada al tornillo de Arquímedes 1:1

Velocidad del pistón (m/s)	**Caudal de descarga (l/s)**			
	6 m	**10 m**	**20 m**	**30 m**
0.86	1.12	0.50	0.29	0.15
0.89	1.16	0.52	0.30	0.16
0.92	1.20	0.54	0.31	0.17
0.94	1.24	0.56	0.32	0.17
0.97	1.28	0.57	0.33	0.18
0.99	1.32	0.59	0.34	0.18
1.02	1.36	0.61	0.35	0.19
1.05	1.40	0.63	0.37	0.20
1.07	1.44	0.65	0.38	0.21
1.10	1.48	0.67	0.39	0.21
1.13	1.52	0.69	0.40	0.22
1.15	1.55	0.71	0.41	0.23
1.18	1.59	0.72	0.42	0.23
1.20	1.63	0.74	0.43	0.24
1.23	1.67	0.76	0.45	0.25
Caudal de descarga reportado en literatura con base en la altura de bombeo (l/s)	**1.17**	**0.50, 0.60, 0.68**	**0.33, 0.25**	**0.23**

Al suministrar mayor cantidad de torque comparado con el que requiere la bomba de cuerda se tienen grandes pérdidas en la eficiencia del dispositivo por lo que una transmisión 1:1 no es adecuada para este caso. En la Tabla 4.25 se presenta la potencia mecánica que aprovecha la bomba de cuerda para cada una de las alturas de bombeo, asociada con las velocidades del pistón, así como la potencia que suministra la turbina para cada caso. Cabe recordar que la eficiencia de la bomba como el cociente de la potencia aprovechada por la bomba y la potencia suministrada por la turbina.

Tabla 4.25 Potencia mecánica aprovechada por la bomba de cuerda en los distintos casos de aplicación

rpm de la turbina	rad/s turbina	Velocidad del pistón (m/s)	Potencia aprovechada por la bomba (W)				Potencia suministrada (W)
			6 m	10 m	20 m	30 m	
33	3.46	0.86	66.07	48.94	55.93	44.89	100.2
34	3.56	0.89	68.37	50.78	58.18	46.89	103.3
35	3.67	0.92	70.68	52.62	60.43	48.89	106.3
36	3.77	0.94	72.98	54.45	62.67	50.88	109.3
37	3.87	0.97	75.29	56.29	64.92	52.88	112.4
38	3.98	0.99	76.29	57.08	65.89	53.75	115.4
39	4.08	1.02	79.90	59.96	69.41	56.88	118.4
40	4.19	1.05	82.20	61.80	71.66	58.87	121.5
41	4.29	1.07	84.51	63.63	73.90	60.87	124.5
42	4.40	1.10	86.82	65.47	76.15	62.87	127.5
43	4.50	1.13	89.12	67.30	78.40	64.87	130.6
44	4.61	1.15	91.43	69.14	80.64	66.86	133.6
45	4.71	1.18	93.73	70.98	82.89	68.86	136.7
46	4.82	1.20	96.04	72.81	85.14	70.86	139.7
47	4.92	1.23	98.34	74.65	87.38	72.86	142.7

En la Figura 4.43 se presenta por medio de una gráfica, los valores de las eficiencias obtenidas, teniendo valores no mayores al 70%. Estas eficiencias resultan muy bajas comparadas con las obtenidas en la Figura 4.42, las cuales corresponden a las bombas trabajando únicamente con el torque requerido para el bombeo, en función de la velocidad del pistón. Debido a esto, en la siguiente sección se propuso el uso de un sistema de transmisión de tipo multiplicador con fin de transformar el torque sobrante en velocidad, aumentando de esta manera la eficiencia del dispositivo.

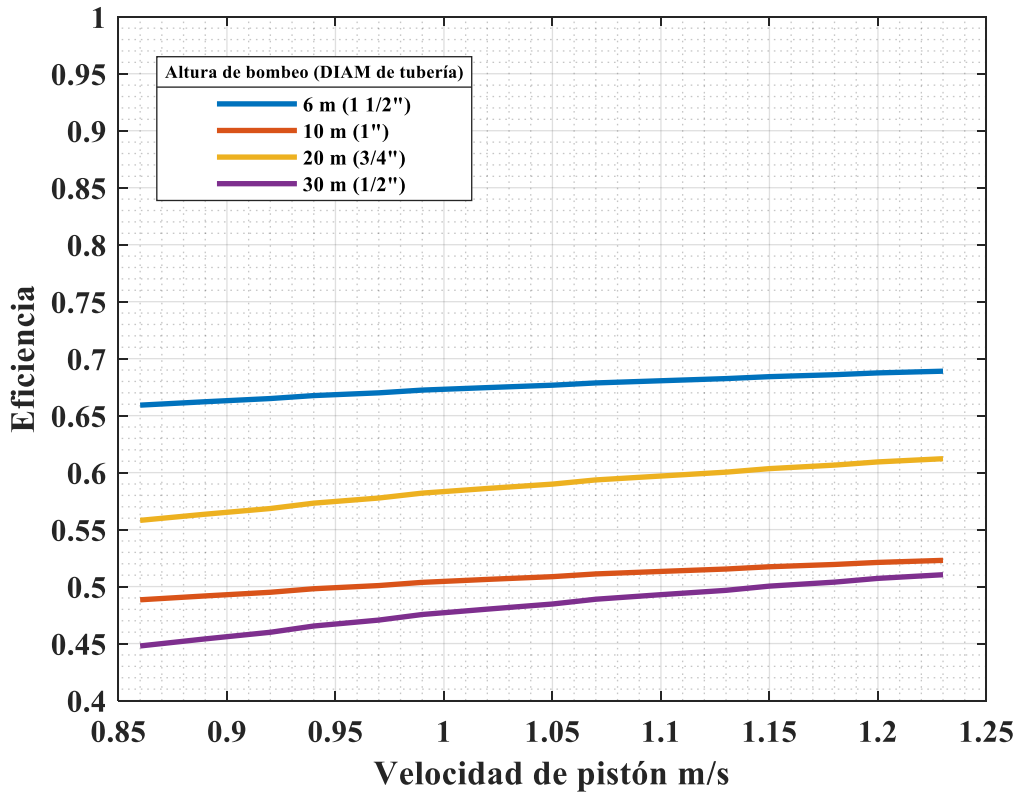


Figura 4.43 Eficiencia de la bomba de cuerda acoplada al tornillo de Arquímedes para una relación de transmisión 1:1.

4.2.3 Operación de la bomba de cuerda por medio del tornillo de Arquímedes utilizando un multiplicador de velocidad.

Con la finalidad de mejorar la eficiencia y aumentar el caudal de descarga de la bomba, se propone un sistema de transmisión por poleas, que aumenta la velocidad de rotación de la polea de accionamiento de la bomba. Por lo que, tomando en cuenta el procedimiento descrito en el apartado de materiales y método se obtuvieron los resultados presentados en la Tabla 4.26 teniendo relaciones de velocidad que van de los 0.62:1 a 0.79:1. Lo que indica que el diámetro de las poleas conducidas será menor al de la polea conductora, teniendo de esta manera un aumento de velocidad en la bomba de cuerda.

Tabla 4.26 Relación de transmisión del acoplamiento tornillo del Arquímedes y la bomba de cuerda

Altura de bombeo (m)	Torque de salida de la turbina (Nm)	Diámetro de la polea conductora (m)	Torque requerido para el bombeo (Nm)	Relación de transmisión	Diámetro de la polea conducida principal (m)	Diámetro de la polea de la bomba de cuerda (m)
6	29	0.3048 (12")	23	0.79:1	0.24	0.508 (20")
10	29	0.3048 (12")	18	0.62:1	0.19	0.508 (20")
20	29	0.3048 (12")	22	0.76:1	0.23	0.508 (20")
30	29	0.3048 (12")	20	0.69:1	0.21	0.508 (20")

Dado que, a cada relación de transmisión le corresponde un rango de velocidades del tornillo de Arquímedes (de 33 a 47 rpm) se obtuvo también, un rango de caudales de descarga y eficiencias asociados a estas posibles variaciones en la velocidad de la turbina para cada altura de bombeo en estudio. En la Figura 4.44, se señala el rango de caudales de descarga para cada caso haciendo uso del multiplicador de velocidad, resultando obtener caudales mayores a los que se tenían mediante el acoplamiento directo entre la turbina y la bomba. En efecto, en este caso se incrementó la velocidad del pistón. Así, de acuerdo con el modelo matemático utilizado, a mayor velocidad de los pistones, mayor caudal de descarga.

En lo referente a las eficiencias, (Figura 4.45) éstas también incrementaron considerablemente ya que, se aprovecha de mejor manera el torque generado por la turbina al convertirlo en velocidad por medio del sistema de transmisión, garantizando únicamente el torque necesario para el bombeo evitando pérdidas. Las eficiencias obtenidas van del 78% al 92% tomando en cuenta que para el acoplamiento directo de los dispositivos éstas no eran superiores al 70%

En el Anexo 11 se presentan a detalle los valores graficados en la Figura 4.44 y Figura 4.45.

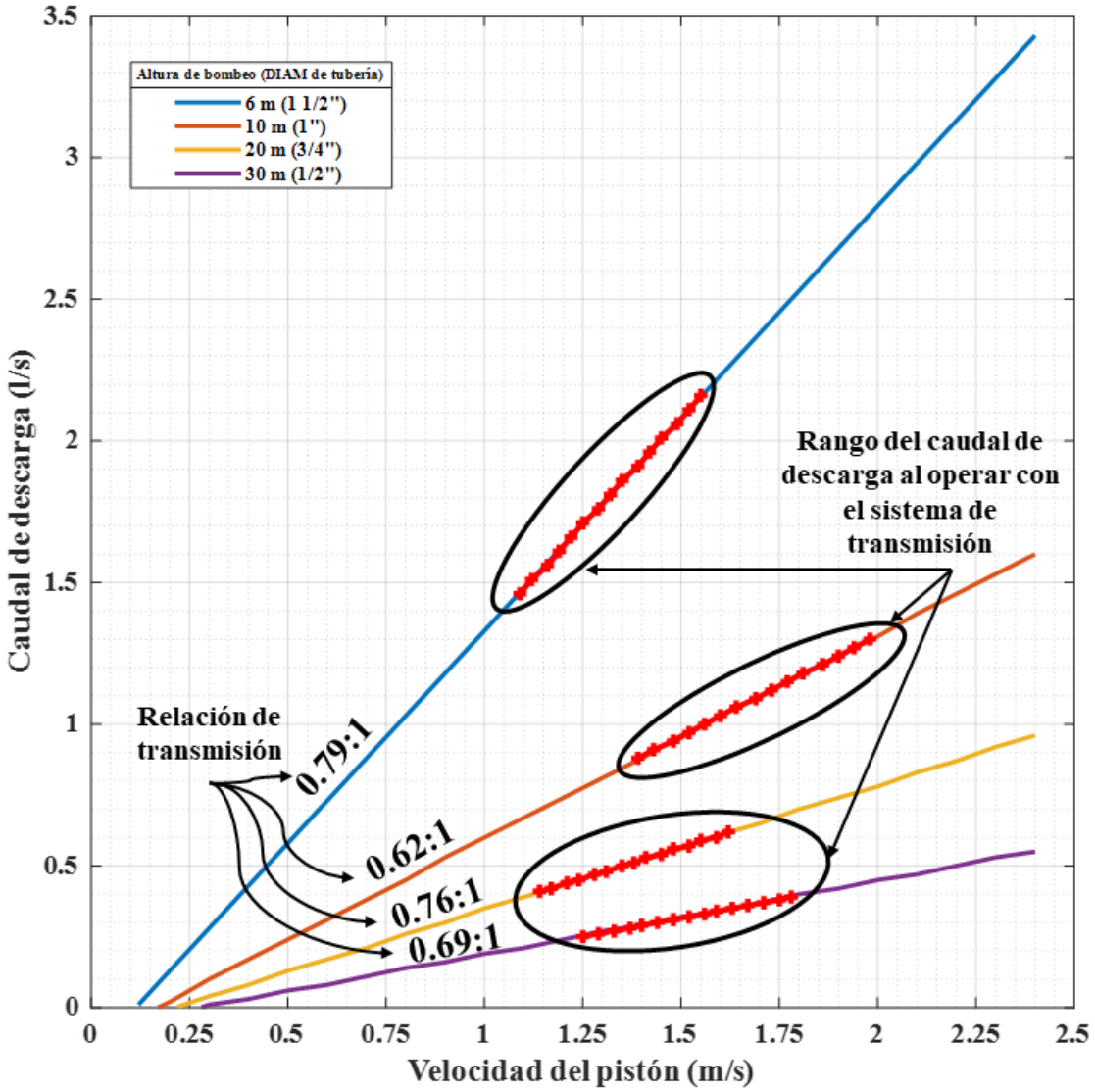


Figura 4.44 Caudal de descarga de la bomba de cuerda acoplada a la turbina por medio de un sistema de transmisión multiplicador.

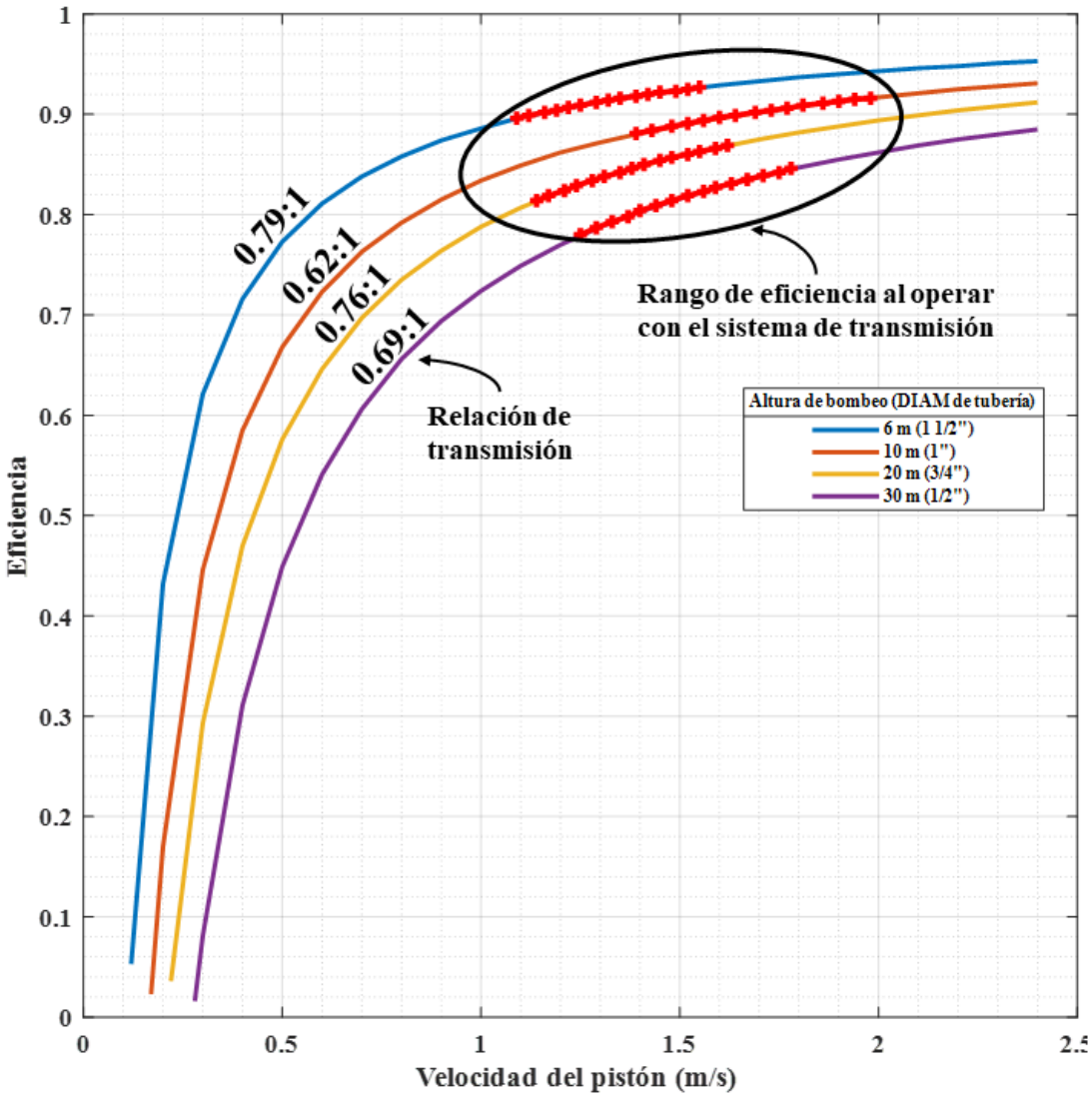


Figura 4.45 Eficiencia de la bomba de cuerda acoplada a la turbina por medio de un sistema de transmisión multiplicador.

4.2.4 Diseño y análisis de pistones de la bomba de cuerda.

Hasta este punto, todos los cálculos realizados referentes a la bomba de cuerda corresponden al uso de un pistón cónico (Figura 4.46). Sin embargo, sabiendo que este es uno de los elementos que ocasiona las mayores pérdidas en la bomba, relacionadas al flujo de fuga se propusieron 6 geometrías de pistones alternativos con el fin de disminuir este flujo. En este apartado, se presentan los resultados obtenidos mediante la simulación en ANSYS Fluent de los pistones propuestos, así como las curvas de operación de la bomba trabajando con estos pistones modificados. Cabe mencionar, que como caso de estudio se seleccionó la bomba de cuerda con altura de bombeo de 10 m y diámetro nominal de la tubería de elevación de 25.4

mm (1”) debido a que es el dispositivo que será construido para su validación en las instalaciones del IITCA en investigaciones posteriores.

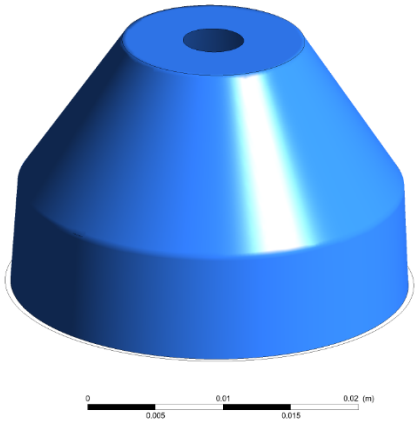


Figura 4.46 Pistón tipo

4.2.4.1 Simulación de pistones en ANSYS Fluent.

Previo a la simulación, se realizó el dibujo en 3D de los pistones propuestos mediante SolidWorks. En la Figura 4.47 se muestran estos pistones, los cuales fueron identificados con un ID del 1 al 7 siendo el primero, el pistón tipo o el pistón utilizado en la actualidad en las bombas de cuerda. En el Anexo 12 se presentan con mayor detalle las dimensiones de cada uno de los pistones. Como se mencionó anteriormente, los pistones fueron diseñados con el objetivo de disminuir el flujo de fuga en la tubería de elevación por lo que fue de interés reducir la velocidad del flujo en la brecha y generar turbulencia en esta sección para evitar el paso libre del flujo a la salida.

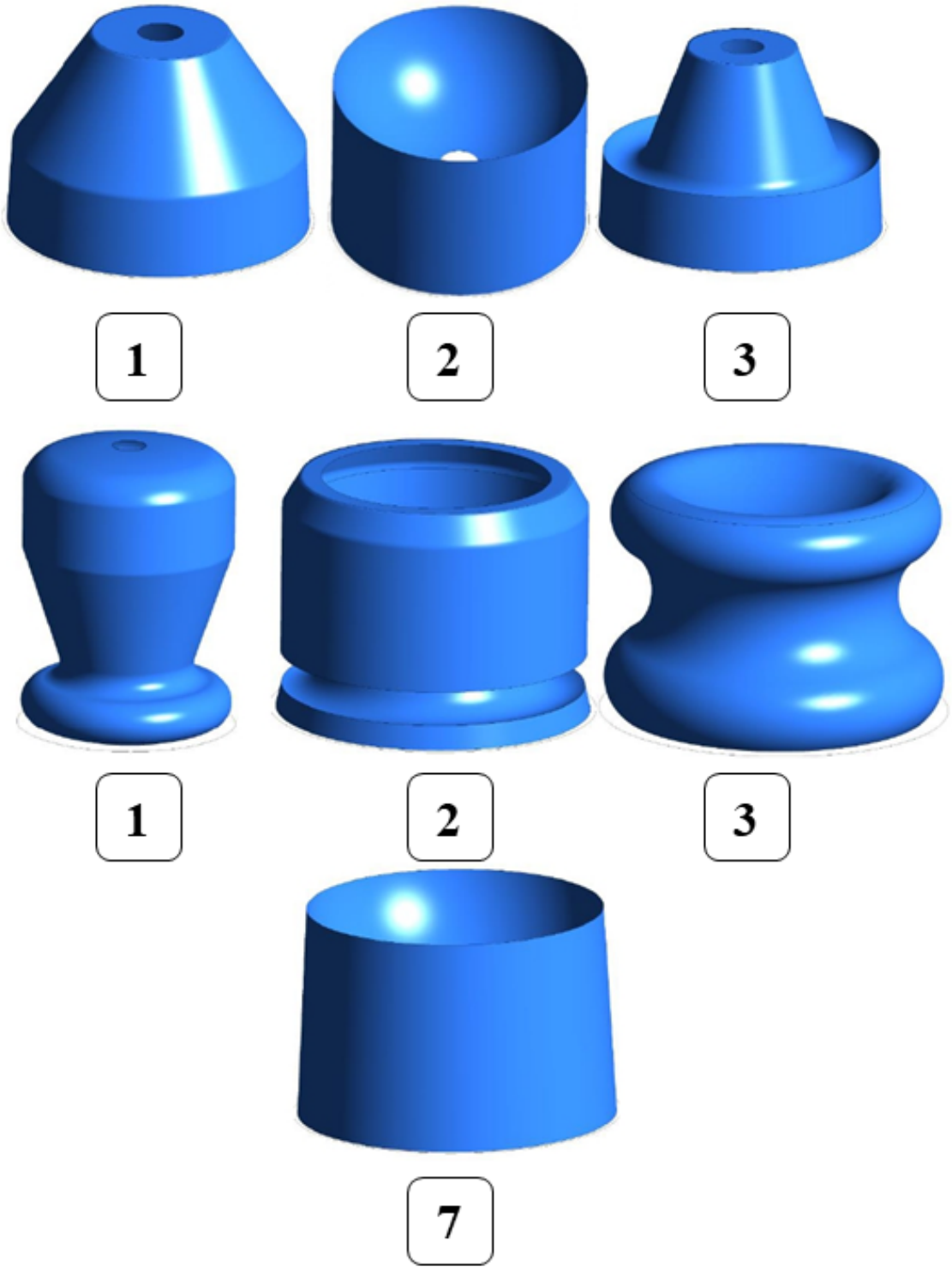


Figura 4.47 Geometrías de las propuestas de pistones.

De acuerdo con lo presentado en el apartado del método, únicamente se simuló una sección de la tubería de elevación de la bomba de cuerda al igual que lo realizado en el modelo matemático propuesto por Smulders y Rijs (2006). Sin embargo, con el fin de validar que el

flujo de fuga es prácticamente el mismo al considerar uno o dos compartimientos se realizó una simulación adicional para el caso del pistón tipo, en el que se consideró la operación de 2 pistones, llegando a la conclusión de que el caudal de fuga que se obtiene es el mismo al considerar uno o dos pistones. En el Anexo 13 se presentan a detalle los resultados y comparativa de esta simulación.

En este caso, cada sección de la tubería de elevación tiene una longitud de 0.5 m debido a que es la distancia de separación entre pistones y el diámetro de todos los pistones es de 29.4 mm considerando una brecha de 0.4 mm en todos los casos.

Con respecto a la discretización del dominio de fluido, es necesario señalar que se utilizaron mallas tetraédricas no estructuradas debido a su adaptabilidad para geometrías complejas (Figura 4.48). En la Tabla 4.27 se presentan las características de la malla empleada en cada pistón. Cabe destacar que, en todos los casos se obtuvo una muy buena calidad de malla de acuerdo con el criterio de ortogonalidad (Kourbataski, s.f).

Tabla 4.27 Características del mallado de los pistones propuestos

Pistón	Tamaño del elemento de malla	Refinamiento	Calidad promedio de la malla	Número de elementos
1 - 3D	1 mm	2 alrededor del pistón	0.79	3 490 766
2- 3D	1 mm	2 alrededor del pistón	0.77	3 714 600
3 - 3D	1 mm	2 alrededor del pistón	0.79	3 659 290
4 - 3D	1 mm	2 alrededor del pistón	0.78	4 000 082
5 - 3D	1 mm	2 alrededor del pistón	0.79	4 000 787
6 - 3D	1 mm	2 alrededor del pistón	0.79	3 554 703
7 - 3D	1 mm	2 alrededor del pistón	0.79	3 736 577

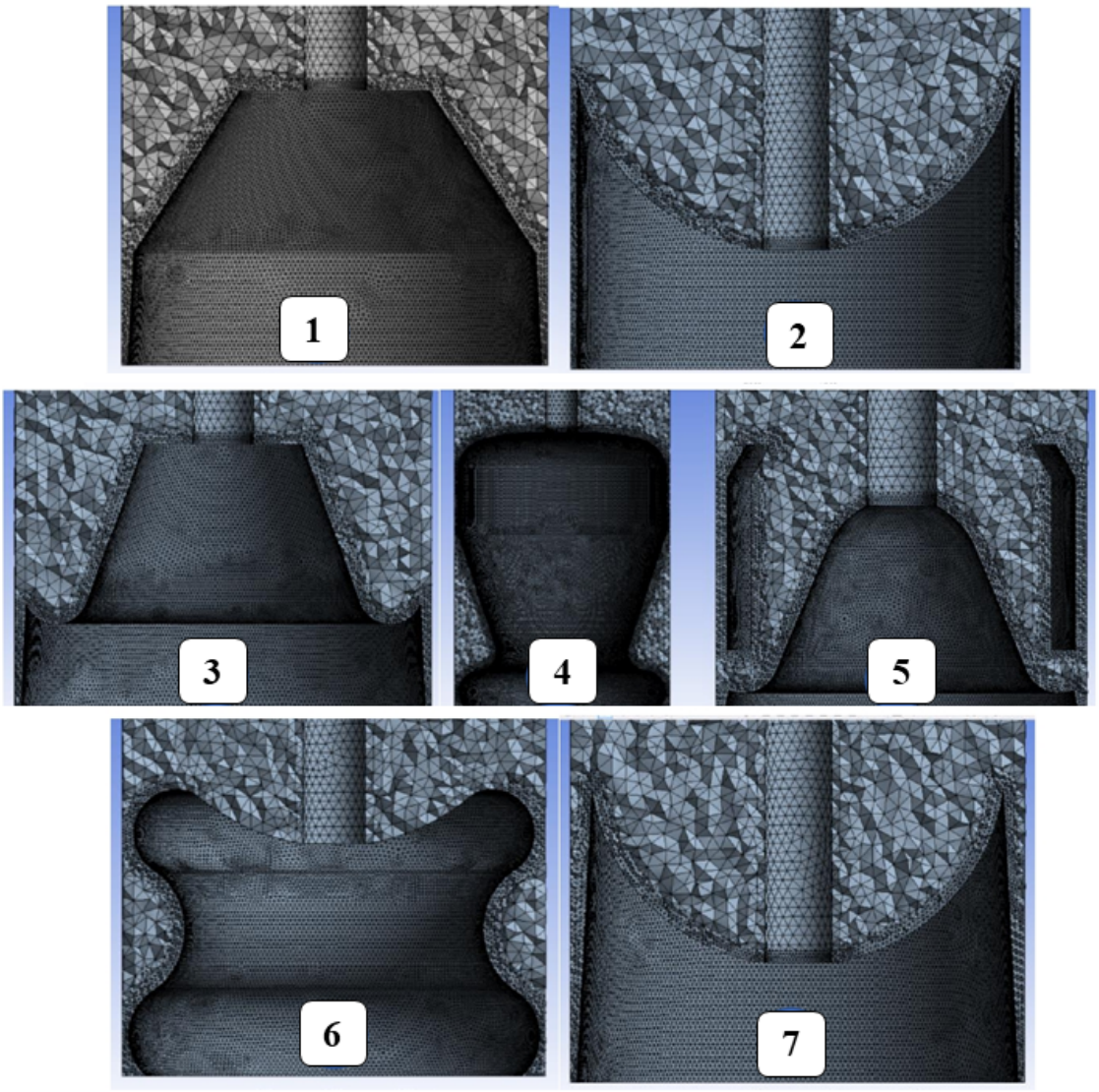


Figura 4.48 Detalle de la malla utilizada para los pistones analizados

Para garantizar la convergencia de resultados y el estado final del flujo durante la simulación se observó que el comportamiento de las variables de monitoreo no fluctuara entre iteraciones. Las variables seleccionadas fueron las siguientes: flujo másico de entrada y salida; velocidad de salida en la brecha; velocidad en el dominio de fluido; presión en el dominio de fluido y turbulencia en el dominio de fluido. En la Figura 4.49, Figura 4.50, Figura 4.51, Figura 4.52 y Figura 4.53 se presentan los resultados de convergencia para las diferentes variables obtenidas para el pistón 1. Para todos los casos se obtuvieron gráficos con los valores de las variables de monitoreo constantes lo que garantiza la solución final del flujo. En lo referente a los valores residuales, (Figura 4.54) para todos los casos se obtuvieron

valores menores a $1x10^{-3}$ tal y como lo recomienda en manual de ANSYS Fluent (ANSYS Inc, 2019).

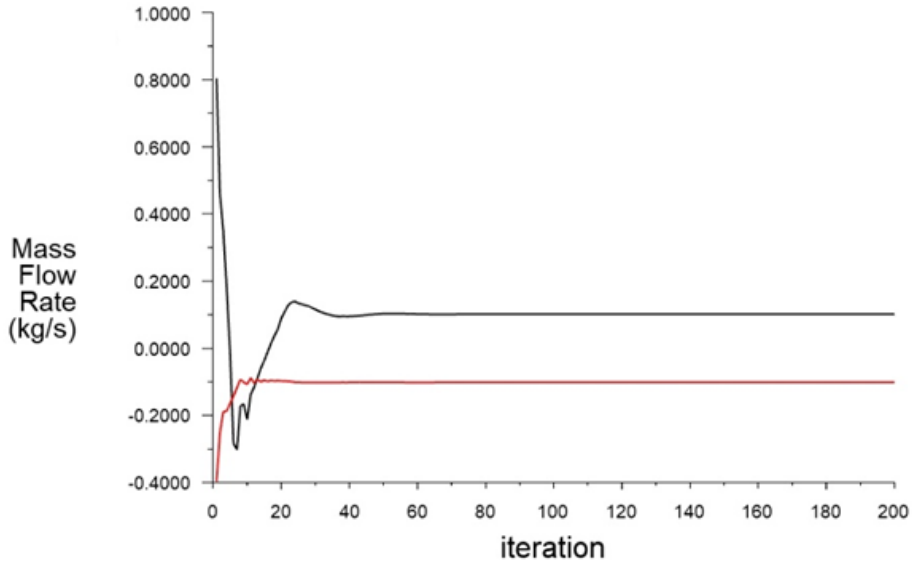


Figura 4.49 Variación del flujo másico de entrada y salida en el dominio de fluido en función del número de iteraciones. Pistón 1

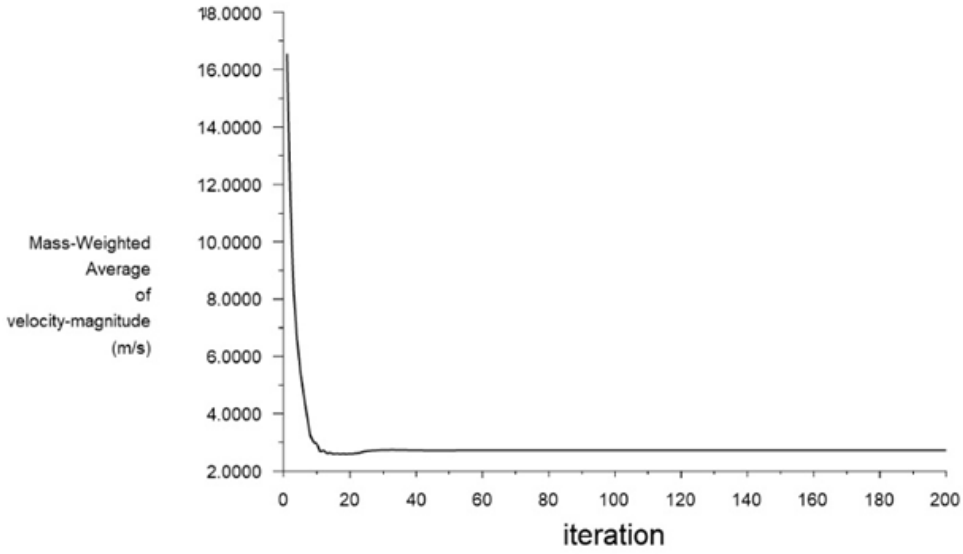


Figura 4.50 Variación de la velocidad de flujo en la brecha en función del número de iteraciones. Pistón 1.

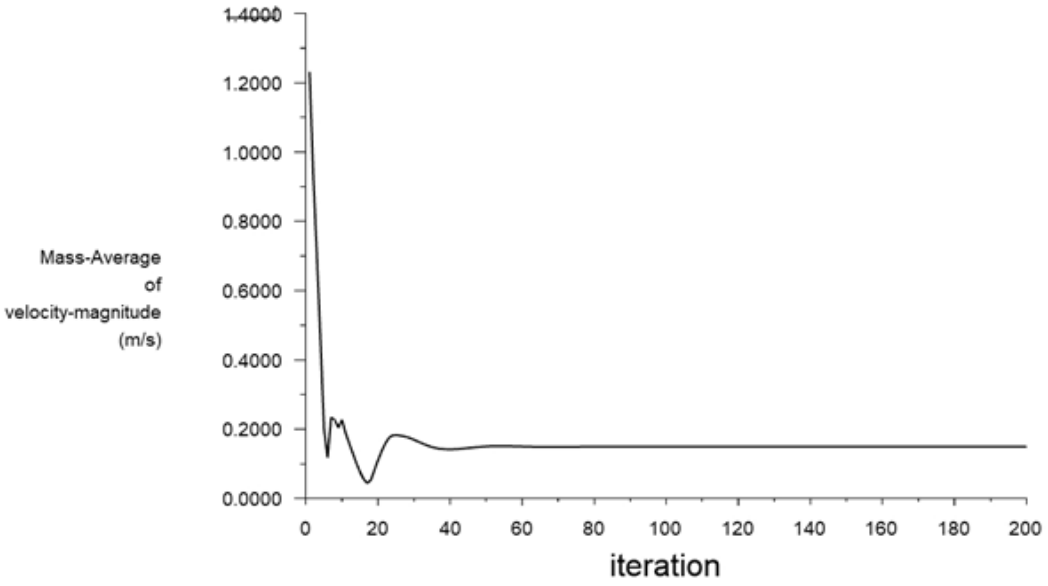


Figura 4.51 Variación de la velocidad en el dominio de fluido en función del número de iteraciones. Pistón 1

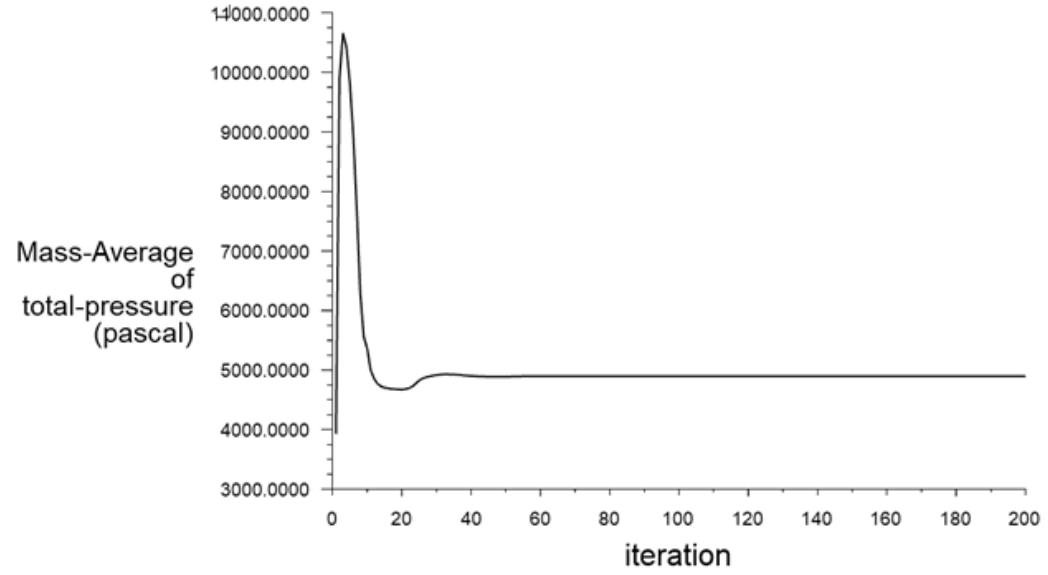


Figura 4.52 Variación de la presión en el dominio de fluido en función del número de iteraciones. Pistón 1

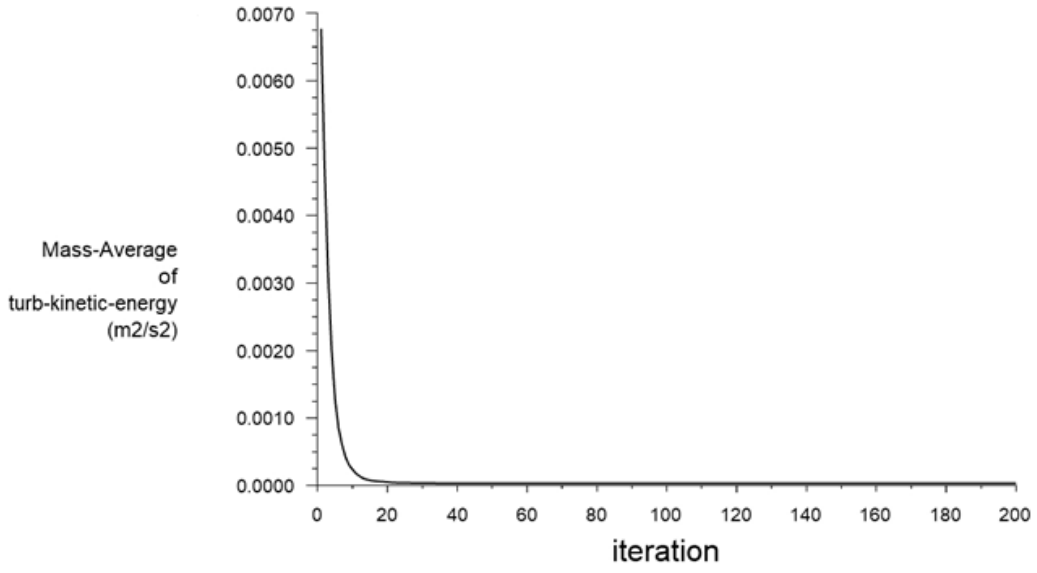


Figura 4.53 Variación de la turbulencia en el dominio de fluido en función del número de iteraciones. Pistón 1.

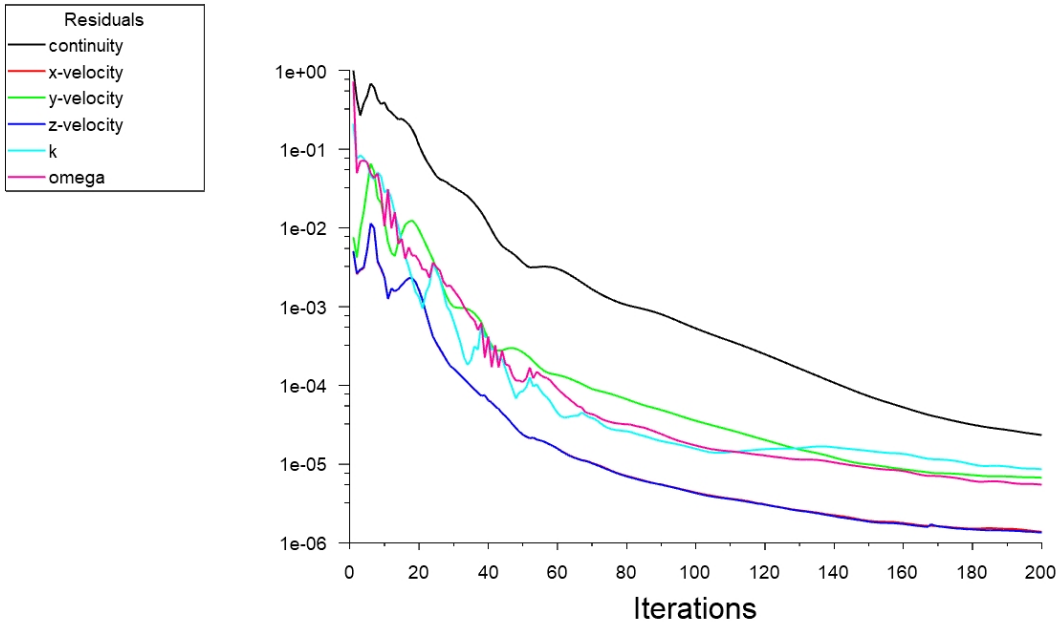


Figura 4.54 Gráfica de los valores residuales de las ecuaciones de continuidad, momentum y el modelo de turbulencia empleado en función del número de iteraciones. Pistón 1.

4.2.4.2 Comparativa del caudal de descarga teórico y el caudal de descarga obtenido mediante simulación numérica.

Como análisis previo a la evaluación de las geometrías alternativas de pistón, se comparó el flujo de fuga obtenido mediante el modelo matemático propuesto por Smulders y Rijs (2006) y el obtenido mediante la simulación numérica en ANSYS Fluent. Resultando que, para el

modelo matemático se tiene una pérdida por flujo de fuga 14% mayor a la obtenida mediante simulación numérica (Tabla 4.28).

Tabla 4.28 Comparativa del flujo de fuga del pistón 1

Método de cálculo	Flujo de fuga (l/s)
Modelo matemático de Smulders y Rijs (2006)	0.119
Simulación numérica en ANSYS Fluent	0.102

Esta diferencia en el flujo de fuga se atribuye al hecho de que el modelo matemático (Smulders y Rijs, 2006) únicamente toma en cuenta el área en la salida de la brecha del pistón y una velocidad del flujo estimada con base en la distancia entre pistones y la carga de agua (0.5 m para este caso) para obtener el flujo de retorno. Sin embargo, el empleo de ANSYS Fluent permitió obtener este flujo de fuga tomando en cuenta no solamente el tamaño de la brecha, sino también la forma del pistón y la presencia de turbulencia, teniendo todo el campo de velocidad previo a la salida del flujo por la brecha, así como los efectos de la turbulencia y viscosidad del flujo, brindando un resultado más certero.

En la Figura 4.55 se presenta la comparativa del caudal de descarga utilizando ambos métodos de cálculo en función de la velocidad del pistón. Igualmente, se obtuvieron las curvas comparativas de la eficiencia volumétrica en función de la velocidad del pistón (Figura 4.56), lo cual concuerda con los resultados experimentales obtenidos por Blanken (2009). En su investigación obtuvieron mayores eficiencias volumétricas comparadas con las obtenidas mediante el mismo modelo matemático (Figura 4.57) en una bomba de cuerda con altura de bombeo de 5 m, diámetro del pistón de 34 mm, distancia entre pistones de 0.6 m y brecha de 0.5 mm.

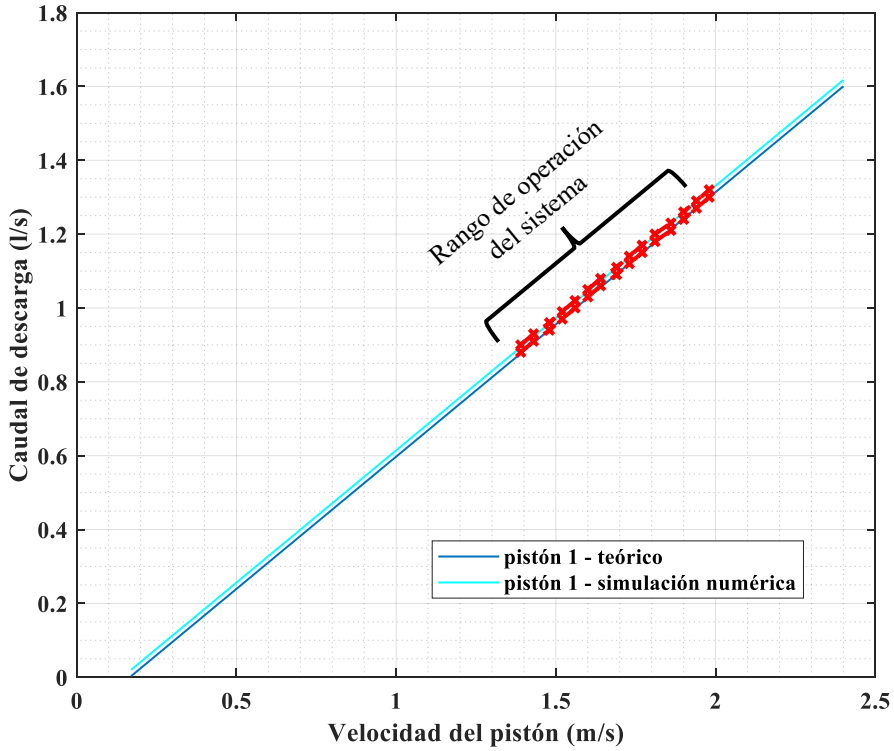


Figura 4.55 Comparativa del caudal de descarga obtenido mediante el modelo matemático y la simulación numérica. Pistón 1.

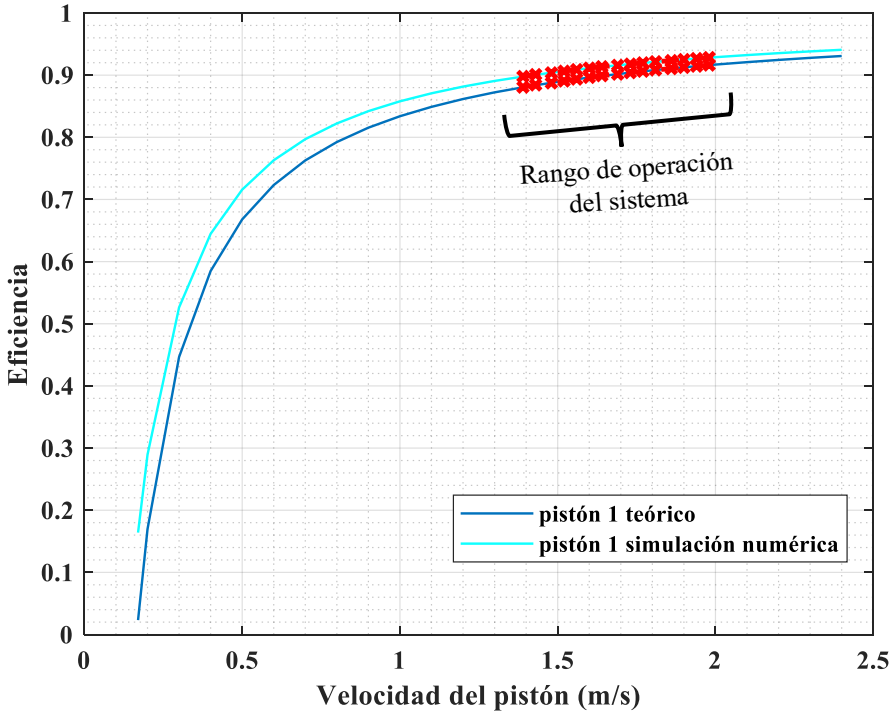


Figura 4.56 Comparativa de la eficiencia volumétrica obtenida mediante el modelo matemático y la simulación numérica. Pistón 1

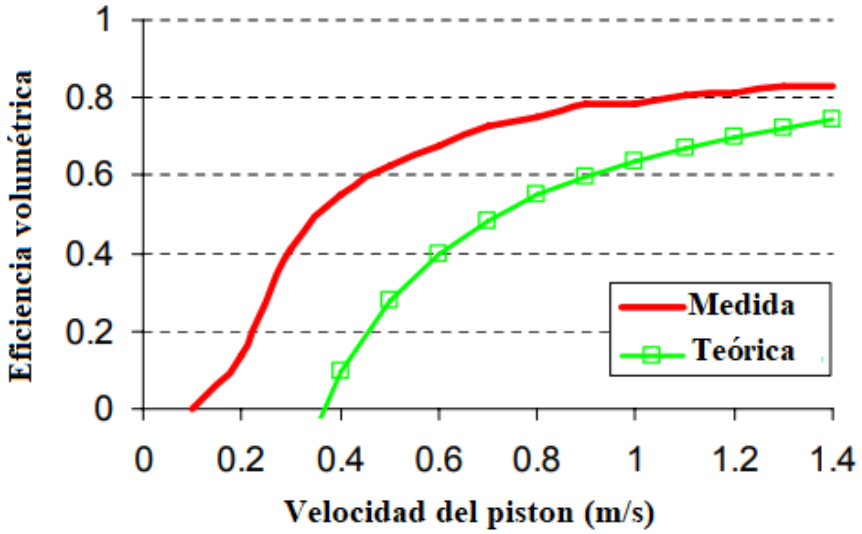


Figura 4.57 Eficiencia volumétrica teórica vs eficiencia volumétrica experimental obtenida por Blanken (2009).

4.2.4.3 Análisis y evaluación de geometrías alternativas del pistón.

Para evaluar los diseños de pistón propuestos se utilizaron diferentes criterios:

1.- Flujo de fuga obtenido mediante la simulación en ANSYS Fluent.

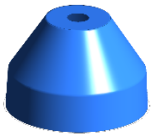
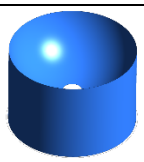
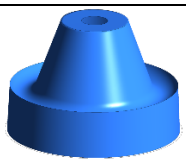
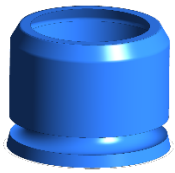
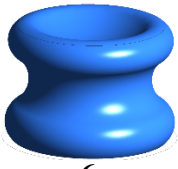
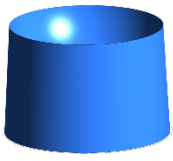
2.- Tiempo de retención hidráulico, es decir, se obtuvo el tiempo en que tardaría en vaciarse una sección de la tubería de elevación permitiendo de esta manera evaluar cuál de los pistones retenía por mayor tiempo el flujo.

3.- Campos de velocidad y turbulencia

En la Tabla 4.29 se presentan los resultados obtenidos para cada uno de los pistones. La primera columna corresponde al flujo de fuga, teniendo que el pistón 2 es el que presenta el menor caudal de retorno, reduciendo las pérdidas en un 49% comparado con el pistón 1 (pistón tipo). Por su parte, el pistón 4 disminuyó en un 15% el flujo de fuga. Por otro lado, los pistones 5 y 6 aumentaron el flujo de retorno comparado con el pistón tipo.

Al evaluar el tiempo de retención, se obtuvo que el pistón 2 es el que tardaría mayor tiempo en vaciarse con un tiempo estimado mayor a los 6 segundos. Finalmente, se registró la velocidad del flujo a la salida del pistón considerando que una menor velocidad corresponde a una menor pérdida. En este caso, el pistón que presentó menor velocidad de flujo en la salida fue el 4, seguido del pistón 2 y el pistón 6.

Tabla 4.29 Comparativa de los criterios considerados en la evaluación de los pistones

Pistón	Flujo de fuga (l/s)	Porcentaje de disminución del flujo de fuga en comparación del pistón 1	Tiempo de retención (s)	Velocidad a la salida del pistón (m/s)
 **1**	0.102	0	3.3	2.73
 **2**	0.051	49.6%	6.7	1.39
 **3**	0.095	6.8%	3.6	2.54
4	0.086	15.1%	3.8	0.82
 **5**	0.149	-46.7% (representa aumento de flujo)	2.3	2.86
 **6**	0.171	-68.1% (representa aumento de flujo)	2.0	1.92
 **7**	0.098	3.8%	3.5	2.62

En la Figura 4.58 se presentan las curvas del caudal de descarga que corresponde a cada uno de los pistones propuestos observando que, con el pistón 2 se obtuvo un mayor caudal de

descarga para todo el rango de las velocidades de operación del pistón. Por otra parte, el pistón 6 fue con el que se obtuvo un menor caudal de descarga. Además, se obtuvo la eficiencia volumétrica de la bomba al operar con los pistones propuestos (Figura 4.59). El resultado fue que la mejor eficiencia corresponde al pistón 2 seguida del pistón 4 y el pistón 3. Cabe destacar que, con estos 3 pistones, se presenta una mejor eficiencia y mayor caudal de descarga en comparación con el pistón tipo.

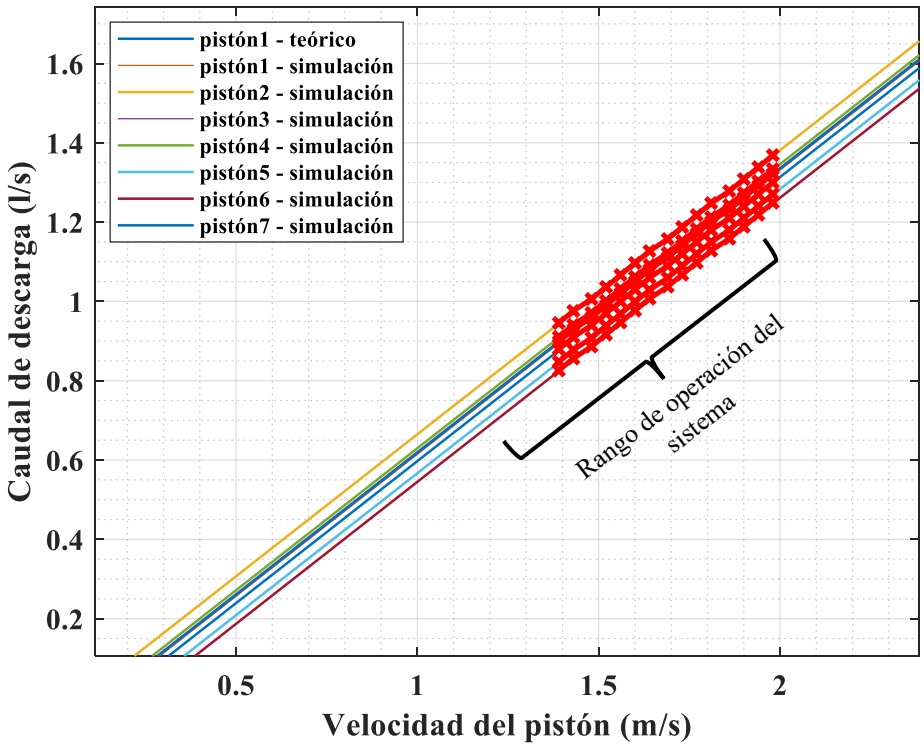


Figura 4.58 Caudal de descarga en función de la velocidad del pistón. Pistones propuestos

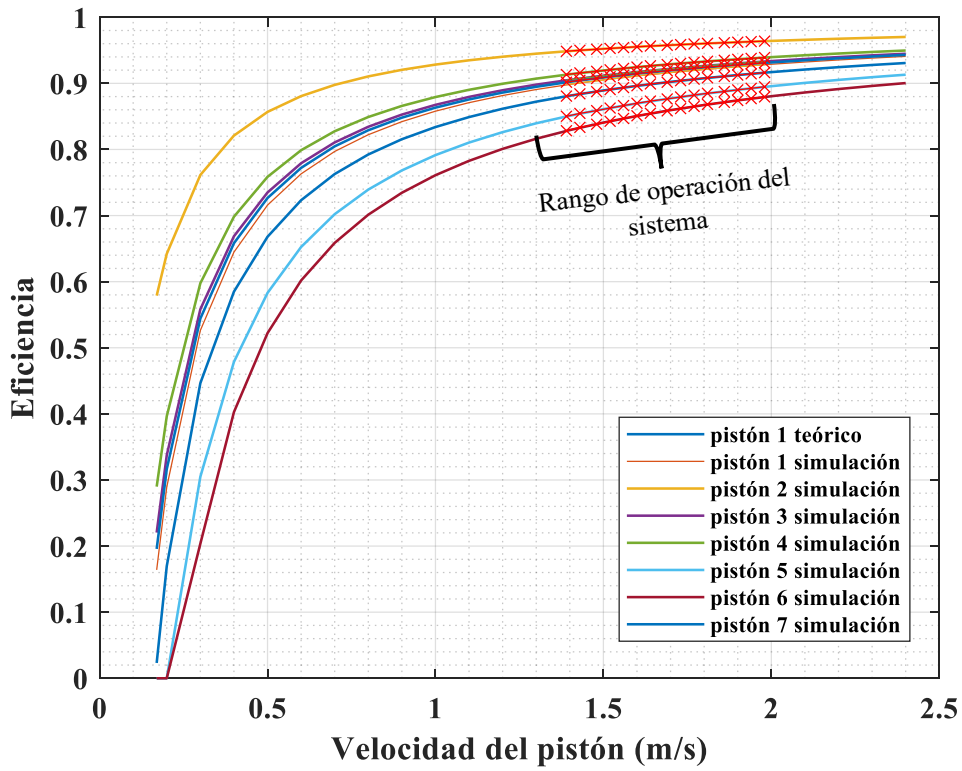


Figura 4.59 Eficiencia volumétrica en función de la velocidad del pistón. Pistones propuestos

En la Tabla 4.30 se presenta una matriz de análisis de resultados, en la cual, 3 asteriscos indican que el pistón fue el mejor evaluado en esa categoría, 2 asteriscos indican que el pistón fue el segundo mejor evaluado en esa categoría y un asterisco indica que el pistón fue el tercer mejor evaluado en esa categoría.

De acuerdo con los criterios de evaluación considerados hasta el momento, el pistón 2 fue la mejor opción para disminuir las pérdidas por flujo de fuga ya que se ubica dentro de los 3 mejores pistones en todas las categorías evaluadas. Sin embargo, se recomienda evaluar de manera operativa en estudios futuros el pistón 2, 3 y 4 siendo éstos considerados como los mejores al presentar mayores caudales de descarga y mejores eficiencias en comparación con el pistón tipo. La evaluación se recomienda con la finalidad de poder evaluar otros criterios tales como; la fácil accesibilidad de entrada a la guía.

Tabla 4.30 Matriz de selección del pistón óptimo

Pistón	Flujo de fuga (l/s)	Tiempo de retención	Velocidad a la salida
1	-	-	-
2	***	***	**
3	*	*	-
4	**	**	***
5	-	-	-
6	-	-	*
7	-	-	-

En la Figura 4.60 y Figura 4.61 se presentan los campos de velocidad y turbulencia respectivamente para todas las geometrías propuestas. En lo referente a los campos de velocidad puede observarse un aumento de la velocidad del flujo en la brecha para todos los casos. Sin embargo, en el pistón 6 es en el que se presenta la mayor velocidad del flujo en la parte más baja del pistón. En el pistón 2 la velocidad se conserva a lo largo de la brecha a diferencia del pistón 4 en el cual en la parte superior de la brecha aumenta la velocidad del flujo, posteriormente ésta disminuye, lo que evita altas velocidades en la parte baja del pistón reduciendo de esta manera el flujo de fuga.

Con respecto a los campos de turbulencia, todas las geometrías presentaron aumento de turbulencia en la sección de la brecha, siendo el pistón 5 en el que esta turbulencia fue menor lo que provocó el paso libre de flujo, teniendo mayores pérdidas por flujo de fuga en comparación con el pistón tipo e incluso de los pistones 2, 3, 4 y 7.

Para finalizar con el análisis de pistones, se validaron de manera experimental los resultados obtenidos mediante la simulación numérica. Los detalles y resultados de los experimentos se presentan de manera detallada en el Anexo 14. Sin embargo, cabe destacar que mediante las pruebas experimentales se logró corroborar la exactitud y confiabilidad de los datos obtenidos mediante la simulación numérica llegando a tener incluso diferencias menores al 5% entre lo experimental y lo simulado.

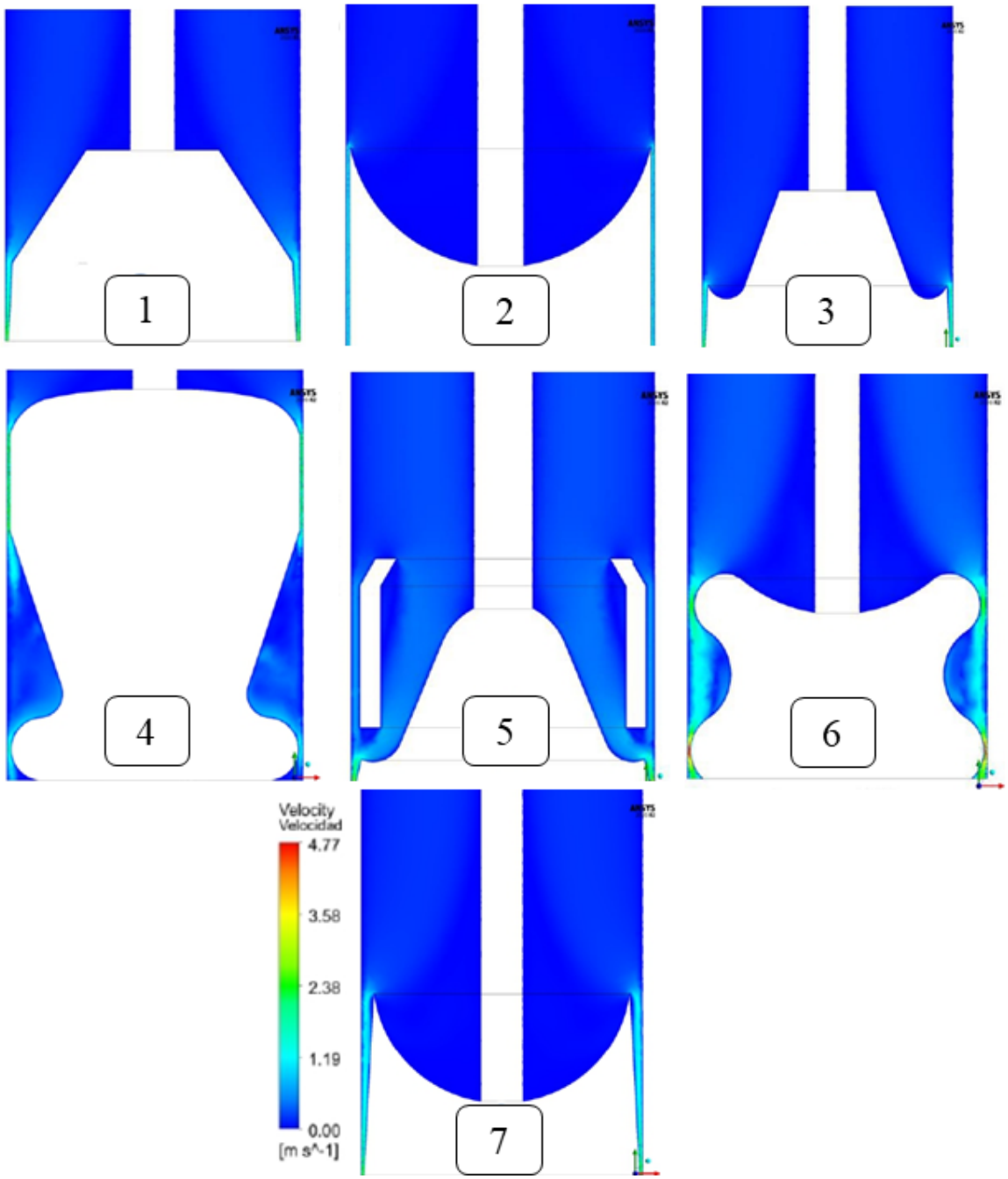


Figura 4.60 Comparación de los campos de velocidad de los pistones propuestos

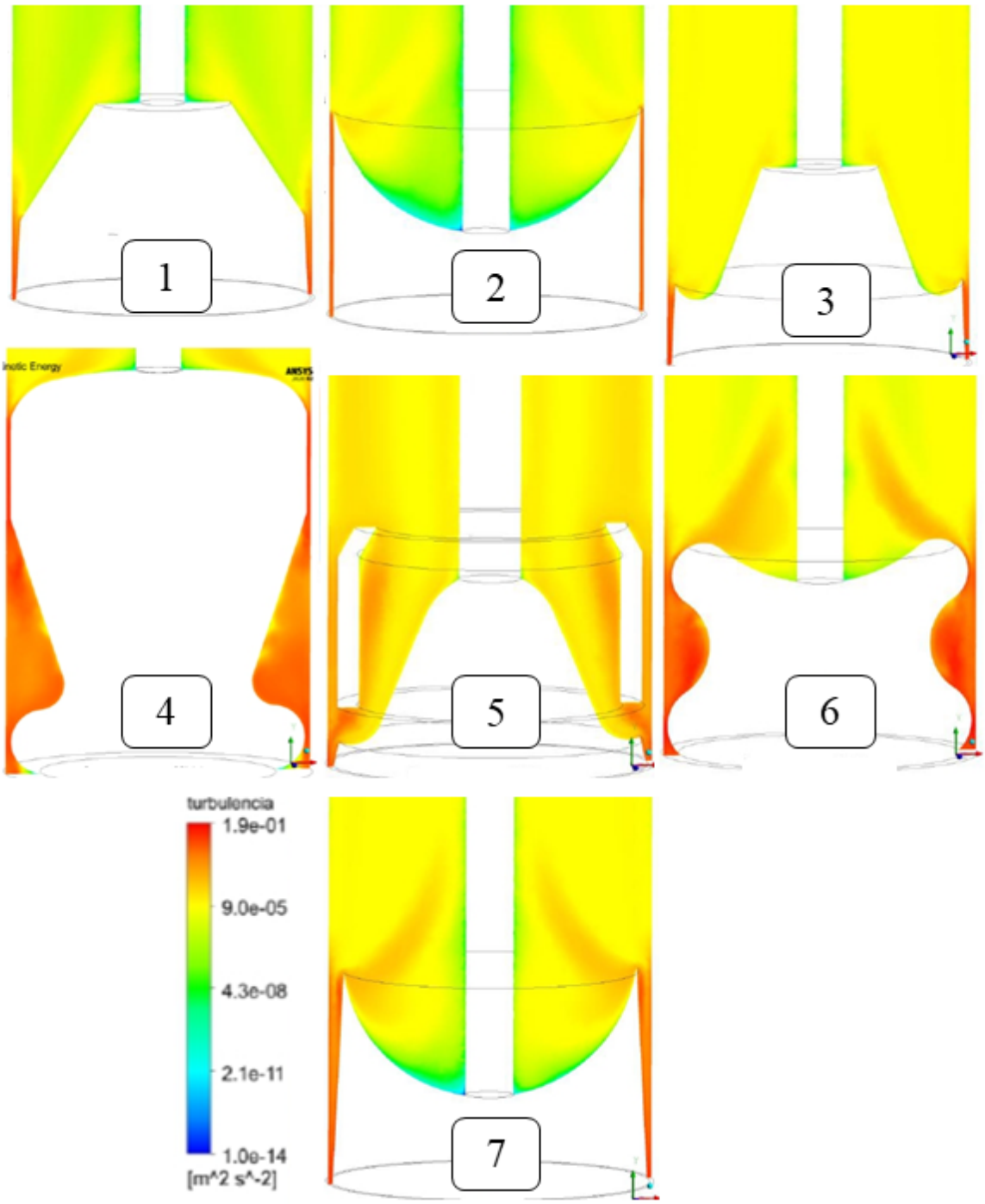


Figura 4.61 Comparación de los campos de turbulencia de los pistones propuestos

4.3 Generador eléctrico

En esta sección se describe el procedimiento realizado para obtener el diámetro de la polea conducida que acciona al generador eléctrico. En este punto fue necesario considerar los cuatro casos de estudio, ya que como prioridad en el diseño de la transmisión se tomó en cuenta el sistema de bombeo. Con base en la altura de bombeo se tiene un eje conducido con diferente torque y velocidad angular para cada caso, por lo que la velocidad de entrada al generador también será distinta para los 4 sistemas propuestos. Posteriormente, se presenta la potencia eléctrica estimada considerando dos opciones: un sistema de transmisión simple y un sistema de transmisión compuesto.

4.3.1 Estimación del diámetro de la polea conducida del generador

Con base en el esquema presentado en la Figura 4.62, el eje conducido principal tiene acoplada una polea denominada polea conductora del generador, la cual tiene un diámetro de igual tamaño al de la polea conducida principal del sistema. En la Tabla 4.31 se presentan los diámetros de estas poleas correspondientes a cada caso de estudio (caso 1: bomba con 6 m de altura, caso 2: bomba con 10 metros de altura, caso 3: bomba con 20 metros de altura y caso 4: bomba con 30 metros de altura).

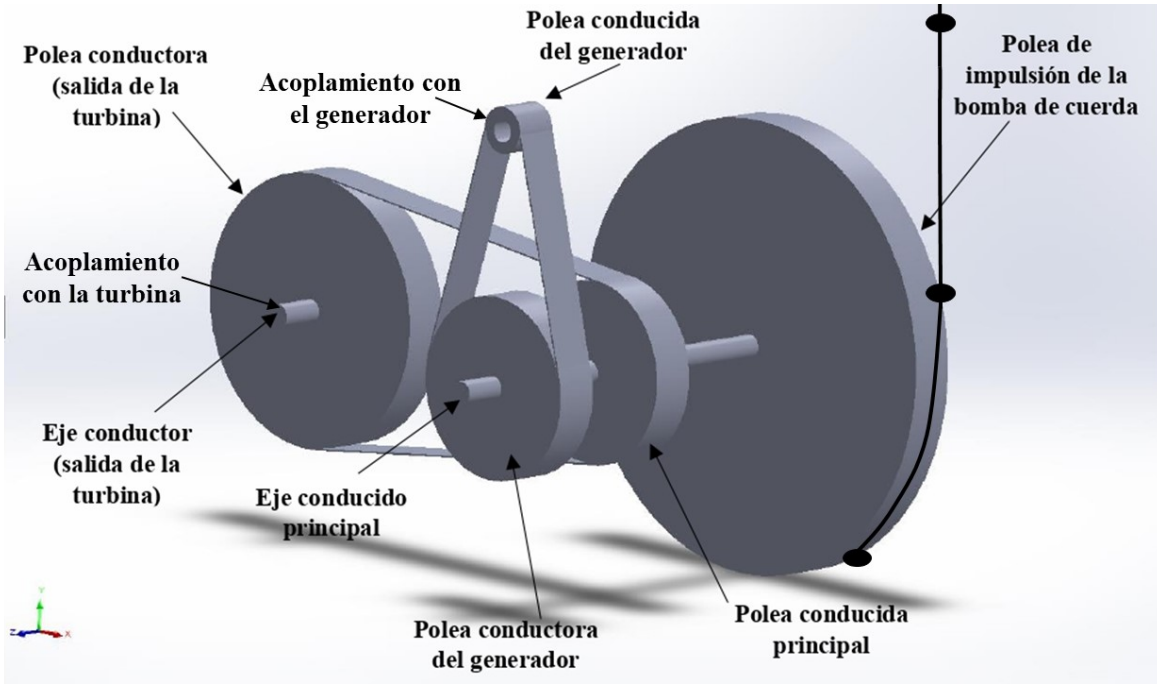


Figura 4.62 Esquema del sistema de transmisión de potencia

De acuerdo con la ecuación 2.13, a mayor voltaje y corriente de salida se obtiene una mayor potencia eléctrica y, tomando en cuenta que el voltaje y corriente aumentan al incrementar las rpm de entrada al generador, fue prioridad maximizar esta velocidad de entrada. Es por ello, que se consideró la máxima relación de transmisión recomendada 1:5 (Nieto, et al., 1985). En la Tabla 4.31 se presentan los diámetros correspondientes para cada caso de estudio. Cabe mencionar, que para todos los casos se garantiza el torque mínimo requerido del generador (1.146 Nm).

Tabla 4.31 Diámetro de las poleas conductora y conducida del generador eléctrico para cada altura de bombeo

Caso de estudio/Altura de bombeo	Diámetro de la polea conductora del generador (m)	Diámetro de la polea conducida del generador (m)	Torque en la polea conducida del generador (Nm)
1/ 6m	0.242	0.048	4.6
2/ 10m	0.189	0.038	3.6
3/ 20m	0.231	0.046	4.4
4/ 30m	0.210	0.042	4

Por otra parte, en la Tabla 4.32 se presenta la potencia eléctrica obtenida para cada caso de estudio en función de las rpm de operación, considerando el sistema de transmisión simple con relación de velocidad 1:5. La máxima generación se obtuvo para el caso 2 con una potencia de 100 W alcanzando una velocidad de rotación de 379 rpm. Por otra parte, para los casos 1 y 3 no hay generación de energía en los primeros intervalos de rpm obtenidos con la transmisión, debido a que no se alcanzan la rpm mínimas requeridas para el accionamiento de la generación por lo que para estos casos sería indispensable el uso del sistema de transmisión compuesto.

Adicionalmente, se realizó el mismo análisis empleando un sistema de transmisión múltiple, con el fin de aumentar las rpm de entrada al generador. Este sistema consiste en acoplar una polea más pequeña (relación 1:2) a la polea conducida del generador, obteniendo de esta manera una relación de velocidad total (1:10). En la Tabla 4.33 se presenta el diámetro de la polea propuesta para cada caso.

Tabla 4.32 Potencia eléctrica - sistema de transmisión 1:5

Caso 1		Caso 2		Caso 3		Caso 4	
RPM	**Potencia eléctrica (W)**	**RPM**	**Potencia eléctrica (W)**	**RPM**	**Potencia eléctrica (W)**	**RPM**	**Potencia eléctrica (W)**
208	0.0	266	20.2	218	0.0	239	7.6
214	0.0	274	24.5	224	1.5	247	10.8
221	0.2	282	29.0	231	4.0	254	14.1
227	2.5	290	33.7	237	6.7	261	17.7
233	5.1	298	38.7	244	9.6	268	21.4
240	7.7	306	43.8	250	12.6	276	25.3
246	10.5	314	49.2	257	15.7	283	29.4
252	13.4	322	54.8	264	19.0	290	33.7
258	16.4	330	60.7	270	22.5	297	38.2
265	19.6	338	66.7	277	26.1	305	42.8
271	22.9	346	73.0	283	29.8	312	47.6
277	26.4	354	79.5	290	33.7	319	52.6
284	30.0	363	86.2	297	37.7	326	57.7
290	33.7	371	93.2	303	41.9	334	63.1
296	37.6	379	100.3	310	46.3	341	68.6

Tabla 4.33 Diámetro de la polea conductora del generador eléctrico - transmisión múltiple

Caso de estudio	Diámetro de la segunda polea conducida del generador (m)	Torque (Nm)
1	0.024	2.3
2	0.019	1.8
3	0.023	2.2
4	0.021	2.0

Por otra parte, es importante tomar en cuenta el espacio disponible de construcción del prototipo por lo que esta segunda transmisión sólo debe ser considerada como una alternativa para aumentar la producción de energía eléctrica. En la Figura 4.63, Figura 4.64, Figura 4.65 y Figura 4.66 se presenta la potencia eléctrica para cada caso de estudio empleando ambos tipos de transmisiones propuestos. En los gráficos se puede observar el comportamiento esperado, al aumentar las rpm en el generador se tiene mayor cantidad de energía eléctrica en todos los casos, haciendo uso del sistema del transmisión múltiple. Para el caso 2, se obtuvo la máxima generación de energía con una velocidad de rotación de 757 rpm y una potencia eléctrica de 685 W, seguido del caso 4 con 681 rpm y 529 W de potencia eléctrica.

Por otra parte, para el caso 1 fue para el que se obtuvo menor capacidad de generación alcanzando una velocidad máxima de 592 rpm con una potencia de 371 W.

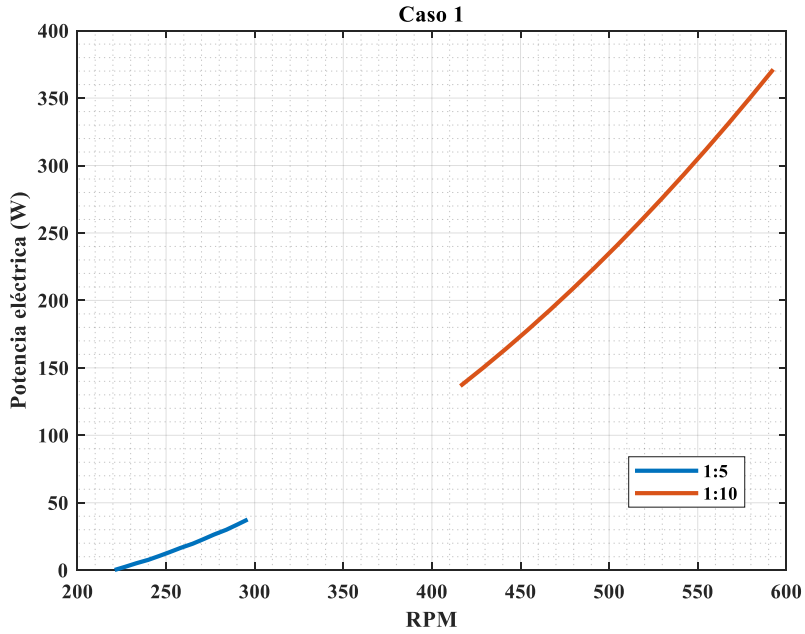


Figura 4.63. Comparativa de la potencia eléctrica con relaciones de transmisión 1:5 y 1:10 en la polea del generador. Caso 1 con 6m de altura de bombeo.

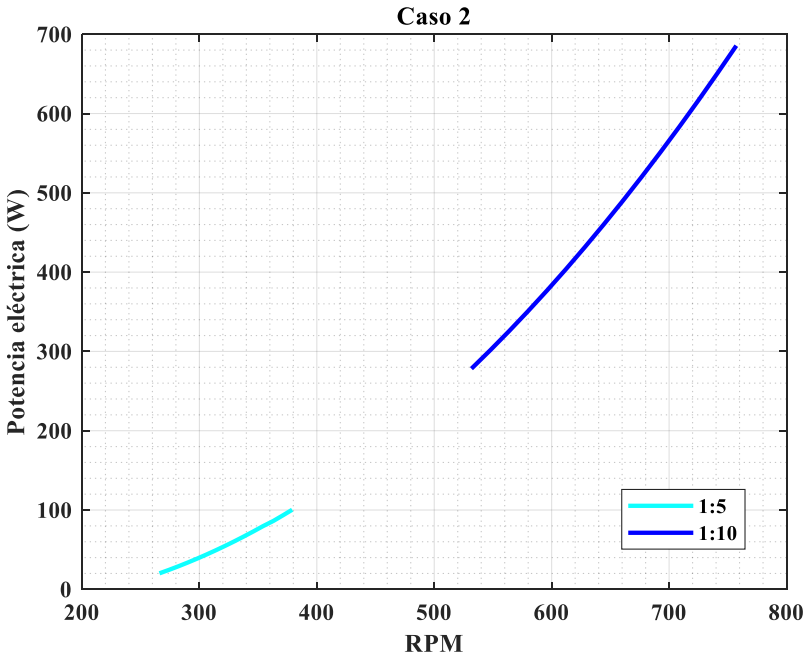


Figura 4.64. Comparativa de la potencia eléctrica con relaciones de transmisión en la polea del generador de 1:5 y 1:10. Caso 2 con 10 m de altura de bombeo

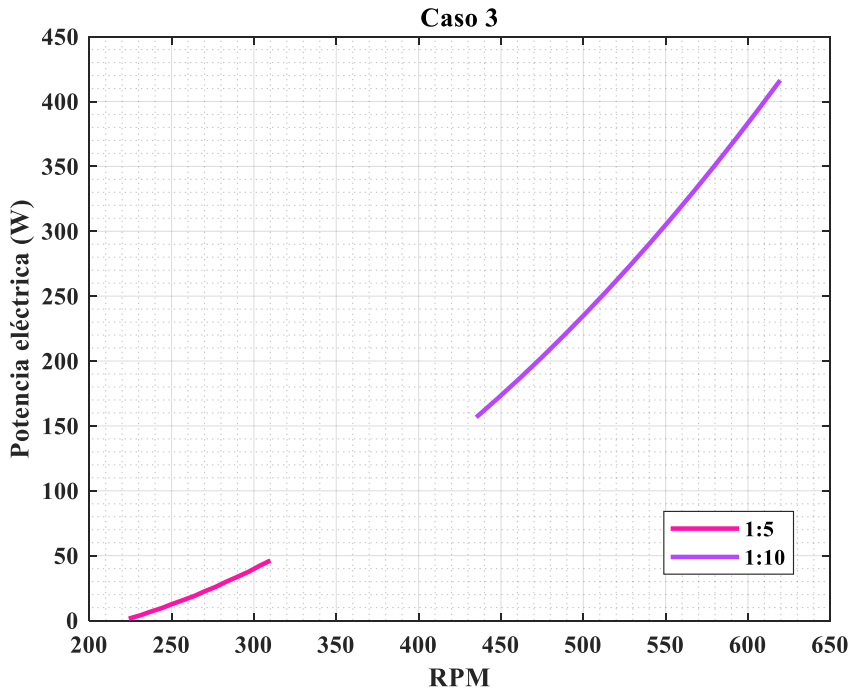


Figura 4.65 Comparativa de la potencia eléctrica con relaciones de transmisión en la polea del generador de 1:5 y 1:10. Caso 3 con 20 m de altura de bombeo

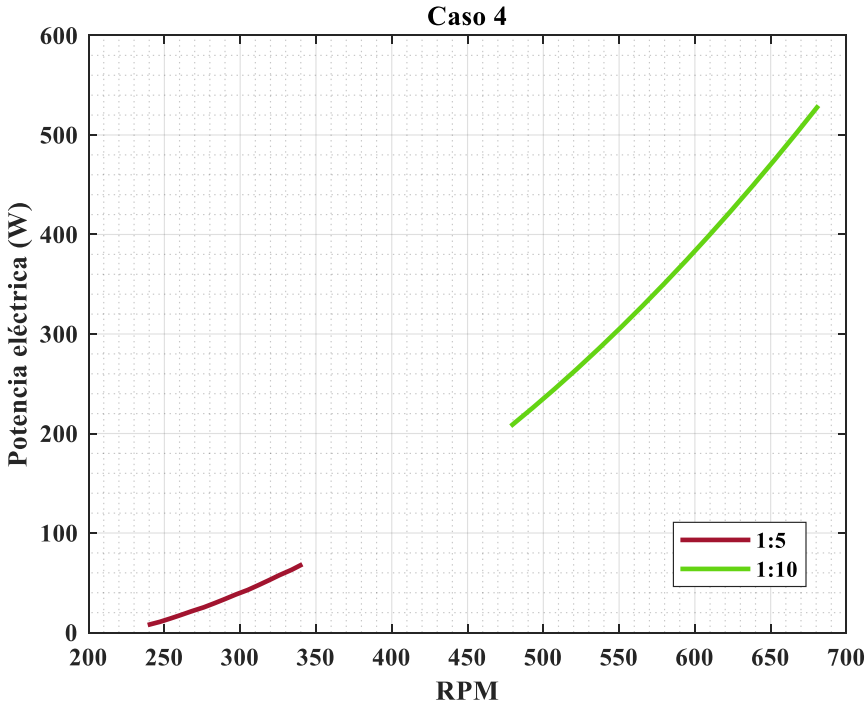


Figura 4.66. Comparativa de la potencia eléctrica con relaciones de transmisión en la polea del generador de 1:5 y 1:10. Caso 4 con 30m de altura de bombeo.

4.4 Acoplamiento del sistema

Hasta el momento, se han tratado temas relacionados con los componentes aislados del sistema, tales como la optimación del tornillo de Arquímedes, la optimación de los pistones de la bomba de cuerda, el diseño del sistema de transmisión y selección del generador eléctrico. Sin embargo, en esta sección se presentan los detalles del sistema acoplado, así como las curvas de operación de cada uno de los casos de estudio propuestos en esta investigación.

Se recuerda al lector, que esta investigación cuenta con 4 sistemas como casos de estudio, los cuales se diferencian por la altura de bombeo que alcanza la bomba de cuerda. En consecuencia, cada uno de estos tiene requerimientos diferentes de torque y, por lo tanto, distinto diseño en el sistema de transmisión. Como caso de estudio base se tomó el sistema que es capaz de bombear agua a una altura de 10 metros debido a que es el sistema que se construirá en las instalaciones del IITCA en un futuro cercano.

En la Figura 4.67 se presenta el diagrama general del sistema acoplado para el caso de los 10 metros de altura de bombeo. Por otra parte, para brindar mayor claridad del sistema, en la Figura 4.68 se observa el sistema desde diferentes vistas. Además, en el Anexo 15 pueden encontrarse los planos constructivos con la propuesta técnica del prototipo para instalarse en el canal del laboratorio de modelos hidráulicos del Instituto Interamericano de Tecnología y Ciencias del Agua.

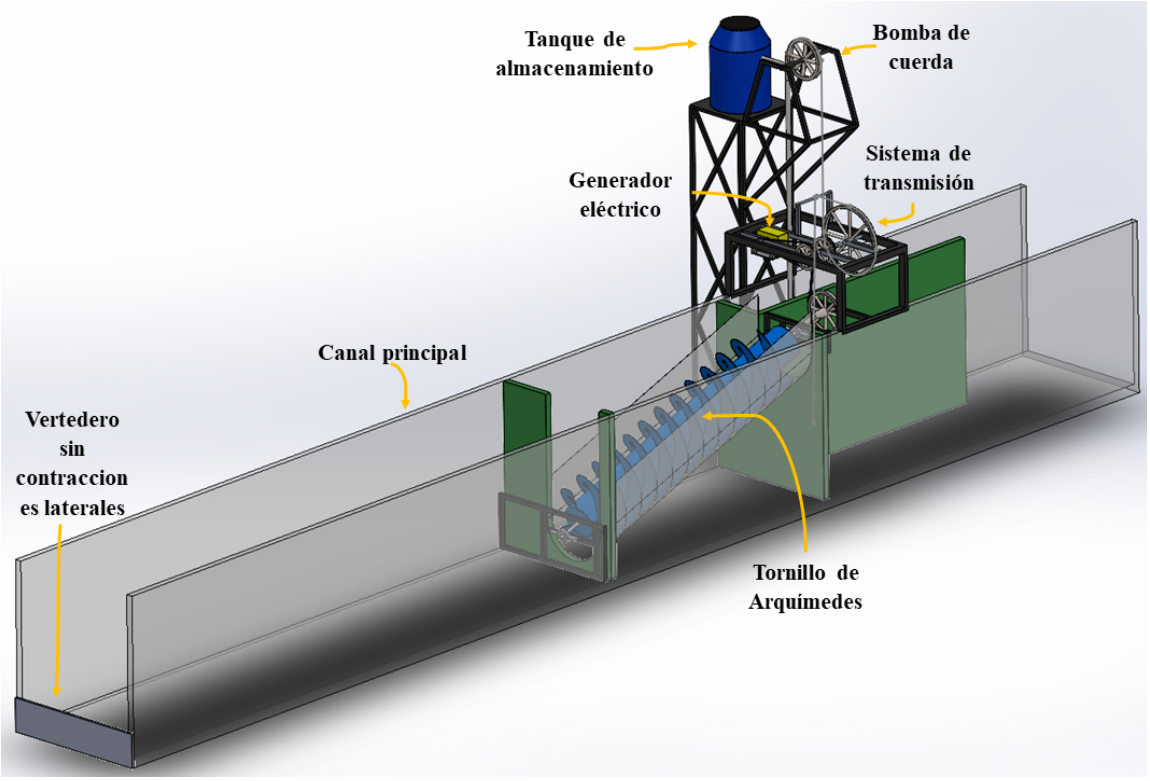


Figura 4.67 Acoplamiento del sistema de bombeo-generador de la turbina tipo tornillo de Arquímedes. Vista isométrica

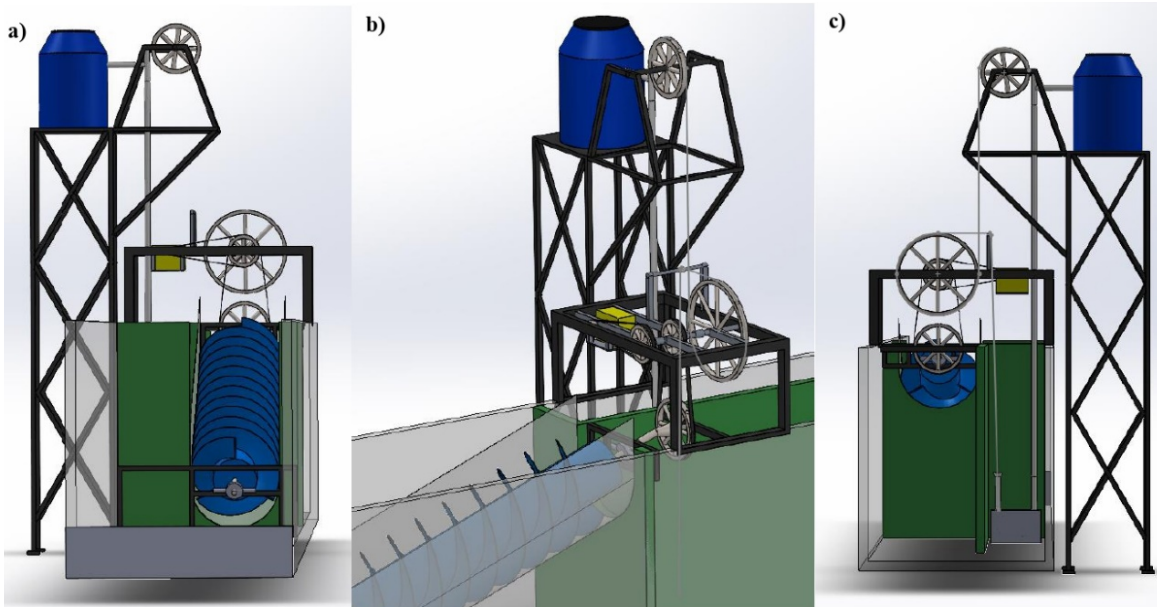


Figura 4.68 Vistas del sistema acoplado a) Frontal b) Isométrica c) Posterior

Para los cuatro casos de estudio se utilizó la misma turbina previamente optimada. Además, se consideró que ésta se encuentra operando en las condiciones de flujo óptimas. En la Tabla

4.34 se presenta un resumen con las características de la turbina y en la Figura 4.69 y Figura 4.70 la potencia mecánica y eficiencia en función de las rpm respectivamente.

Tabla 4.34 Características geométricas y condiciones de flujo y operación del tornillo de Arquímedes

Características geométricas del tornillo	Diámetro interior	0.248
	Diámetro exterior	0.497 m
	Paso	0.497 m
	Longitud del tornillo	2 m
	Número de álabes	3
	Ángulo de inclinación	20°
	Brecha	3 mm
Condiciones de flujo	Caudal de entrada	24.5 l/s
Operación de la turbina	Revoluciones por minuto	33 a 47
	Torque	29 Nm

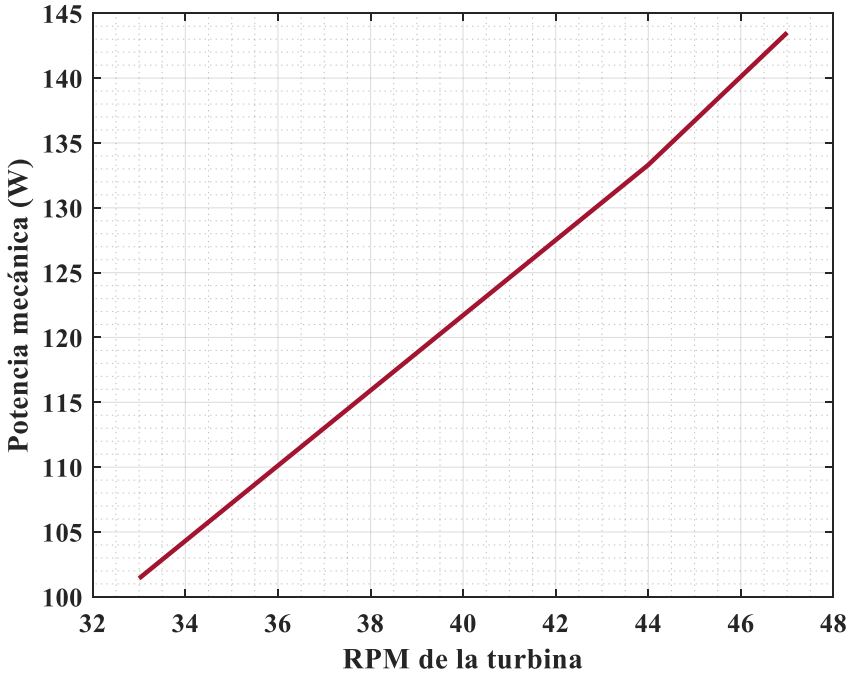


Figura 4.69 Potencia mecánica del tornillo de Arquímedes en función de las rpm. Caudal de operación de 24.5 l/s

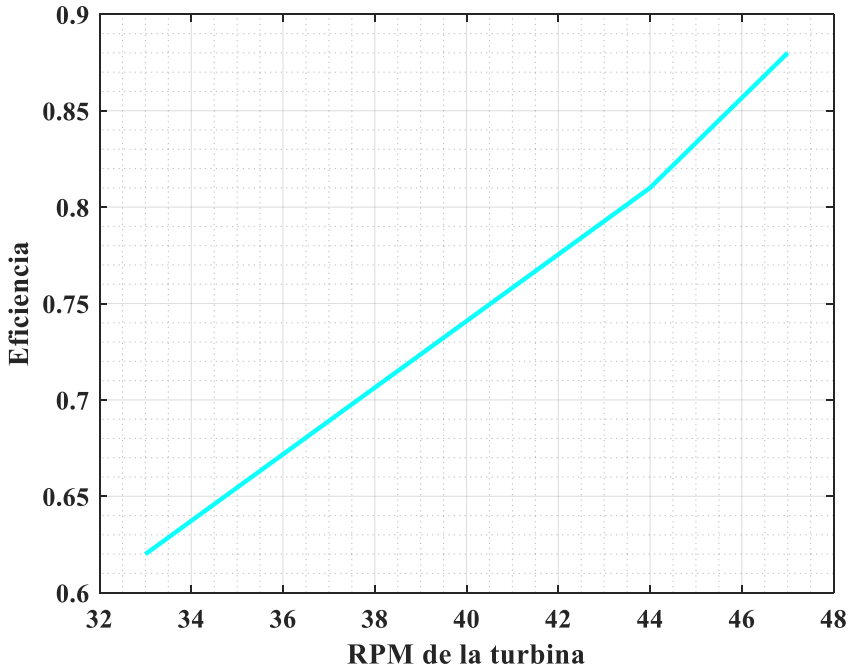


Figura 4.70 Eficiencia del tornillo de Arquímedes en función de las rpm. Caudal de operación de 24.5 l/s

El caudal de diseño se encuentra asociado con un tirante de entrada de 25 cm el cual, fue obtenido para un canal circular. Este tirante, se encuentra en la sección de entrada al canal, previo a la caída de flujo a través de la turbina, por lo que de acuerdo con lo recomendado en literatura (Dellinger et al., 2016) lo ideal es mantener este nivel en la sección inclinada del canal para garantizar el nivel de inmersión óptimo en la turbina y de esta manera obtener el torque y rpm requeridos para el correcto funcionamiento del sistema. Tomando en cuenta que, con una descarga libre no sería posible obtener el nivel de inmersión adecuado, se recomienda el uso de un vertedero sin contracciones laterales aguas abajo del sistema.

Considerando que en el canal de instalación tiene 1 metro de ancho y que el soporte de la turbina aguas abajo la eleva 5 cm, se requiere de una altura total de agua de 30 cm. De acuerdo con lo anterior, el vertedero deberá tener una altura de 25 cm para garantizar el nivel deseado (Figura 4.71).

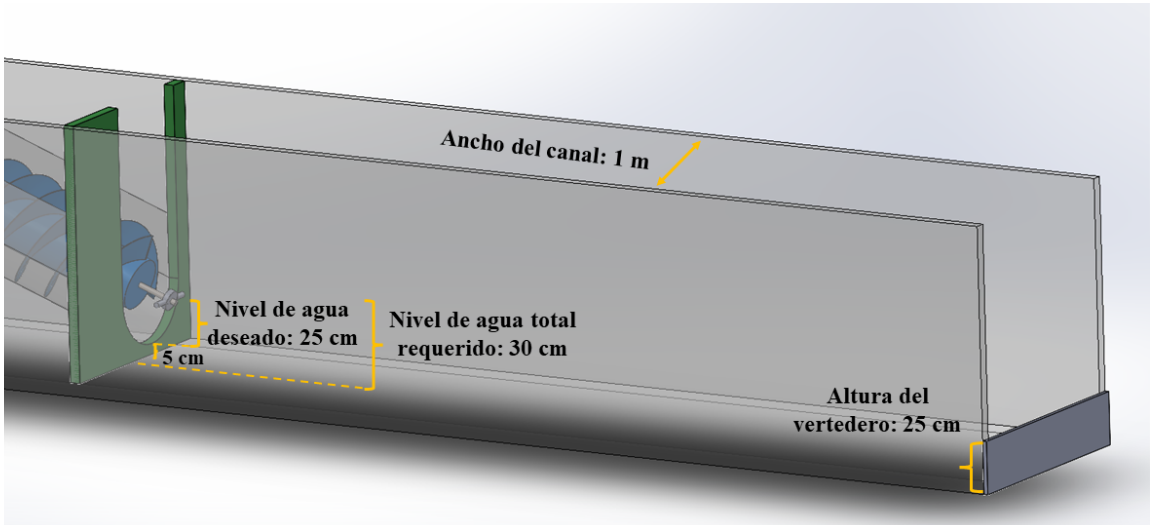


Figura 4.71 Cotas del nivel de agua deseado en el canal y vertedero.

Siguiendo con las características de bombeo para los 4 casos de estudio (alturas de bombeo de 6, 10, 20 y 30 m), la Figura 4.72 muestra el caudal de descarga de la bomba de cuerda en función de las rpm de la turbina, obteniendo que a mayor altura de bombeo el caudal disminuye y, a mayor velocidad de rotación de la turbina, mayor caudal de descarga se tendrá en todos los casos. Por otra parte, en la Figura 4.73 se presenta la eficiencia volumétrica de la bomba obteniendo valores mayores al 90% en todos los casos. Cabe destacar, que se consideró el pistón optimado (pistón 2) para obtener estas curvas (Figura 4.74).

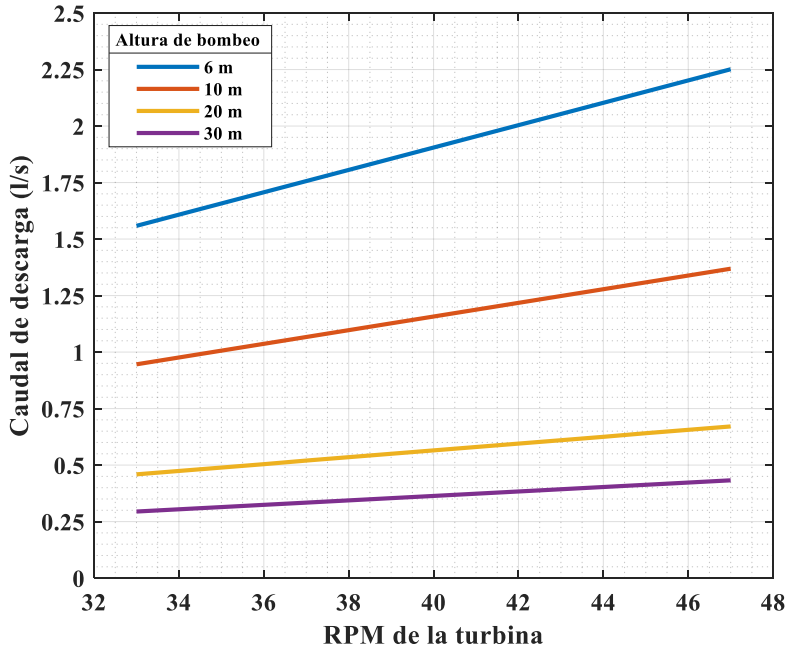


Figura 4.72 Caudal de descarga de la bomba de cuerda en función de las rpm de la turbina

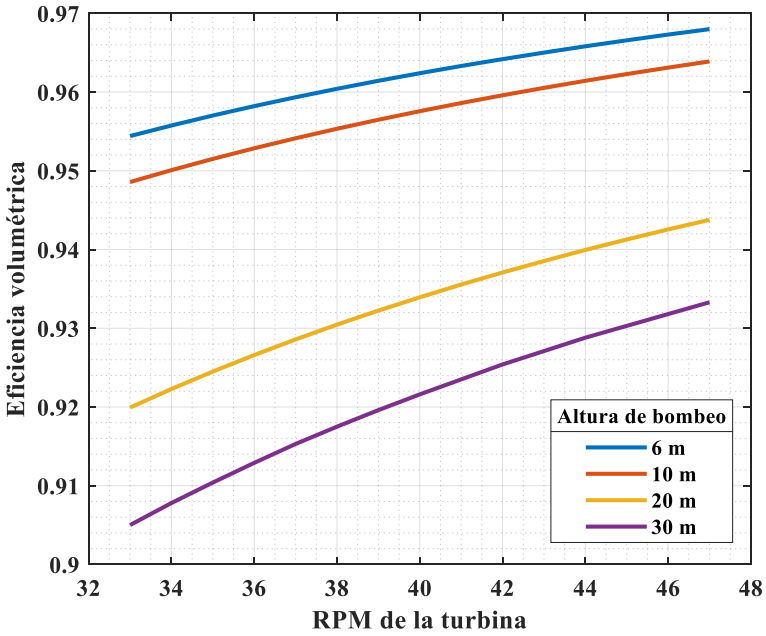


Figura 4.73 Eficiencia volumétrica de la bomba de cuerda en función de las rpm del tornillo de Arquímedes utilizando el pistón optimado.

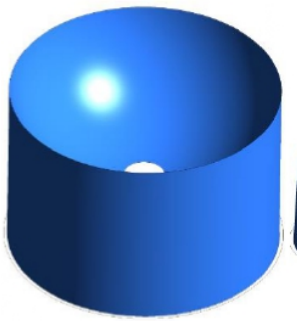


Figura 4.74 Pistón optimado de la bomba de cuerda

En la Tabla 4.35 se compara el caudal de descarga en litros por segundo del sistema propuesto con el de bombas de cuerda que operan otros tipos de accionamiento, tales como: bicicleta, energía solar, energía eólica etc. De acuerdo con los datos reportados en manuales y otros documentos (Bombas de Mecate S. A., 1998; Brikké y Bredero, 2003; Patrón, 2012; PRACTICA Foundation, 2004; Van der Wal et al., 2006; Van Hemert et al., 1992; Williams et al., 2011) el caudal de descarga obtenido con el sistema propuesto en este trabajo de investigación es mayor, con excepción del obtenido con el sistema motorizado. Sin embargo, el sistema propuesto presenta otras ventajas, ya que a diferencia del sistema motorizado éste no requiere de energía eléctrica ni sistema de combustión para su funcionamiento, por el contrario, el sistema es incluso capaz de generar electricidad. En lo referente al molino de

viento y energía solar como accionamiento de la bomba de cuerda, a pesar de ser una buena opción para el bombeo y aprovechar fuentes de energía renovables tienen la desventaja de ser intermitentes, por lo que no es posible garantizar el bombeo durante todo el año teniendo excedentes en algunas épocas y en otras no contar con la energía suficiente (Williams et al., 2011). En contraste, el sistema propuesto opera con un caudal de 24.5 l/s el cual es relativamente bajo, lo que favorece el bombeo incluso en temporada de estiaje en diversos ríos de México y el mundo. Además, el sistema propuesto es adaptable, ya que puede ser instalado en paralelo en sitios con mayor caudal para aprovechar mejor el recurso, o en serie en caso de que la demanda sea mayor a la que puede suministrar un sólo sistema. Finalmente, en comparación con los sistemas que requieren de accionamiento humano; manual y bicicleta, a pesar de que se construyen fácilmente, están limitados por la fuerza, la condición física del usuario y disponibilidad de tiempo invertido por éste.

Tabla 4.35 Comparativa del caudal de descarga de la bomba de cuerda con diferentes tipos de accionamiento en l/s.

Tipo de accionamiento	Manual	Bicicleta	Motorizado	Molino de viento	Energía solar	Sistema propuesto
6 m	1.17	0.72 - 0.75				1.56- 2.25
10 m	0.58 - 0.68	0.49 - 0.52	2	0.012 - 0.12	0.012- 0.12	0.95-1.37
20 m	0.33 - 0.25		0.8 - 1			0.45-0.67
30 m	0.23					0.29-0.43

En torno a la generación de energía eléctrica las Figura 4.75 y Figura 4.76 presentan la generación de electricidad en función de las rpm del tornillo de Arquímedes empleando un sistema de transmisión 1:5 y 1:10 respectivamente. En este caso, es recomendable considerar el sistema de transmisión múltiple ya que al incrementar las rpm en el generador aumenta significativamente la generación de electricidad, tomando el caso 2 como ejemplo la generación aumenta de un rango de 20.2 a 100.3 W con transmisión 1:5 a un rango de 278.2 a 685.5 W con transmisión 1:10.

Para ambos sistemas de transmisión, en el caso 2 (bombeo de 10 metros) se obtiene la mayor cantidad de energía eléctrica debido a que es el sistema que requirió menor torque para el bombeo, por lo que el sistema de transmisión permitió mayor velocidad en el eje conducido principal (Figura 4.77), favoreciendo de esta manera la producción de electricidad.

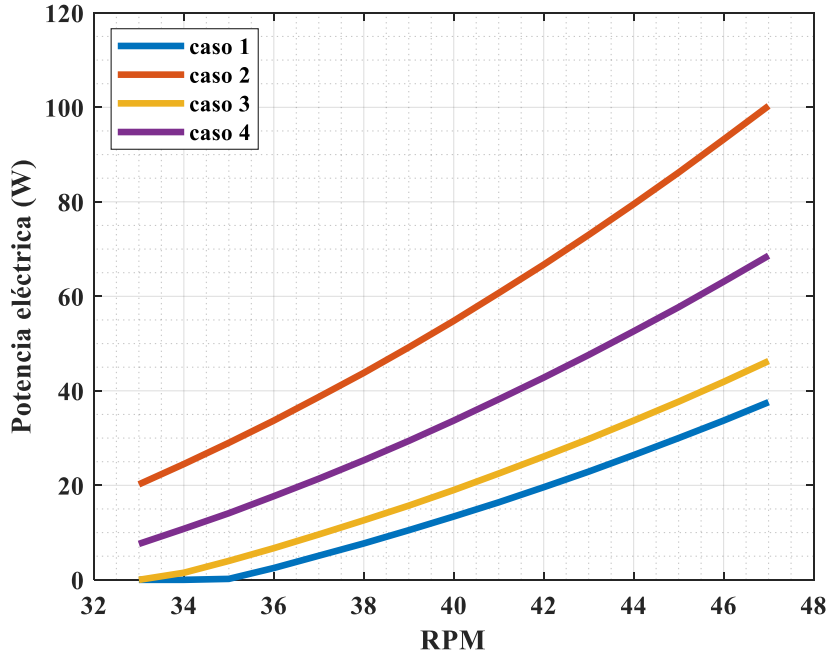


Figura 4.75 Potencia eléctrica en función de las rpm del tornillo de Arquímedes para distintas alturas de bombeo. Transmisión 1:5

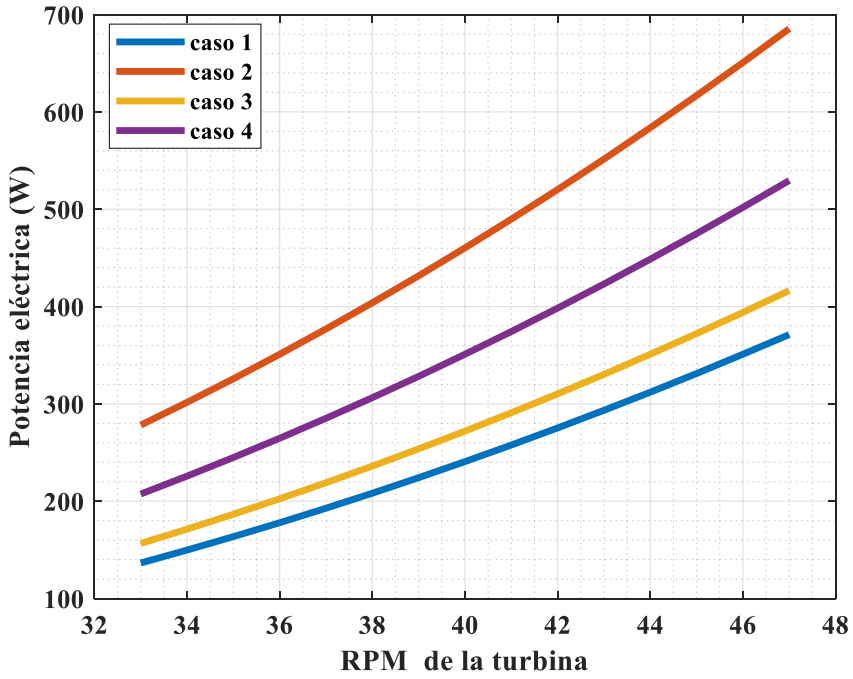


Figura 4.76 Potencia eléctrica en función de las rpm del tornillo de Arquímedes para distintas alturas de bombeo. Transmisión 1:10

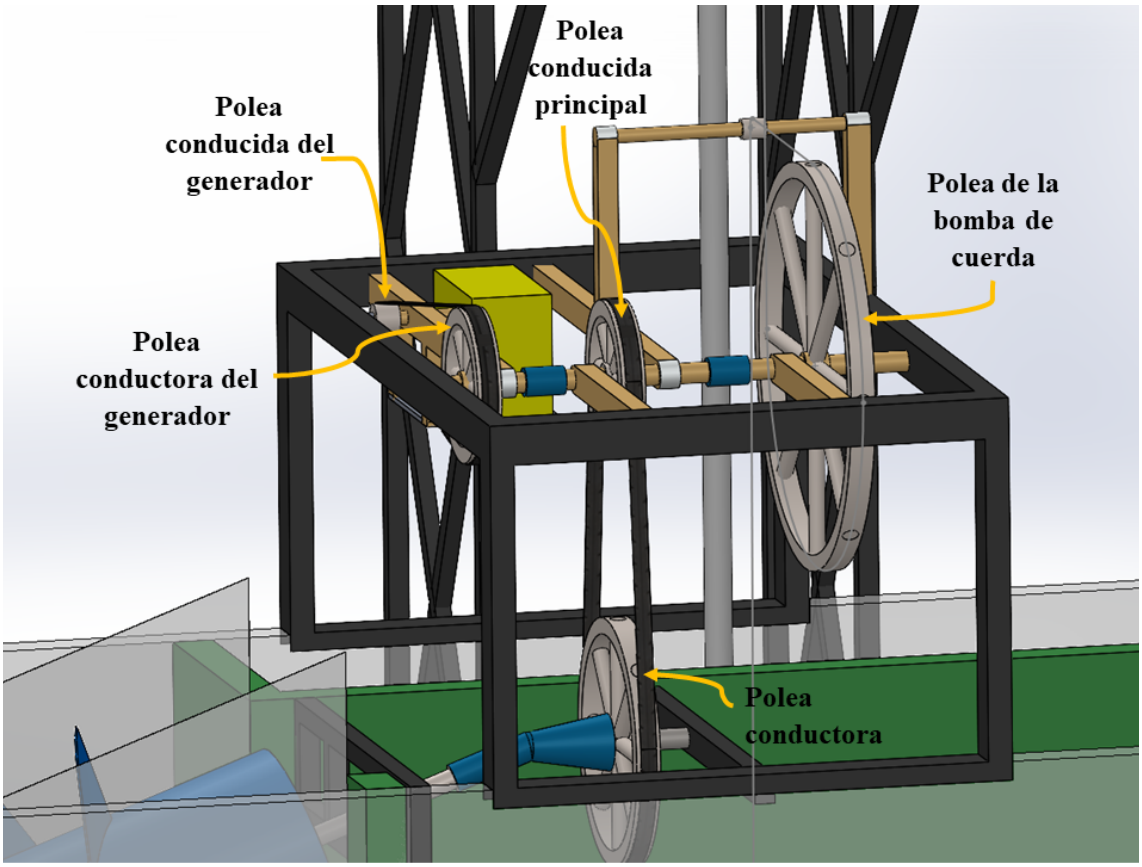


Figura 4.77 Esquema del sistema de transmisión de potencia del acoplamiento

La energía que se obtiene con el generador seleccionado es de corriente directa (CD) por lo que sería útil para alumbrado. Sin embargo, para este caso se propone el uso de un sistema de baterías como almacenamiento de energía. En la Figura 4.78 se muestra un diagrama de los componentes que se requieren.

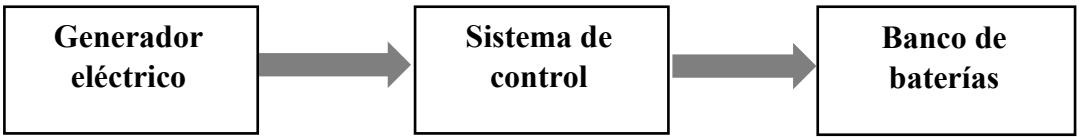


Figura 4.78 Componentes del sistema de almacenamiento de energía

Como banco de baterías se propone una batería de gel de la marca ecosolar de 12 V y 250 Ah (Figura 4.79). Este tipo de baterías son selladas por lo que no emite gases al entorno y no requiere de mantenimiento, al ser una batería de uso normalmente para sistemas fotovoltaicos permite ciclos de carga-descarga sin afectar el rendimiento. Además, de acuerdo con información proporcionada por usuarios, permite descargas profundas y tiene una muy baja

autodescarga, lo que la hace ideal para sistemas aislados donde no hay control diario de la instalación (Damia Solar, 2022). Como controlador de carga, se seleccionó un controlador de carga solar para baterías de 12 V, para sistemas de hasta 760 W (IMHOTEP, 2022). El controlador brinda una serie de protecciones al sistema, como detener la corriente inversa (de la batería al generador) cuando el generador no esté trabajando, realiza un corte para evitar sobrecarga y descarga profunda de las baterías, protege de sobrevoltajes entre otros problemas que podrían presentarse en el sistema (Figura 4.80).

Figura 4.79 Batería de almacenamiento

Figura 4.80 Controlador de carga

Ahora bien, como elementos de acoplamiento y desacoplamiento del sistema de bombeo y de generación se propuso el uso de cardanes, los cuales trabajarán con un ángulo de 180° para garantizar que no exista cambio en los valores del torque que se requiere transmitir (Figura 4.81).

Figura 4.81 Cardán

Igualmente, se propone el uso de una junta homocinética como elemento conector entre el eje de la turbina (inclinado 20°) con el eje de la polea conductora principal (a 180°) ya que este es un elemento mecánico articulado que permite que la velocidad de rotación del eje de entrada sea la misma que la del eje de salida sin importar el ángulo que exista en la transmisión del acoplamiento (motor.es, 2022) (Figura 4.82). En la Figura 4.83 puede observarse la ubicación de estos elementos conectores en el sistema.

Figura 4.82 Junta homocinética

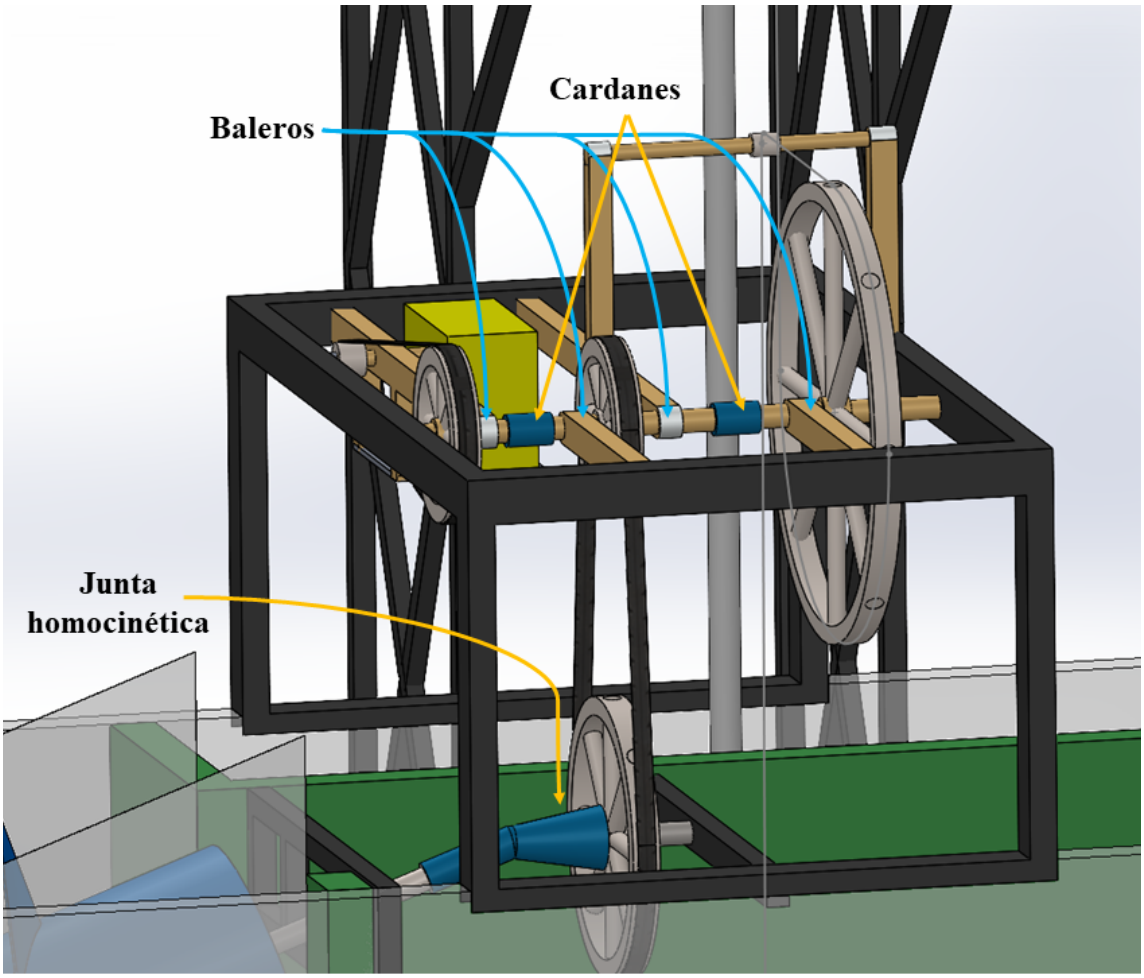


Figura 4.83 Ubicación de los elementos conectores del sistema

Por otra parte, para los cuatro casos de estudio se requiere de bandas de poliamida A-3 de 1" (25.4 mm) de ancho para que el sistema de transmisión opere correctamente, evitando deslizamientos garantizando de esta manera el torque y rpm requeridos en cada uno de los casos de estudio. El procedimiento para obtener este valor se presentó en el capítulo de materiales y métodos.

Finalmente, en la Tabla 4.36 se presenta un resumen con el caudal de descarga y eficiencia de la bomba, así como la potencia eléctrica en los 4 casos de estudio propuestos. Recordando que se tiene como generador de potencia de entrada al sistema un tornillo de Arquímedes con las características presentadas en la Tabla 4.34.

Tabla 4.36 Parámetros del sistema acoplado en los casos de estudio

	Bomba de cuerda tipo II				Generador eléctrico	
Caso de estudio	Altura de bombeo	Diámetro nominal de la tubería de elevación	Caudal de descarga (l/s)	Eficiencia volumétrica de la bomba	Potencia eléctrica (W) (transmisión 1:5)	Potencia eléctrica (W) (transmisión 1:10)
1	6 m	38.10 mm (1 1/2")	1.56 – 2.25	95.4% -96.8%	0 – 37.6	136.5 – 371.2
2	10 m	25.4 mm (1")	0.95 – 1.37	94.8% - 96.4%	20.2 – 100.3	278.2 – 685.5
3	20 m	19.05 mm (3/4")	0.45 – 0.67	91.9% - 94.4%	0 – 46.3	156.6 – 416.4
4	30 m	12.7 mm (1/2")	0.29 – 0.43	90.5% – 93.3%	7.6 – 68.6	207.4 – 529.5

4.5 Principales aportes del trabajo de investigación

A lo largo de este trabajo de investigación se han abordado temas relacionados a la simulación numérica, la microgeneración hidroeléctrica y el bombeo de agua destacando principalmente los siguientes aportes:

1.- Propuesta de una serie de pasos para el diseño óptimo del tornillo de Arquímedes haciendo uso de la Dinámica de Fluidos Computacional. El método propuesto puede ser aplicable a tornillos de cualquier dimensión y diferentes condiciones de flujo ya que de acuerdo con YoosefDoost y Lubitz (2020) en la actualidad no se cuentan con guías de apoyo para el diseño de estos dispositivos.

2.- Implementación de dos esquemas de simulación numérica (estacionario y transitorio) con el fin de obtener un análisis completo y confiable de la hidrodinámica del tornillo de Arquímedes, así como del torque generado, lo que permitió obtener la potencia mecánica y eficiencia de los dispositivos. A diferencia de otros estudios en los que únicamente se ha empleado el esquema de simulación estacionario (tornillo estático y canal lleno) (Khan et al., 2019; Maulana, Syuhada, y Almas, 2018; Maulana, Syuhada, y Nawawi, 2018; Rosly et al., 2016) o el esquema de simulación transitorio (marco de referencia móvil en el dominio relativo a la turbina y superficie libre en el canal) (Dellinger et al., 2019; Espinosa Vila, 2019) que implica mayor capacidad y tiempo de cómputo.

3.- Diseño, simulación numérica y experimentación de diferentes propuestas geométricas de pistón para la bomba de cuerda tipo II con el fin de reducir las pérdidas por flujo de fuga.

Hasta el momento, no se encontraron estudios en los que se haya modificado la geometría de los pistones y además se hayan analizado hidrodinámicamente mediante la Dinámica de Fluidos Computacional. Con este análisis se logró obtener una geometría del pistón que reduce en un 45.8% el flujo de retorno en la bomba.

4.- Acoplamiento del sistema turbina – bomba de cuerda – generador eléctrico. Se realizó una búsqueda minuciosa de información en artículos, manuales, patentes nacionales e internacionales y en ninguna parte del mundo se ha efectuado investigación acerca del acoplamiento de los dispositivos estudiados en este trabajo de investigación. El dispositivo propuesto, es capaz de aprovechar pequeños cursos de agua para la generación de energía eléctrica, además, de suministrar la potencia que requiere una bomba de cuerda tipo II para su funcionamiento.

5.- Diseño del sistema de transmisión adecuado que permitió la conexión y transferencia de potencia entre los dispositivos involucrados en el sistema.

6.- Adicional al trabajo teórico realizado y presentado en este documento fue posible construir el tornillo de Arquímedes óptimo (3 álabes y 20° de inclinación) para su futura validación, una vez que se cuenten con los equipos de medición adecuados, lo que abre la puerta a otros proyectos de investigación que permitirán desarrollar con mayor detalle esta investigación. Cabe mencionar, que la construcción del dispositivo corrió a cargo del M.C.A. Abad Posadas Bejarano y de los técnicos del taller de manufactura del laboratorio de Modelos Hidráulicos (Julián y Mario) quienes cuentan con amplia experiencia en la construcción de prototipos. Además, durante todo este proceso, se contó con el apoyo y asesoría de los miembros del comité evaluador: Dr. Carlos Díaz Delgado, Dr. Boris Miguel López Rebollar y Dr. Humberto Salinas Tapia. En el Anexo 16, se muestran algunas fotografías de la construcción, montaje, instalación y pruebas preliminares del prototipo experimental del tornillo de Arquímedes con las dimensiones geométricas obtenidas en el desarrollo de la investigación.

7.- En el Anexo 17 se describen de manera general artículos y actividades emanadas del trabajo de investigación.

5. CONCLUSIONES

- Como desarrollo del presente trabajo, se diseñó un sistema capaz de generar energía eléctrica y accionar una bomba de cuerda tipo II mediante un tornillo de Arquímedes que aprovecha cursos de agua que van de los 16.5 l/s a los 32.5 l/s y cargas hidráulicas de 0.684 m a 0.939 m de manera eficiente. El sistema fue acoplado mediante un sistema de transmisión flexible (bandas y poleas) múltiple, que permitió adaptar las condiciones de salida de la turbina (torque y velocidad angular) a las condiciones de operación requeridas para el accionamiento y operación óptima de la bomba de cuerda y el generador eléctrico.
- La simulación numérica mediante ANSYS Fluent y ANSYS CFX del tornillo de Arquímedes, permitió el análisis hidrodinámico de turbinas con diferentes características geométricas y condiciones de operación tales como: ángulo de inclinación, número de álabes, longitud, caudales de 16.5 l/s a 47.9 l/s entre otros. Este proceso facilitó el ahorro de tiempo y recursos económicos que se llevarían a cabo en la experimentación de todas las geometrías estudiadas.
- Mediante los 60 escenarios simulados en ANSYS Fluent y el análisis de resultados en Statgraphics se determinó que el ángulo de inclinación óptimo del tornillo de

Arquímedes para este caso de estudio es de 20° al obtener la mayor cantidad de torque. Además, se determinó que los factores que tienen mayor influencia en la potencia generada y la eficiencia son; el número de álabes y caudal de entrada, teniendo que, a mayor cantidad de álabes se tiene mayor potencia mecánica y al operar con un caudal de 24.5 l/s se tienen las mejores eficiencias en el esquema de simulación estacionario.

- La simulación de la turbina en esquema estacionario permitió la evaluación de otros criterios, entre ellos, la distribución de presión a lo largo del tornillo de Arquímedes, llegando a la conclusión de que las características y relaciones geométricas empleadas en el diseño fueron las adecuadas ya que no se presentaron picos de presión en ninguna de las secciones evaluadas, lo que garantiza la estabilidad del dispositivo, así como la uniformidad en el torque.
- La simulación en esquema estacionario permitió la selección de las turbinas de 2, 3 y 6 álabes para ser simuladas en un esquema transitorio, al ser las mejores evaluadas hidrodinámicamente y/o con las mejores eficiencias. Además, se determinó que el rango de operación óptimo iba de los 16.5 l/s a los 32.9 l/s.
- Las simulaciones en esquema transitorio se realizaron mediante Ansys CFX y permitieron evaluar los dispositivos en condiciones más cercanas a la realidad, ya que implicaron el tornillo en movimiento y superficie libre en el canal. Sin embargo, debido a la complejidad y tiempo de simulación que requieren, no era factible simular todas las turbinas mediante este esquema. Con la simulación numérica en Ansys CFX se refinaron los valores obtenidos del torque generado y, por lo tanto, la potencia mecánica y eficiencia. Adicionalmente, se pudo evaluar el nivel de inmersión de la turbina mediante la fracción de volumen de agua obteniendo el nivel de inmersión óptimo de 0.5 a 0.6 el diámetro de la turbina.
- Mediante los criterios evaluados en ambos esquemas de simulación, se determinó que el tornillo de Arquímedes de 3 álabes es el óptimo para la aplicación deseada; bombeo y generación de energía eléctrica teniendo un rango de operación de 33 a 47 rpm con un tirante de entrada de 25 cm (caudal de 24.5 l/s) manteniendo un torque constante de 29 Nm alcanzando eficiencias de hasta un 88%.

- Con las condiciones de velocidad y torque proporcionadas por el tornillo de Arquímedes se pueden alcanzar alturas de bombeo que van desde los 6 m (o menores) hasta los 30 m. Sin embargo, el acoplamiento directo de los dispositivos es poco eficiente (no mayor al 70%) para las 4 alturas de bombeo analizadas (6 m, 10 m, 20 m y 30 m). Por lo que fue necesario el acoplamiento mediante un sistema de transmisión de potencia que proporcionó las condiciones adecuadas de torque y velocidad para incrementar la eficiencia en todos los casos de estudio. El sistema de transmisión de potencia propuesto garantiza el torque requerido para el bombeo y, además, incrementa la velocidad de los pistones permitiendo alcanzar eficiencias mayores al 90%
- Se propuso el diseño geométrico de 6 pistones alternativos al que se usa en la actualidad en las bombas de cuerda tipo II, pues de acuerdo con la bibliografía consultada las principales pérdidas en la bomba se deben al caudal de fuga o retorno en la tubería de elevación. Estas pérdidas, se relacionan directamente con la forma del pistón. La evaluación hidrodinámica de los pistones se realizó mediante ANSYS Fluent y se complementó el análisis con experimentación, llegando a reducir las pérdidas por flujo de fuga en un 45.8% con el pistón optimado.
- Se seleccionó un generador eléctrico asíncrono de corriente continua el cual permite el almacenamiento de energía eléctrica en baterías, lo que lo hace ideal para sistemas de generación autónomos. Para este caso, el sistema de transmisión de potencia se diseñó como multiplicador de velocidad, tomando en cuenta que, a mayor velocidad angular de entrada al generador se tiene una mayor producción de energía eléctrica y se alcanzaron potencias mayores a los 600 W.
- Con base en los hallazgos encontrados se generaron planos ejecutivos del diseño final óptimo del sistema microturbina hidráulica - bomba de cuerda tipo II.
- Este trabajo ha sentado las bases para futuras investigaciones en pro de la generación de energía eléctrica mediante fuentes de energía renovable en microescala, así como ha brindado una alternativa viable para el accionamiento de bombeo en una bomba de cuerda tipo II, lo que permitirá mejorar la calidad de vida de los habitantes de comunidades rurales que no cuentan son el suministro de energía eléctrica y/o acceso al suministro de agua potable para consumo o actividades agrícolas.

6. RECOMENDACIONES

Derivado del presente trabajo de investigación, se detectaron diferentes áreas de oportunidad que permitirían mejorar el impacto del proyecto, las cuales se enlistan a continuación:

- ✓ Se recomienda el desarrollo de un modelo matemático que considere el peso del tornillo de Arquímedes para la estimación de las rpm teóricas. Por otra parte, se sugiere evaluar de manera experimental el tornillo de Arquímedes para obtener las rpm reales en las que estaría girando la turbina, al operar con el caudal óptimo de diseño (24.5 l/s) dado que, en este trabajo se presentó el rango de posibles rpm en las que puede trabajar el sistema.
- ✓ Para futuras investigaciones, se recomienda el desarrollo de un programa de cómputo que permita el dimensionamiento del sistema con base en dos criterios: 1) los requerimientos de energía eléctrica y altura de bombeo y 2) espacio disponible para la instalación (tal y como se realizó en este trabajo de investigación).
- ✓ Se sugiere validar y comparar experimentalmente los resultados obtenidos mediante las simulaciones numéricas haciendo uso del prototipo del tornillo de Arquímedes construido.

- ✓ A pesar de que durante el desarrollo y diseño del sistema propuesto se consideró en todo momento emplear materiales económicos y fáciles de conseguir, se sugiere realizar un análisis económico detallado del mismo.
- ✓ Finalmente, se plantea la posibilidad de emplear otro tipo de generador eléctrico con base en los requerimientos del usuario.

7. REFERENCIAS

Adlard, J. (2011). *Archimedes´ screw: Copley hydropower generator*. Future Energy Yorkshire.

Ahmad N., Rappaz J., Desboilles JL., Jalanti T., Rappaz M., Combeau H., Jalanti T. y Stomp C. (1998). Numerical simulation of macrosegregation: a comparison between finite volume method and finite element method predictions and a confrontation with experiments. Metallurgical and material transactions A, 29A, 617-630

Alberto Mejia, J. C. (2011). *Diseño de una turbina hidráulica basada en el tornillo de Arquímedes* [Tesis Licenciatura, Universidad de El Salvador. Facultad de Ingeniería y Arquitectura]. Repositorio Institucional de la Universidad de El Salvador. https://ri.ues.edu.sv/id/eprint/1788

Alberts J. Van der Zee, J. y (2003). A multi sectoral approach to sustainable rural water supply: the role of the rope handpump in Nicaragua. *International Symposium on Water, Poverty and Productive uses of Water at the Household Level.* 21-33. (PDF) A MULTI SECTORAL APPROACH TO SUSTAINABLE RURAL WATER SUPPLY: THE ROLE OF THE ROPE HANDPUMP IN NICARAGUA (researchgate.net)

ANSYS Inc. (2013). ANSYS Fluent theory guide.

ANSYS Inc. (2009). ANSYS CFX- Solver Theory Guide

ANSYS Inc (2019). Mesh Quality and Advanced Topics. Introduction to ANSYS Meshing.

Bennion, D. (2013). *Maintaining Archimedes Screw Pumps.* ECS Engineering Services. http://www.ecsengineeringservices.com/maintaining-archimedes-screw-pumps/

Blanken, A. (2009). Measurements and analysis on the performance of the rope pump. Sustainable Energy Technology

Bombas de Mecate S. A. (1994). Manual de instalación y mantenimiento de la bomba de mecate. Technology Transfer Division.

Bombas de Mecate S. A. (1998). The rope pump. Technology Transfer Division.

Bombas de Mecate S. A. (1998). Experiences and tolerances in rope pump production. Technology Transfer Division

Boys, C. A., Pflugrath, B. D., Mueller, M., Pander, J., Deng, Z. D. y Geist, J. (2018). Physical and hydraulic forces experienced by fish passing through three different low-head hydropower turbines. *Marine and Freshwater Research*, 69(12), 1934-1944. https://doi.org/10.1071/MF18100

Brikké, F., y Bredero, M. (2003). Linking technology choice with operation and maintenance in the context of community water supply and sanitation. World Health Organization.

Budynas, R. y Nisbett, K. (2011). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (9.a ed.). McGrawHill

CABAL. (2014). *Guía de buenas prácticas minicentrales hidroelectricas*. CABAL S. A.

Cascante Vindas, J., y El-Ghellali Quirós, B. (2003). *Manual técnico sobre microgeneración hidroeléctrica*. Universidad de Costa Rica.

Casini, M. (2015). Harvesting energy from in-pipe hydro systems at urban and building scale. *International Journal of Smart Grid and Clean Energy*, 4(4), 316-327. https://doi.org/10.12720/sgce.4.4.316-327

Centro de Referencia de Agua y Saneamiento IRC y Centro Colaborador de la Organización Mundial de Salud OMS. (1995). Evaluación de la bomba de mecate. Informe OLOF PALME

Chow Ven Te (1959). Hidráulica de canales abiertos. McGraw-Hill

Conte, E. (s. f.). La bomba de soga en Panamá. Experiencias y aplicación. Universidad Tecnológica de Panamá. https://studylib.es/doc/4779501/la-bomba-de-sogaenpanam%C3%A1.-experiencias-y-aplicaci%C3%B3

Contreras, L. T. (2018). *Evaluación y simulación computacional de una turbina hidrocinética de río de eje horizontal* [Tesis Maestría, Universidad Autónoma de Occidente. Facultad de Ingeniería]. Repositorio Institucional UAO. T08160.pdf;sequence=5 (uao.edu.co)

Coz, F., Sánchez, T., Viani, B., Segura, J., Rodríguez, L., Miranda, H., Castromonte, E., Guerra, J., Quiroz, L., Gaitán, J., Moreno, L., y Muñoz, I. (1995). *Manual de mini y microcentrrales hidráulicas. Una guía para el desarrollo de proyectos*. Intermediate Technology Development Group. https://www.academia.edu/10002133/Manual_de_Mini_y_Microcentrales_Hidraulicas

Cruz Vásquez, V. A. (2009). *Diseño de una transmisión de potencia entre bomba y motor para bombeo de lodo* [Tesis de Licenciatura]. Universidad de Piura.

Damia Solar. (2022). *EcoSolar green energy products*. Damia Web. https://www.damiasolar.com/baterias-gel/bateria-de-gel-ecosolar-250ah-c100-12v.html

De Caso, H., Piqueras., J. (2014). Bomba manual de cuerda y pistones tipo mecate BM-2. Caracterización de la potencia de accionamiento. *Diseño y Tecnología para el Desarrollo.* 1. 168-184.

Dellinger, G., Terfous, A., Garambois, P.-A. y Ghenaim, A. (2016). Experimental investigation and performance analysis of Archimedes screw generator. *Journal of Hydraulic Research*, 54(2), 197-209. https://doi.org/10.1080/00221686.2015.1136706

Dellinger, G., Simmons, S., Lubitz, W. D. (2019). Effect of slope and number of blades on Archimedes screw generator power output. Renewable Energy, 136, 896-908. https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.01.060

Dréo, J. (2007). *Sustainable Development.svg*. Wikipedia. https://en.wikipedia.org/wiki/File:Sustainable_development.svg

Dunn, S. (2000). *Micropower: The Next Electrical Era*. Worldwtach Institute.

Durrani, A. M., Mujahid, O., y Uzair, M. (2019). Micro Hydro Power Plant using Sewage Water of Hayatabad Peshawar. *2019 15th International Conference on Emerging Technologies (ICET).* doi:10.1109/icet48972.2019.89947

Erinofiardi, Nuramal, A., Bismantolo, P., Date, A., Akbarzadeh, A., Mainil, A. K., y Suryono, A. F. (2017). Experimental Study of Screw Turbine Performance based on Different Angle of Inclination. *Energy Procedia*, *110*, 8-13. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.094

Erpf, K. (2005). The rope pump concept. RWSN. https://sswm.info/sites/default/files/reference_attachments/ERPF%202005%20The%20Rope%20Pump%20Concept.pdf

Espinosa Vila, F. X. (2019). *CFD Simulations of an Archimedes screw* [Tesis Licenciatura. Universidad Politécnica de Catalunya. Facultad de Ingeniería Mecánica]. https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/178475/TFG%20-%20Espinosa%20Vila,%20Francesc%20Xavier.pdf

Faires, V.M. (s.f.). Diseño de elementos de máquinas. Montaner y Simón S. S.

Farrow, A., Miller, K. y Myllyvirta, L. (2020). *Toxic air: The price of fossil fuels*. Greenpeace Southeast Asia.

Ferziger JH, PerićM. (2002). Computational methods for fluid dynamics. Springer https://docs.google.com/file/d/0B7WvmGcRs5CzanBEeDlDaEk3dEU/edit?resourcekey=0-BqwgKxrjNdQDe_cFhztjFw

Fraenkel, P. y Thake, J. (2010). *Dispositivos de elevación del agua. Manual para usuarios y planificadores*. Alfaomega, FAO.

French, R. (1988). Hidráulica de canales abiertos. McGraw-Hill

Flores-García, J. C. Sistemas de transmisión mecánica. [Tesis de licenciatura, Universidad Mayor de San Andrés]. Archivo digital. https://repositorio.umsa.bo/bitstream/handle/123456789/15454/EG-1080-%20Flores%20Garc%c3%ada%2c%20Juan%20Carlos.pdf

Gortari, S. (2006). La bomba de soga, una tecnología para el bombeo de agua con gran potencialidad en planes de desarrollo para pequeños pobladores rurales. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, 10, 13-15, http://sedici.unlp.edu.ar/handle/10915/88694

Havn, T. B., Sæther, S. A., Thorstad, E. B., Teichert, M. A. K., Heermann, L., Diserud, O. H., Borcherding, J., Tambets, M. y Økland, F. (2017). Downstream migration of Atlantic salmon smolts past a low head hydropower station equippped with Archimedes screw and Francis turbines. *Ecological Engineering*, *105*, 262-275. https://doi.org/10.1016/j.ecoleng.2017.04.043

Harding y Fillerup (2014). Archimedes screw generator. (Patente de Estados Unidos de América US20140265337A1) https://patents.google.com/patent/US20140265337A1/en

Harrison, M. E., Batten, W. M. J., Myers, L. E. y Bahaj, A. S. (2010). Comparison between CFD simulations and experiments for predicting the far wake of horizontal axis tidal turbines. *Renewable energy, 81,* 837-844. https://doi.org/10.1049/iet-rpg.2009.0193

Henk, A., Meza, R., Solís, D., Rodríguez M., (1993). How the rope pump won in Nicaragua. Waterlines, 12(2)

Hu, H. H. (2012). Computational Fluid Dynamics. En P. K., Kundu, I. M., Cohen y D. R., Dowling. *Fluid Mechanics* Academic Press.

IMHOTEP. (2022). *Controlador De Carga Solar 60a 760w A 12v, 1520w A 24v Pwm*. Mercado libre. https://articulo.mercadolibre.com.mx/MLM-1368431880-controlador-de-carga-solar-60a-760w-a-12v-1520w-a-24v-pwm-_JM#position=3&search_layout=grid&type=item&tracking_id=539adeef-7f94-4cc6-bb02-815e4e16e45c

Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, y Castro, A. (2006). *Minicentrales hidroelectricas* (IDAE).

Instituto Nacional de Ecología y Cambio Climático INECC. (2018). *Inventario Nacional de Emisiones de Gases y Compuestos de Efecto Invernadero 1990-2015*.

Instituto de Nutrición de Centro América y Panamá INCAP, Centro Regional de la Organización Panamericana de la Salud OPS/OMS, Centro de Aprendizaje e 241 Intercambio del Saber en Seguridad Alimentaria y Nutricional del INCAP. (2006). Ecotecnologías para la seguridad alimentaria y nutricional. Bomba de Mecate

International Energy Agency IEA. (2012). *Technology Roadmap.* https://webstore.iea.org/download/direct/521

International Water Power y Dam Construction. (2010). *A Quiet Revolution.* https://www.waterpowermagazine.com/features/featurea-quiet-revolution/

Jeong, W. y Seong, J. (2014). Comparison of effects on technical variances of computational fluid dynamics (CFD) software based on finite element and finite volume methods. *International Journal of Mechanical Sciences*, *78*, 19-26. https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2013.10.017

Kadlowec, J., Everett, J., Zhang, H., Purdue, T., Dmitruck, K., Ketcho, K., Pillion, K., y Bouniaev, D. (2013). Rope Pump Modifications to Reach Greater Depths: A Service Project for Clean Water in The Gambia. *International Journal for Service Learning in Engineering, Humanitarian Engineering and Social Entrepreneurship*, *8*(2), 8-23. https://doi.org/10.24908/ijsle.v8i2.5038

Khan, A., Khattak, A., Ulasyar, A., Imran, K. y Munir, M. A. (2019). Investigation of Archimedean Screw Turbine for Optimal Power Output by Varying Number of Blades. *2019 International Conference on Electrical, Communication, and Computer Engineering (ICECCE)*. https://doi.org/10.1109/ICECCE47252.2019.8940654

Kourbataski K. (s.f). Assessment of Mesh Quality in ANSYS CFD. ANSYS Inc

Lashofer, A., Hawle, W., Kampel, I., Kaltenberger, F. y Pelikan, B. (2012). State of technology and design guidelines for the Archimedes screw turbine. *The international Journal on Hydropower & Dams, Hydro 2012. https://www.researchgate.net/publication/281347248_State_of_technology_and_design_guidelines_for_the_Archimedes_screw_turbine*

López, B. M. (2015). *Aplicación de CFD-ANSYS-FLUENT en el estudio hidrodinámico de tanques de recirculación empleados en acuacultura* [Tesis Maestría. Universidad Autónoma del Estado de México. Facultad de Ingeniería]. Repositorio UAEMEX. http://ri.uaemex.mx/handle/20.500.11799/40428

Lubitz, W. D. (2014). Gap Flow in Archimedes Screws. *CSME International Congress*, 1-6. http://www.soe.uoguelph.ca/webfiles/wlubitz/Lubitz_CSME_2014_Archimedes_gap_flow.pdf

Lubitz, W. D., Lyons, M., y Simmons, S. (2014). Performance Model of Archimedes Screw Hydro Turbines with Variable Fill Level. *Journal of Hydraulic Engineering*, *140*(10), 1-11. https://doi.org/10.1061/(ASCE)HY.1943-7900.0000922

Lyons, M., y Lubitz, W. D. (2013). Archimedes Screws for Microhydro Power Generation. *ASME 2013 7th International Conference on Energy Sustainability*. https://doi.org/10.1115/ES2013-18067

Madenci, E. y Guven, I. (2015). The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS. Springer

Mancebo, J.A. y Rebassa, G. (2010). *Bomba de mecate sobreelevada (BM-II) Manual práctico de construcción, instalación, operación y mantenimiento.* Ingeniería sin Fronteras para el Desarrollo Grupo de cooperación sistemas de agua y saneamiento

para el desarrollo, Universidad de Castillo La Mancha Universidad Politécica de Madrid.

Martínez, P. F., Díaz, C. y Moeller, G. (2019). Seguridad hídrica en México: Diagnóstico general y desafíos principales. *Ingeniería del agua*, *23*(2), 107-120. https://doi.org/10.4995/ia.2019.10502

Maulana, M. I., Syuhada, A. y Almas, F. (2018). Computational Fluid Dynamic Predictions on Effects of Screw Number on Performance of Single Blade Archimedes Screw Turbine. *E3S Web of Conferences*, 67. https://doi.org/10.1051/e3sconf/20186704027

Maulana, M. I., Syuhada, A. y Nawawi, M. (2018). Blade number impact on pressure and performance of archimedes screw turbine using CFD. *AIP Conference Proceedings, 1931(030037)*, 1-7. https://doi.org/10.1063/1.5024096

Menter, F. (1993). Zonal two equations kw turbulence models for aerodynamic flows. *23rd fluid dynamics, plasma dynamics, and lasers conference*. https://doi.org/10.2514/6.1993-2906

Missouri Wind and Solar (2022, 4 de mayo). 7 Magnet 48 Volt AC Output Permanent Magnet Alternator for Wind Turbines. http://mwands.com/store/48-volt-basicpma?search=generator.

motor.es. (2022). *Junta homocinética: Qué es y qué tipos hay*. https://www.motor.es/que-es/junta-homocinetica

Mott, R. (2006). Diseño de elementos de máquinas. Pearson Educación

Mott, R. (2006). Mecánica de fluidos. Pearson Educación

Muysken, J. (1932). "Berekening van het nuttig effect van de vijzel." *De Ingenieur*, 21, 77–91.

Müller, G. y Senior, J. (2009). Simplified theory of Archimedean screws. *Journal of Hydraulic Research*, *47*(5), 666-669. https://doi.org/10.3826/jhr.2009.3475

Naidiuk, O. L. y Torres, P. (2018). *Introducción al análisis térmico y de fluidos mediante Ansys*. Editorial Universitaria Abya-Yala.

Nedersting, J. y Van der Wal, A. (2011). Rope pump low-cost pump series. Technical training handbook on rope pump production. PRACTICA Foundation

Nieto, C., López, R. y Galvis, O. (1985). Metalmecanica ajuste y montaje de maquinaria Elementos de máquinas. Montaje de poleas planas 5. Servicio Nacional de Aprendizaje

Nieto-Quijorna, A. J. (2007). Elementos de máquinas. Universidad de Castilla - La Mancha

Nyameke, C., Ofosu A. y Aboagye, M. (2016). Design, construction and evaluation of a multi-piston pump. International Journal of Technology and Management Research 5. 55-58. www.koforiduapoly .edu.gh/journal

Nuernbergk, D. M., y Rorres, C. (2013). Analytical Model for Water Inflow of an Archimedes Screw Used in Hydropower Generation. *Journal of Hydraulic*

Engineering, *139*(2), 213-220. https://doi.org/10.1061/(ASCE)HY.1943-7900.0000661

Okot, D. K. (2013). Review of small hydropower technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *26*, 515-520. https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.05.006

Orellana, G. (2017). Tecnología adaptativa de bajo costo para grupos vulnerables, especialmente mujeres. La bomba de soga. Manual de construcción e instalación. Proyecto PARA-Agua

Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación ONUAA. (2002). *Agua y cultivos logrando el uso óptimo del agua en la agricultura*. http://www.fao.org/3/y3918s/Y3918S

Palacios, A., Peña, N., Cervantes, E., Güitrón, A. y López, M. (2017). *Bases para un Centro Mexicano en Innovación de Energía Hidroeléctrica CEMIE-Hidro 1era Parte: Infraestructura Hidroeléctrica Actual*. Instituto Mexicano de Tecnología del Agua. http://repositorio.imta.mx/handle/20.500.12013/2179?locale-attribute=en

Passet, R. (1996). The Economic and the living (L'Économique et Le Vivant). *ECONOMICA.*

Patrón, M. (2012). Caracterización de bombas y bici-bombas de mecate [Tesis de licenciatura, Universidad Carlos III de Madrid. Escuela Politécnica Superior]. CORE. https://core.ac.uk/download/pdf/30046389.pdf

Piper, A. T., Rosewarne, P. J., Wright, R. M. y Kemp, P. S. (2018). The impact of an Archimedes screw hydropower turbine on fish migration in a lowland river. *Ecological Engineering*, *118*, 31-42. https://doi.org/10.1016/j.ecoleng.2018.04.009

Piqueras, M., y Tous, R. (2010). *Bomba Mecate Sobreelevada (BM-II). Manual práctico de construcción, instalación, operación y mantenimiento*. Asociación para el desarrollo.

PRACTICA Foundation. (2004). Rope Pump follow up, Motorized Rope Pump & Manual Drilling in the Casamance region, Senegal. Enterprise Works Senegal. https://practica.org/wp-content/uploads/2014/10/121204-Report-RP-MRP-RSnov04-EWWcomplete.pd

Richmond, G. (2019). Modelos de turbulencia introductorio. *Instituto de Tecnología de Costa Rica*. https://doi.org/DOI: 10.13140/RG.2.2.21060.17289

Rinaldi, M., Gurnell, A. M., Belletti, B., Berga Cano, M.I., Bizzi, S., Bussettini, M., del Tánago, M., Grabowski, R., Habersack, H., Klösch, M., et al. (2015). *Final Report on Methods, Models, Tools to Assess the Hydromorphology of Rivers.* https://reformrivers.eu/

Rorres, C. (2014). Methods and Apparatus for Moving Fluid Using a Strake. (Patente internacional WO2014047619A2). https://patents.google.com/patent/WO2014047619A2/e

Rosly, C. Z., Jamaludin, U. K., Azahari, N. S., Mutasim, M. A. N., Oumer, A. N. y Rao, N. T. (2016). Parametric study on efficiency of Archimedes screw turbine. *ARPN*

Journal of Engineering and Applied Sciences, *11*(18), 10904-10908. http://www.arpnjournals.org/jeas/research_papers/rp_2016/jeas_0916_5007.pdf

Sadrehaghighi I. (2015). Mesh Generation in CFD. Annapolis

Santa Cruz Herrera, J. E. (2018). *Análisis energético de un tornillo de Arquímedes para canales de regadío con una caída de 2 m y caudal de 2m3/s* [Licenciatura, Pontificia Universidad Católica dek Perú]. http://hdl.handle.net/20.500.12404/13235

Secretaría de energía. (2020). *Porcentaje de la Población con servicio eléctrico*. SENER https://datos.gob.mx/busca/dataset/porcentaje-de-la-poblacion-con-servicio-electrico

Secretaría de energía SENER. (2019). *PRODESEN 2019-2033 Programa de Desarrollo del Sistema Eléctrico Nacional*. https://www.gob.mx/sener/articulos/prodesen-2019-2033-221654?tab=

Shahverdi, K., Loni, R., Ghobadian, B., Gohari, S., Marofi, S. y Bellos, E. (2020). Numerical Optimization Study of Archimedes Screw Turbine (AST): A case study. *Renewable Energy*, *145*, 2130-2143. https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.07.124

Simmons, S. y Lubitz, W. (2017). Archimedes screw generators for sustainable energy development. *2017 IEEE Canada International Humanitarian Technology Conference (IHTC)*, 144-148. https://doi.org/10.1109/IHTC.2017.8058176

SinFin Energy. (2019). *Solvay Industrial Plant.* http://www.sinfinenergy.com/en/projects/solvay/ (accessed on 8 July 2020).

Smulders, P. T., y Rijs, R. P. P. (2006). A Hydrodynamic Model of the Rope Pump. University of Technology. Faculty of Physics. https://www.arrakis.nl/reports/060923_Ropepump_Smulders-Rijs_lr.pd

Sotelo-Ávila, G. (2002). Hidráulica de canales. Universidad Nacional Autónoma de México

Statpoint technologies Inc., (2010). Statgraphics Centurion XVI User Manual. StatPoint Technologies, Inc (statgraphics.net)

Stergiopoulou, A., y Kalkani, E. (2013). Investigating the hydrodynamic behaviour of innovative Archimedean hydropower turbines. *International Journal of Recent Research and Applied Studies*, *17(1)*, 87-96. https://www.arpapress.com/Volumes/Vol17Issue1/IJRRAS_17_1_10.pdf

Straalsund, J., Harding, S., Nuernbergk, D. y Rorres, C. (2018). Experimental Evaluation of Advanced Archimedes Hydrodynamic Screw Geometries. Journal of Hydraulic Engineering. 144(8) https://doi.org/10.1061/(ASCE)HY.1943-7900.0001479

Suminoseisakusho. (2015). *Small hydroelectric power generation*. http://suminoseisakusho.jp/saisei.html

Tecnologías y equipos para el medio ambiente. (2021) Tornillos de Arquímedes Landy. teqma. https://www.teqma.com/tornillos-de-arquimedes-landy/

Thermal Design Consultants. (2021). Mesh Sensitivity Study. TDC. https://thermal-design.net/page/mesh-sensitivity-study/

Tomala, D. (2017). Análisis de un sistema de transmisión por poleas elementos de máquinas 2. Universidad Tecnológica Equinoccial

Tu, J., Yeoh, G. y Chaoqun, L. (2018). Computational Fluid Dynamics. A practical approach. Butterworth-Heinemann

United Nations Industrial Development Organization. (2020). Micro hydraulic power unit (Spiral Type Pico-Hydro Unit "PicoPica10", "PicoPica500"). UNIDO. http://www.unido.or.jp/en/technology_db/5276/

Vallecillo, H. (1999). La bomba de mecate. Fortalecimiento en Riego Agrícola. https://www.academia.edu/31503907/La_Bomba_de_Mecate

Van der Wal, A., Holtslag, H., y Jong, J. (2006). *Rope Pump Manual, Ethiopia Hand dug well & Borehole model*. PRACTICA Foundation.

Van Hemert, B., Solís, O., Haemhouts, J. y Amador, O. (1992). *The rope pump. The challenge of popular technology*. Enlace.

Versteeg H. K. y Malalasekera W. (2007). An Introduction to Computational Fluids Dynamics the Finite Volume Method. Pearson Prentice Hall. http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM702/Versteeg_Malalasekera_2ed.pdf

Waters, S. y Aggidis, G. A. (2015). Over 2000 years in review: Revival of the Archimedes Screw from Pump to Turbine. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *51*, 497-505. https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.06.028

Webber, G. (2016). Screw turbine and method of power generation. (Patente Australiana AU 2011286162 B2). Australian Patent Office. AU2011286162A1.pdf (storage.googleapis.com)

Williams, C., Beattie, A., Parker, T., Read, J., y Booker, J. (2011). *Rope-pump System Modelling using Renewable Power Combinations*. World Renewable Energy Congress, Suiza. https://doi.org/10.3384/ecp110572861

Williamson, S. J., Stark, B. H., y Booker, J. D. (2014). Low head pico hydro turbine selection using a multi-criteria analysis. *Renewable Energy*, *61*, 43-50. https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.06.020

YoosefDoost, A. y Lubitz, W. D. (2020). Archimedes screw turbines: A sustainable development solution for green and renewable energy generation- A review of potential and design procedures. *Sustainability*, *12*(18), 2-34. https://doi.org/10.3390/su12187352

Zamora – Juárez, M. A. (2019). Eficiencia de micro central hidroeléctrica relativa al dimensionamiento geométrico de la turbina [Tesis de Maestría. Universidad Autónoma del Estado de México. Instituto Interamericano de Tecnología y Ciencias del Agua]. Repositorio Institucional UAEMéx. http://hdl.handle.net/20.500.11799/104406

8. ANEXOS

ANEXO 1. Ficha técnica de la tubería de bombeo propuesta

NAPCO PIPE & FITTINGS

PLUMBING
PRODUCT SPECIFICATION

ASTM D2241 PVC Pressure Pipe | Solvent Weld

NAPCO's ASTM D2241 Solvent Weld PVC Pipe product line is manufactured to meet the needs of residential & commercial plumbing, and other pressure applications. With top quality raw materials and modern processing technology, our ASTM D2241 pipe meets all industry standards in addition to our own rigorous quality control standards.

NAPCO produces ASTM D2241 Solvent Weld pipe in both bell end and plain end styles.

Short Form Specification		
Pipe Standard:	ASTM D2241	
Diameter Std.:	Iron Pipe Size (IPS)	
Nominal Sizes:	½", ¾", 1", 1¼", 1½", 2", 2½", 3", 4", 6", 8", 10", 12"	
Dimension Ratios & Pressure Ratings:	SDR 41 – 100 psi SDR 32.5 – 125 psi SDR 26 – 160 psi	SDR 21 – 200 psi SDR 17 – 250 psi SDR 13.5 – 315 psi
Length:	20' – All Sizes 10' and 40' – Select Sizes	
Color:	White	
Pipe Compound:	ASTM D1784 Cell Class 12454	
Pipe Joint Std.:	ASTM D2672	
Pipe Options:	Solid Wall Plain End (M x M) Solid Wall Bell End (M x F)	
Certifications:	NSF 14 & NSF 61 IAPMO Uniform Plumbing Code**	
Installation Std.:	ASTM D2774 & ASTM D2855	

**Standard option for ordering is 20' Bell End pipe. Consult our Customer Service or Sales Department for Plan End pipe options and other lengths.*

***IAPMO Uniform Plumbing Code listed products must be requested at time of order.*

NSF *Only products bearing the NSF Mark are Certified*

UPC

USE OF PVC PIPE IN EXHAUST SYSTEMS

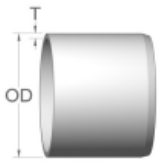
WARNING: *Failure to follow these instructions exactly could result in serious injury, death, or property damage.*

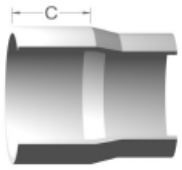
WARNING: *Flue gas temperature should not exceed 140° Fahrenheit. PVC pipe exposed to temperatures higher than 140° Fahrenheit may melt or change shape, resulting in leakage of exhaust fumes and property damage.*

WARNING CARBON MONOXIDE POISONING HAZARD: *Vent pipe must be properly installed in accordance with all local and national plumbing and HVAC installation standards and codes.*

NAPCO assumes no responsibility for equipment installed in violation of any code or regulation.

ASTM D2241 PVC Pressure Pipe | Solvent Weld





Notes:
1. These dimensions are for estimating purposes only. All dimension are in inches unless otherwise specified.
2. SDR = Standard Dimension Ratio
3. ASTM Pressure Rating @ 73°F and includes 2:1 safety factor.
4. Internal diameter calculated using nominal outside diameter and minimum wall thickness.

D2241 PIPE DIMENSIONS & PERFORMANCE						
Nom. Size	Pipe Outside Diameter (OD)	SDR	Pressure Rating (psi)	Min. Wall Thickness (T1)	Internal Diameter (ID)	Bell Depth (C)
1/2"	0.840	13.5	315	0.062	0.716	1.175
3/4"	1.050	21	200	0.060	0.930	2.500
1"	1.315	26	160	0.060	1.195	2.500
		21	200	0.063	1.189	
1 1/4"	1.660	32.5	125	0.060	1.540	2.500
		26	160	0.064	1.532	
		21	200	0.079	1.502	
1 1/2"	1.900	32.5	125	0.060	1.780	2.500
		26	160	0.073	1.754	
		21	200	0.090	1.720	
		17	250	0.112	1.676	
		13.5	315	0.141	1.618	
2"	2.375	32.5	125	0.073	2.229	3.250
		26	160	0.091	2.193	
		21	200	0.113	2.149	
		17	250	0.140	2.095	
		13.5	315	0.176	2.023	
2 1/2"	2.875	32.5	125	0.088	2.699	3.500
		26	160	0.110	2.655	
		21	200	0.137	2.601	
		17	250	0.169	2.537	
		13.5	315	2.213	2.449	
3"	3.500	41	100	0.085	3.330	4.250
		32.5	125	0.108	3.284	
		26	160	0.135	3.230	
		21	200	0.167	3.166	
		17	250	0.206	3.088	
		13.5	315	0.259	2.982	

NAPCO, a Westlake company
2801 Post Oak Blvd., Suite 600 ▪ Houston, Texas 77056
Tel 713.840.7473 ▪ Fax 713.552.0087

ASTM D2241/SW Solvent Weld PVC Pressure Pipe Certification

To Whom It May Concern:

ASTM D2241 Solvent Weld PVC Pressure Pipe (sizes ½" through 12"; SDR 41, SDR 32.5, SDR 26, SDR 21, SDR 17, and SDR 13.5), provided by NAPCO, is manufactured in accordance with **ASTM D2241.** The PVC material conforms to a minimum cell classification of 12454 as defined by **ASTM D1784**. The pipe compounds are listed in **PPI TR-4** as a Standard Grade material with a Hydrostatic Design Basis (HDB) of 4000 psi. Standard pipes have a lay length of 20 feet and are offered in both plain end and solvent weld bell end designs. Other lengths are available for select sizes.

Solvent weld bell end pipe products meet the requirements of **ASTM D2672.**

Potable Water Applications

Pipe supplied for potable water and DWV applications is white in color and listed by NSF International to **NSF 61** and **NSF 14.** The following plain end and solvent weld bell end pipe products made at our Lodi, CA; Wichita Falls, TX; and Yucca, AZ plants are listed by **IAPMO** to be in compliance with the **Uniform Plumbing Code (UPC®)**, **International Plumbing Code (IPC®)**, and **ASTM D2241**:

- SDR 26 – 1-1/4", 1-1/2", 2", 2-1/2", 3", 4", 6"
- SDR 21 – 3/4", 1", 1-1/4", 1-1/2", 2", 2-1/2", 3", 4", 6"
- SDR 13.5 – 1/2", 3/4", 1", 1-1/4", 1-1/2", 2", 2-1/2", 3", 4", 6"

Reclaimed Water Applications

Pipe supplied for reclaimed water applications is purple in color and not listed by NSF International or IAPMO.

Certifications are based on the applicable edition of the referenced standard in effect on the date of manufacture. If we may be of further assistance, please contact Technical Services at technical@napcopipe.com.

Sincerely,

NAPCO

Reference Standards:

- **ASTM D1784** *Standard Specification for Rigid Poly(Vinyl Chloride) (PVC) Compounds and Chlorinated Poly(Vinyl Chloride) (CPVC) Compounds*
- **ASTM D2241** *Standard Specification for Poly(Vinyl Chloride) (PVC) Pressure-Rated Pipe (SDR Series)*
- **ASTM D2672** *Standard Specification for Joints for IPS PVC Pipe Using Solvent Cement*
- **NSF 14** *Plastics Piping System Components and Related Materials*
- **NSF 61** *Drinking Water Components – Health Effects*
- **PPI TR-4** *HDB/HDS/SDB/PDB/MRS Listed Material*

ANEXO 2. Características del mallado empleado en el esquema de simulación estacionario del tornillo de Arquímedes

En lo referente a la nomenclatura de la columna "turbina" las primeras 2 cifras, se refieren al ángulo de inclinación del tornillo, la siguiente cifra hace referencia al tamaño de brecha seguido de una "G", posteriormente se tiene el número de álabes seguido de una "A" finalmente, se tiene el tirante teórico a la entrada de la turbina precedido por una "T". Por ejemplo, si se tiene lo siguiente 203G3AT20 quiere decir que se trata de un tornillo de Arquímedes inclinado 20°, con 3mm de brecha, 3 álabes y un tirante de entrada al canal de 20 cm.

Turbina	Tamaño del elemento	Tamaño máximo del elemento	Defeature size	Curvature min size	Promedio de calidad	Calidad mínima	Número de elementos	Tiempo aproximado
203G1AT20	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7731	0.0940	1 359 537	2 horas
203G1AT25	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7735	0.1110	1 371 802	2 horas
203G1AT30	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7733	0.1231	1 352 803	2 horas
203G1AT35	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7732	0.1231	1 358 461	2 horas
203G1AT40	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7739	0.1100	1 407 749	2 horas
243G1AT20	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7738	0.0867	1 379 721	2 horas
243G1AT25	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7741	0.1117	1 389 945	2 horas
243G1AT30	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7746	0.1117	1 403 049	2 horas
243G1AT35	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7746	0.0867	1 415 942	2 horas
243G1AT40	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7748	0.1117	1 426 704	2 horas
283G1AT20	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7740	0.1140	1 393 322	2 horas
283G1AT25	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7744	0.1140	1 406 953	2 horas
283G1AT30	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7751	0.1029	1 420 808	2 horas
283G1AT35	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7749	0.1140	1 429 788	2 horas
283G1AT40	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7752	0.1029	1 440 569	2 horas
203G2AT20	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7731	0.0940	1 359 537	2 horas
203G2AT25	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7735	0.1110	1 371 802	2 horas
203G2AT30	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7733	0.1231	1 352 803	2 horas
203G2AT35	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7732	0.1231	1 358 461	2 horas
203G2AT40	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7739	0.1100	1 407 749	2 horas
243G3AT20	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7738	0.0867	1 379 721	2 horas
243G3AT25	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7741	0.1117	1 389 945	2 horas
243G3AT30	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7746	0.1117	1 403 049	2 horas
243G3AT35	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7746	0.0867	1 415 942	2 horas

Turbina	Tamaño del elemento	Tamaño máximo del elemento	Defeature size	Curvature min size	Promedio de calidad	Calidad mínima	Número de elementos	Tiempo aproximado
243G3AT40	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7748	0.1117	1 426 704	2 horas
283G3AT20	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7740	0.1140	1 393 322	2 horas
283G3AT25	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7744	0.1140	1 406 953	2 horas
283G3AT30	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7751	0.1029	1 420 808	2 horas
283G3AT35	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7749	0.1140	1 429 788	2 horas
283G3AT40	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7752	0.1029	1 440 569	2 horas
203G3AT20	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7731	0.0940	1 359 537	2 horas
203G3AT25	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7735	0.1110	1 371 802	2 horas
203G3AT30	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7733	0.1231	1 352 803	2 horas
203G3AT35	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7732	0.1231	1 358 461	2 horas
203G3AT40	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7739	0.1100	1 407 749	2 horas
243G3AT20	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7738	0.0867	1 379 721	2 horas
243G3AT25	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7741	0.1117	1 389 945	2 horas
243G3AT30	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7746	0.1117	1 403 049	2 horas
243G3AT35	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7746	0.0867	1 415 942	2 horas
243G3AT40	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7748	0.1117	1 426 704	2 horas
283G3AT20	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7740	0.1140	1 393 322	2 horas
283G3AT25	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7744	0.1140	1 406 953	2 horas
283G3AT30	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7751	0.1029	1 420 808	2 horas
283G3AT35	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7749	0.1140	1 429 788	2 horas
283G3AT40	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7752	0.1029	1 440 569	2 horas
223G4AT20	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7731	0.0940	1 359 537	2 horas
203G4AT25	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7735	0.1110	1 371 802	2 horas
203G4AT30	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7733	0.1231	1 352 803	2 horas
203G4AT35	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7732	0.1231	1 358 461	2 horas
203G4AT40	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7739	0.1100	1 407 749	2 horas
203G5AT20	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7731	0.0940	1 359 537	2 horas
203G5AT25	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7735	0.1110	1 371 802	2 horas
203G5AT30	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7733	0.1231	1 352 803	2 horas
203G5AT35	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7732	0.1231	1 358 461	2 horas
203G5AT40	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7739	0.1100	1 407 749	2 horas
203G6AT20	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7731	0.0940	1 359 537	2 horas
203G6AT25	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7735	0.1110	1 371 802	2 horas
203G6AT30	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7733	0.1231	1 352 803	2 horas
203G6AT35	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7732	0.1231	1 358 461	2 horas
203G6AT40	15 mm	15 mm	0.5 mm	0.5 mm	0.7739	0.1100	1 407 749	2 horas

ANEXO 3. Análisis de continuidad del esquema de simulación estático del tornillo de Arquímedes.

En este anexo se presenta la comparación entre el flujo másico de entrada y salida para cada uno de los escenarios simulados. En lo referente a la nomenclatura de la columna "turbina" las primeras 2 cifras, se refieren al ángulo de inclinación del tornillo, la siguiente cifra hace referencia al tamaño de brecha seguido de una "G", posteriormente se tiene el número de álabes seguido de una "A" finalmente, se tiene el tirante teórico a la entrada de la turbina precedido por una "T". Por ejemplo, si se tiene lo siguiente 203G3AT20 quiere decir que se trata de un tornillo de Arquímedes inclinado 20°, con 3 mm de brecha, 3 álabes y un tirante de entrada al canal de 20 cm.

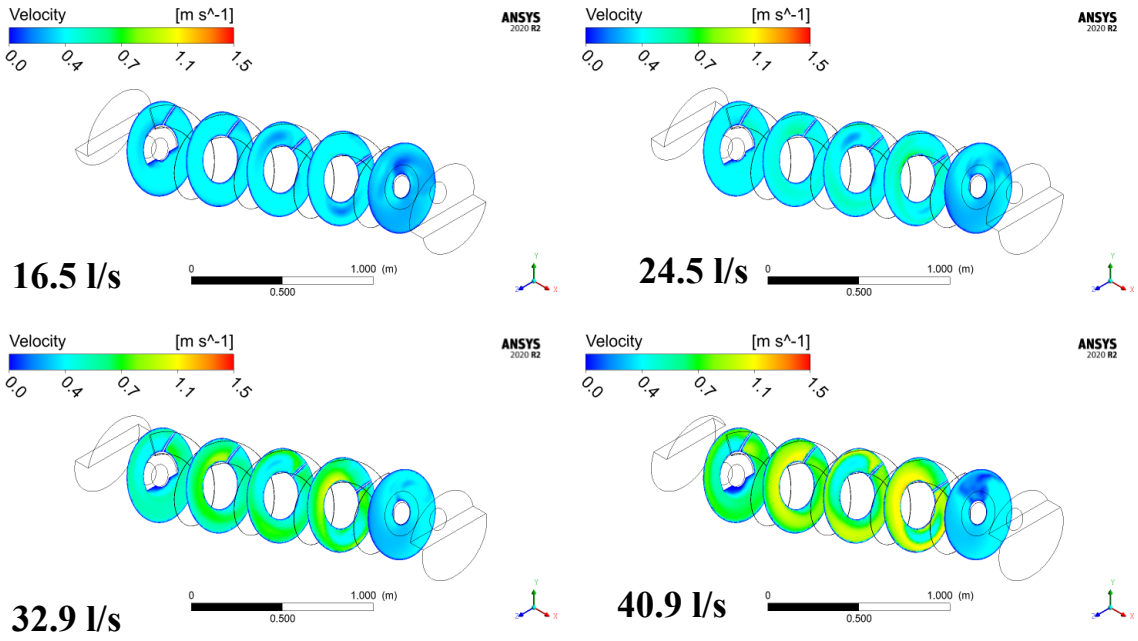
Turbina	Flujo másico entrada (kg/s)	Flujo másico salida (kg/s)	Diferencia	%
203G1AT20	16.53	-16.54	-0.00156	0.0094%
203G1AT25	24.48	-24.49	-0.00233	0.0095%
203G1AT30	32.89	-32.89	-0.00573	0.0174%
203G1AT35	40.86	-40.89	-0.02125	0.0520%
203G1AT40	47.88	-47.88	-0.00236	0.0049%
243G1AT20	16.53	-16.55	-0.01589	0.0961%
243G1AT25	24.48	-24.48	0.00081	0.0033%
243G1AT30	32.77	-32.77	-0.00183	0.0056%
243G1AT35	40.86	-40.87	-0.00306	0.0075%
243G1AT40	47.88	-47.89	-0.00727	0.0152%
283G1AT20	16.53	-16.53	0.00608	0.0368%
283G1AT25	24.48	-24.48	0.00940	0.0384%
283G1AT30	32.89	-32.89	-0.00114	0.0035%
283G1AT35	40.86	-40.87	-0.00316	0.0077%
283G1AT40	47.88	-47.88	0.00461	0.0096%
203G2AT20	16.534	-16.533	0.00118	0.0071%
203G2AT25	24.485	-24.485	-0.00072	0.0029%
203G2AT30	32.889	-32.888	0.00049	0.0015%
203G2AT35	40.865	-40.855	0.00966	0.0237%
203G2AT40	47.882	-47.889	-0.00695	0.0145%
243G2AT20	16.53	-16.53	0.00121	0.0073%
243G2AT25	24.48	-24.48	0.00253	0.0104%
243G2AT30	32.89	-32.89	-0.00463	0.0141%
243G2AT35	40.86	-40.86	0.00966	0.0236%
243G2AT40	47.88	-47.88	-0.00161	0.0034%
283G2AT20	16.53	-16.53	0.00193	0.0117%

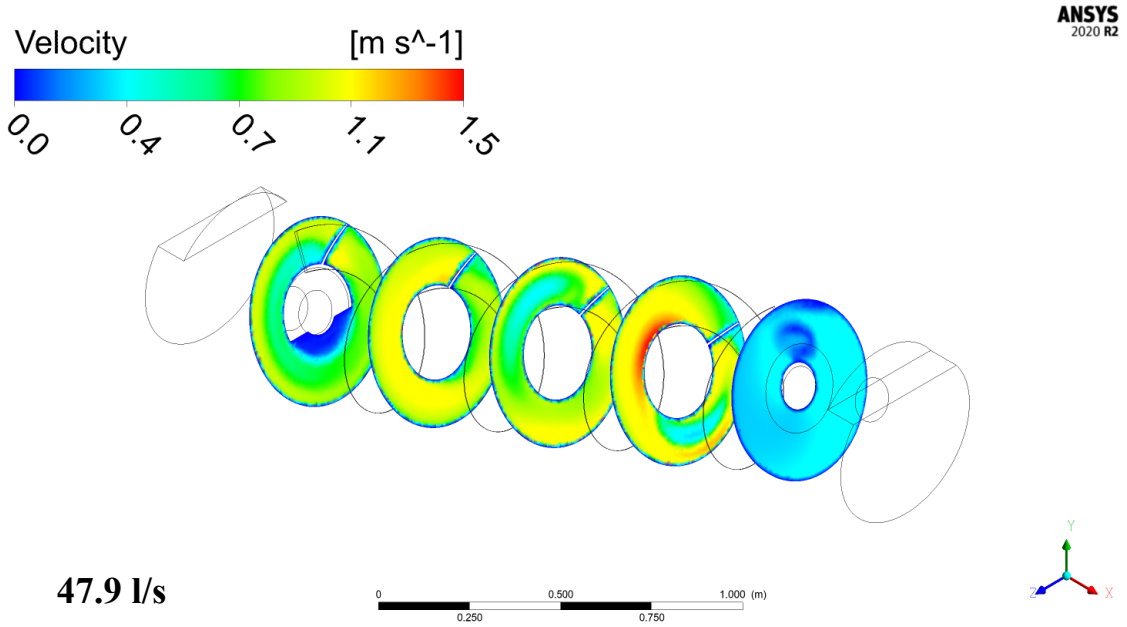
Turbina	Flujo másico entrada (kg/s)	Flujo másico salida (kg/s)	Diferencia	%
283G2AT25	24.48	-24.48	0.00156	0.0064%
283G2AT30	32.89	-32.90	-0.00759	0.0231%
283G2AT35	40.86	-40.86	0.00418	0.0102%
283G2AT40	47.88	-47.87	0.00921	0.0192%
203G3AT20	16.53	-16.53	0.00184	0.0111%
203G3AT25	24.48	-24.48	0.00151	0.0062%
203G3AT30	32.89	-32.89	0.00040	0.0012%
203G3AT35	40.86	-40.87	-0.00683	0.0167%
203G3AT40	47.88	-47.88	0.00614	0.0128%
223G3AT25	24.48	-24.49	-0.00145	0.0059%
243G3AT20	16.53	-16.59	-0.05111	0.3091%
243G3AT25	24.48	-24.48	0.00093	0.0038%
243G3AT30	32.89	-32.89	0.00177	0.0054%
243G3AT35	40.86	-40.87	-0.00381	0.0093%
243G3AT40	47.88	-47.87	0.01021	0.0213%
283G3AT20	16.53	-16.72	-0.18412	1.1135%
283G3AT25	24.48	-24.48	-0.00023	0.0009%
283G3AT30	32.89	-32.89	-0.00083	0.0025%
283G3AT35	40.86	-40.86	0.00509	0.0124%
283G3AT40	47.88	-47.88	0.00614	0.0128%
203G4AT25	24.48	-24.48	0.00578	0.0236%
203G4AT30	32.89	-32.89	0.00070	0.0021%
203G4AT35	40.86	-40.86	0.00001	0.0000%
203G4AT40	47.88	-47.88	0.00174	0.0036%
203G5AT20	16.53	-16.54	-0.00125	0.0076%
203G5AT25	24.48	-24.49	-0.00104	0.0042%
203G5AT30	32.89	-32.89	0.00118	0.0036%
203G5AT35	40.86	-40.86	0.00171	0.0042%
203G5AT40	47.88	-47.88	-0.00235	0.0049%
203G6AT20	16.53	-16.53	0.00096	0.0058%
203G6AT25	24.48	-24.49	-0.00119	0.0049%
203G6AT30	32.89	-32.89	-0.00554	0.0169%
203G6AT35	40.86	-40.87	-0.00937	0.0229%
203G6AT40	47.88	-47.88	-0.00059	0.0012%

ANEXO 4. Planos de velocidad en distintas secciones de la turbina.

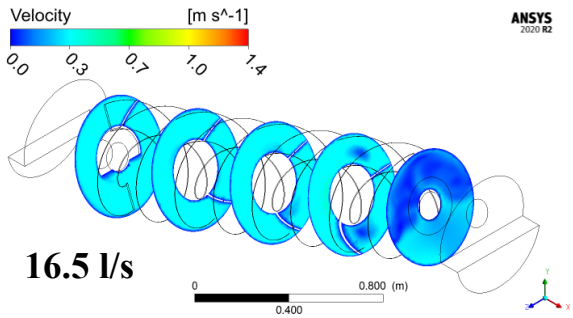
En este anexo, se puede observar la colocación de los planos a lo largo del tornillo de Arquímedes, así como la distribución de velocidad en dichos planos obtenidos mediante el esquema de simulación estacionario, para turbinas de 1, 2, 3, 4, 5 y 6 álabes con 20° de inclinación, operando con caudales de 16.5, 24.5, 32.9, 40.9 y 47.9 l/s. El comportamiento de la velocidad coincide con lo que se ha obtenido en otros estudios que han empleado el mismo esquema de simulación (Maulana, Syuhada, y Almas, 2018; Rosly et al., 2016). Ya que la velocidad del flujo en el último de plano de todas las turbinas evaluadas es mayor, comparado con la velocidad en el plano de entrada lo cual indica la transferencia de cantidad de movimiento. Las velocidades máximas en las 6 turbinas se obtienen con caudales mayores, es decir a partir de los 32.9 l/s. Por otra parte, al aumentar el número de álabes disminuye la velocidad del flujo debido a que este tienen más obstáculos (álabes) que le impiden el flujo libre.

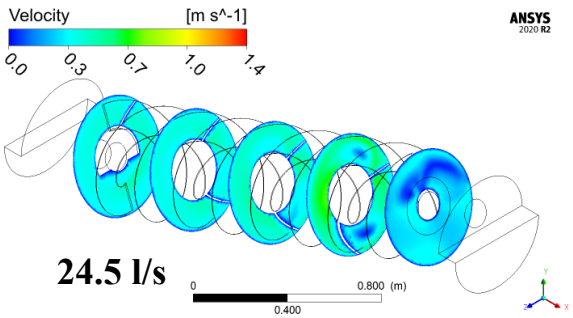
Turbina con 1 álabe

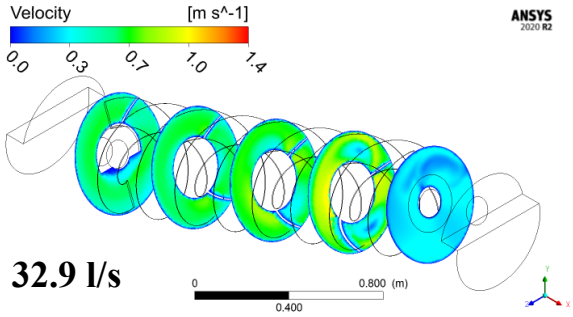


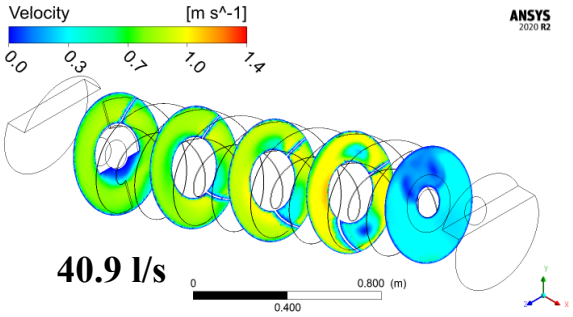


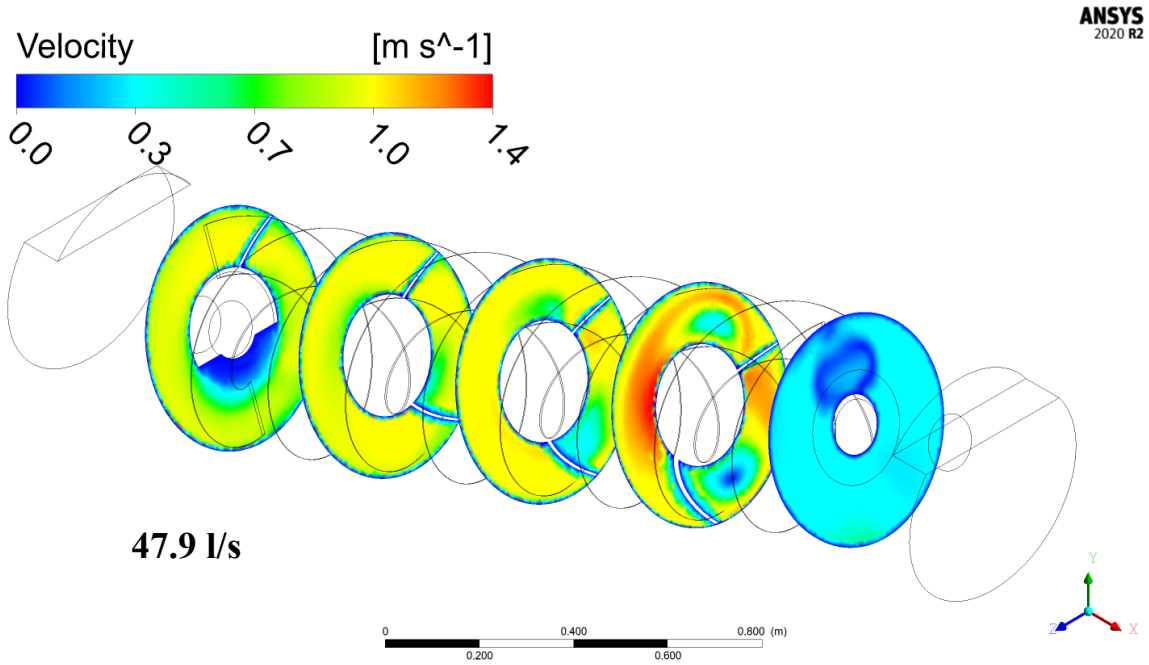
Turbina con 2 álabes



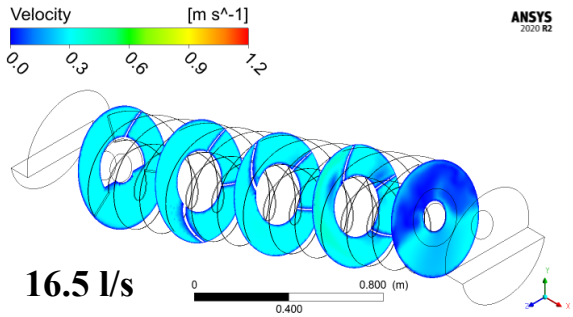


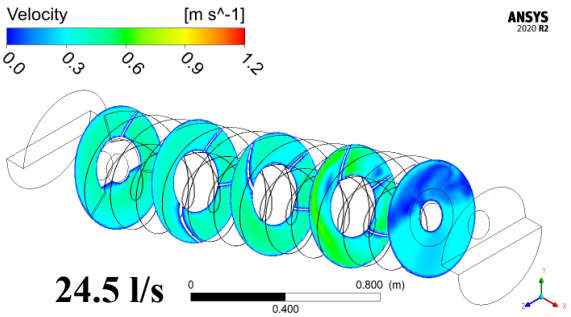


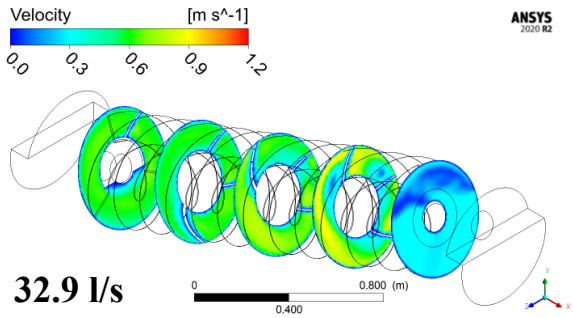


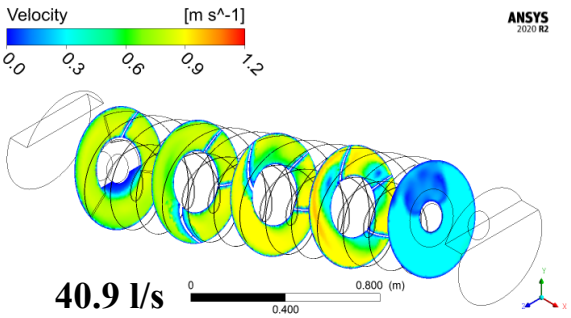


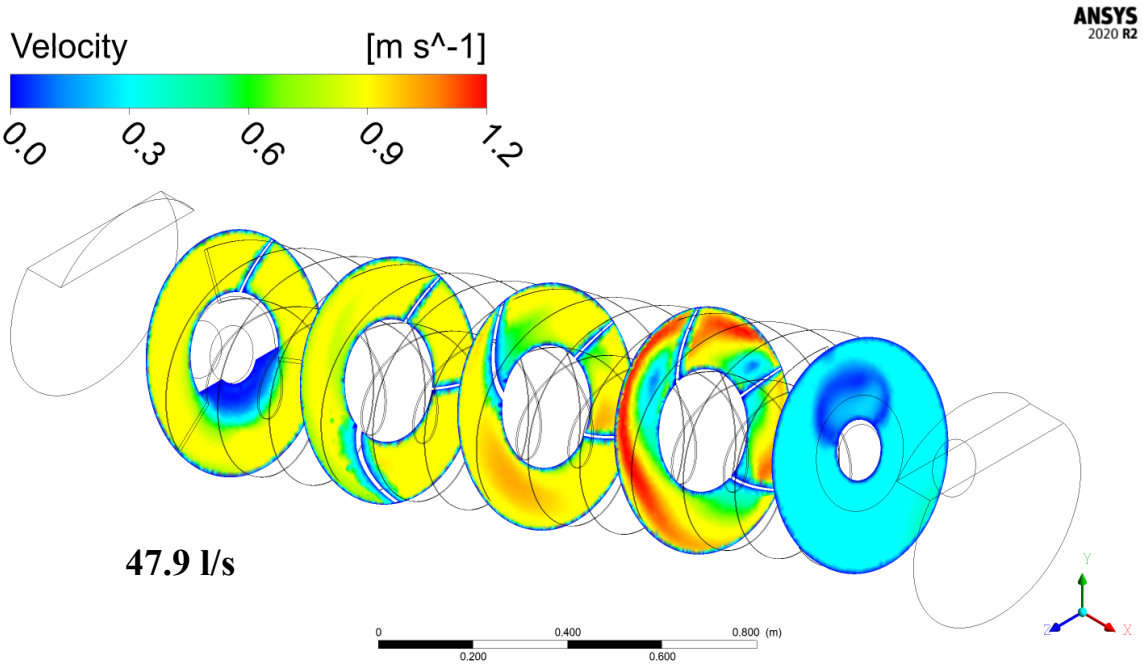
Turbina con 3 álabes



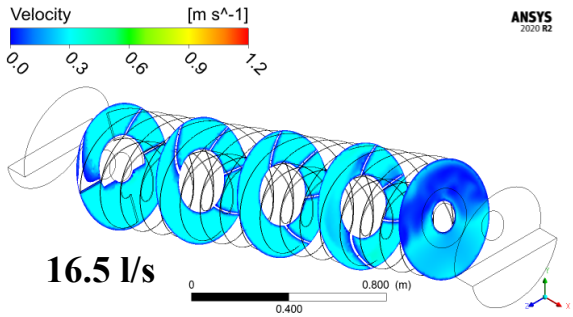


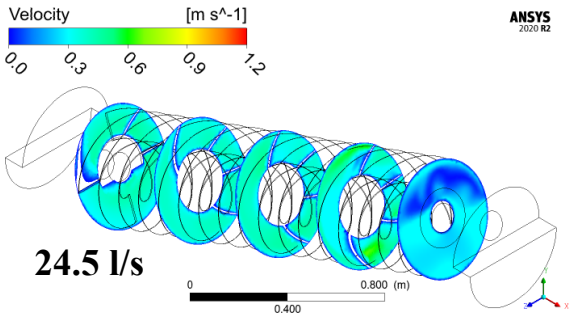


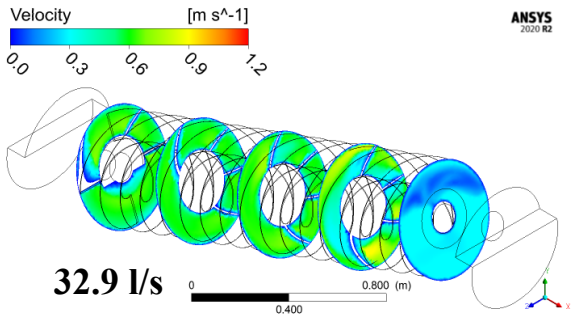


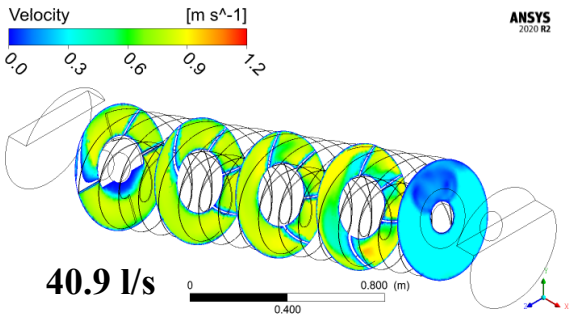


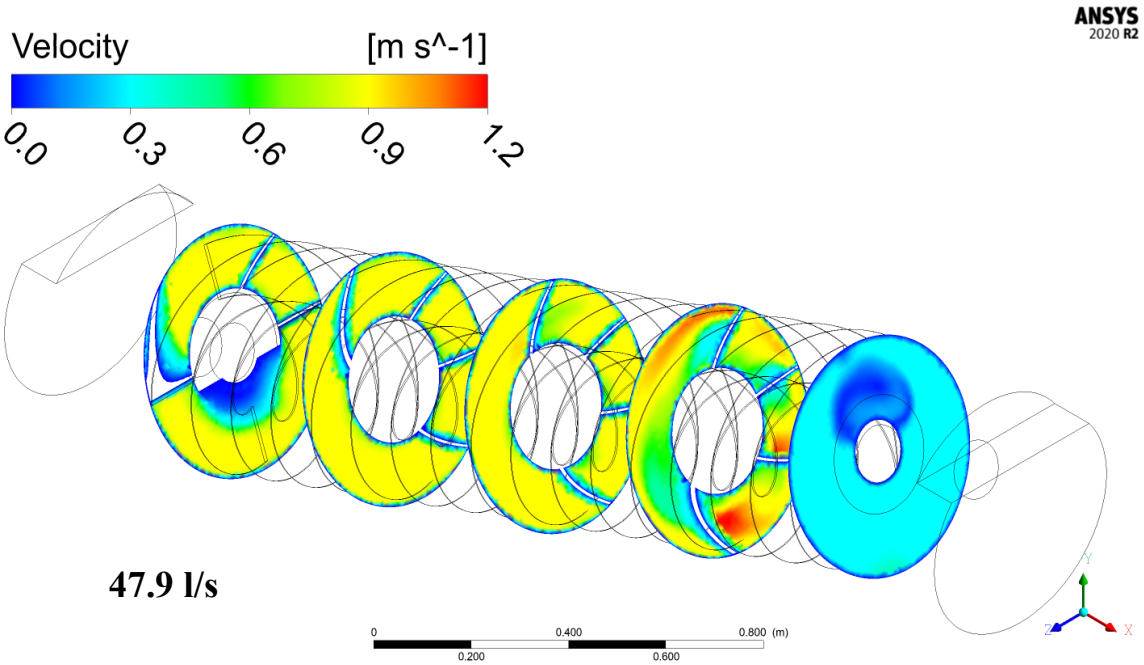
Turbina con 4 álabes



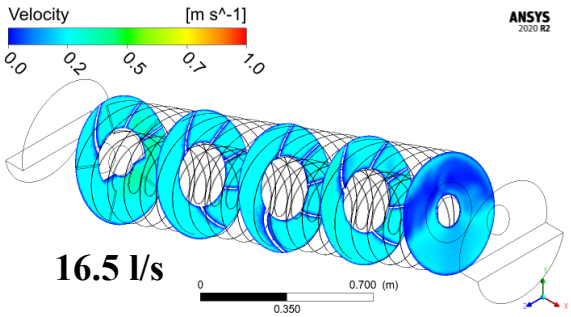


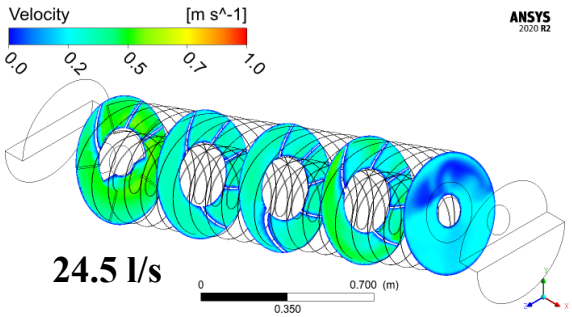


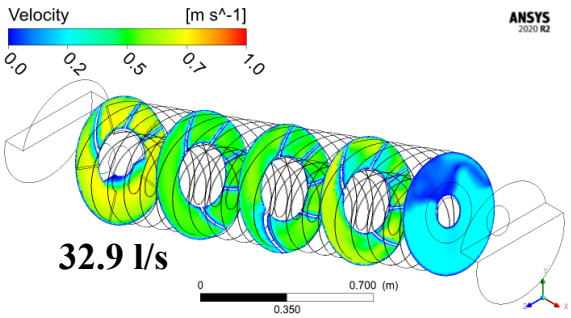


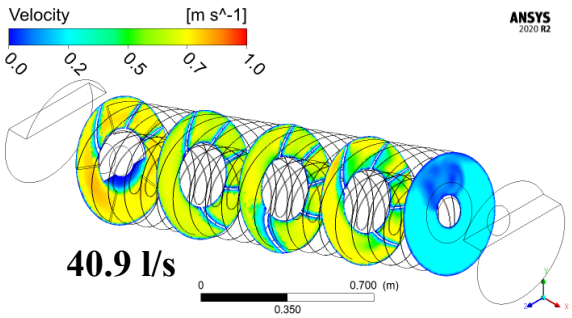


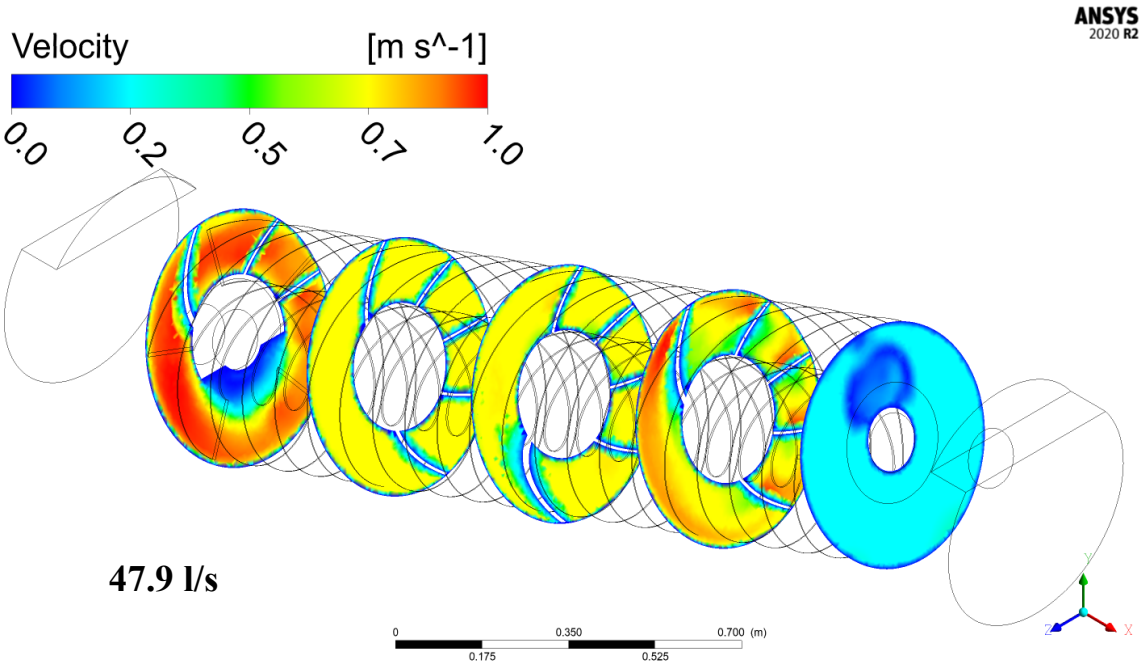
Turbina con 5 álabes



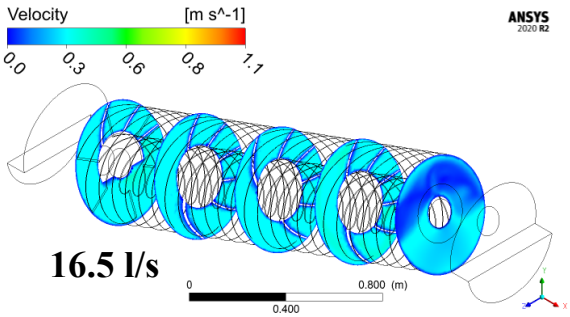


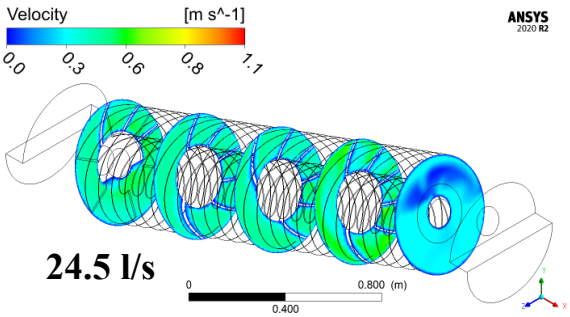


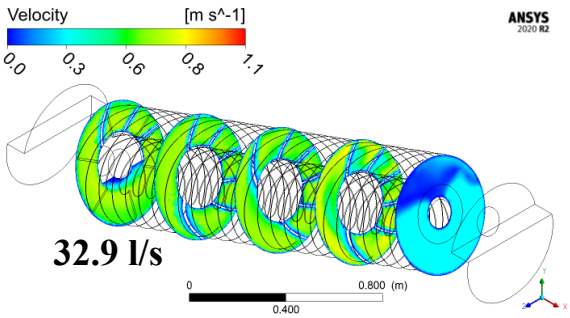


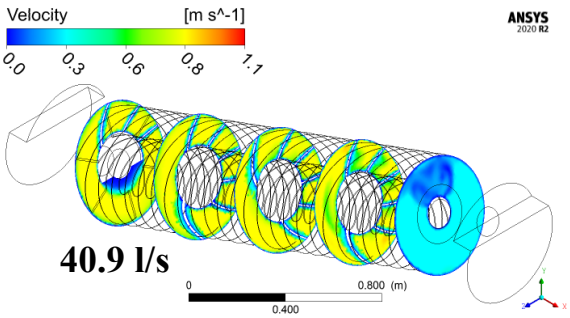


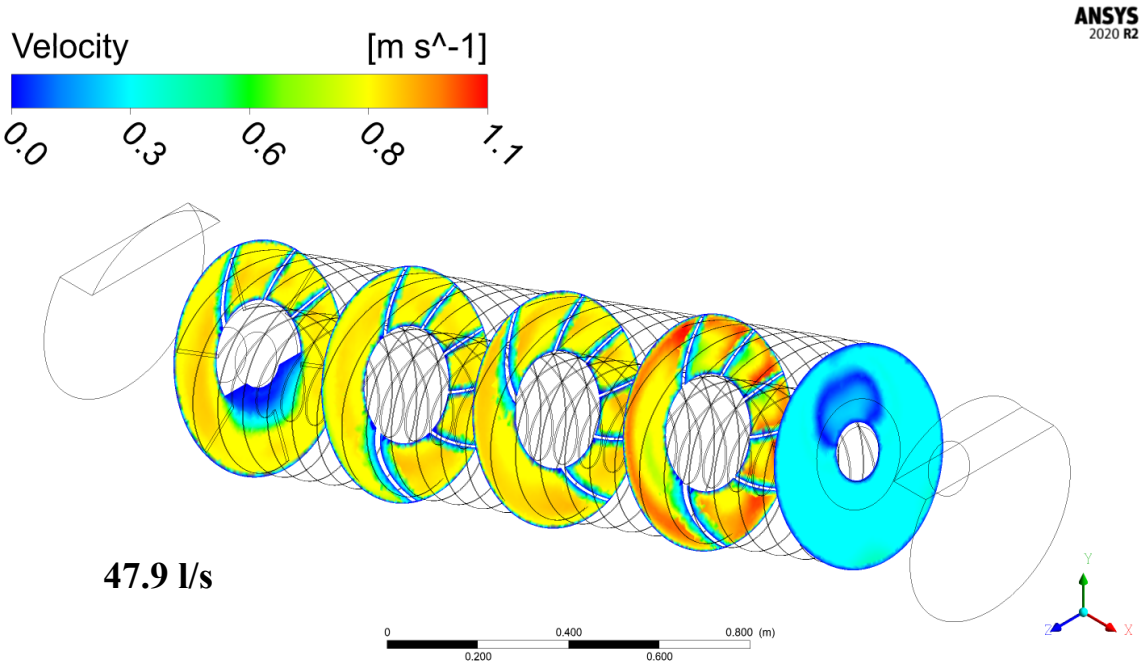
Turbina con 6 álabes









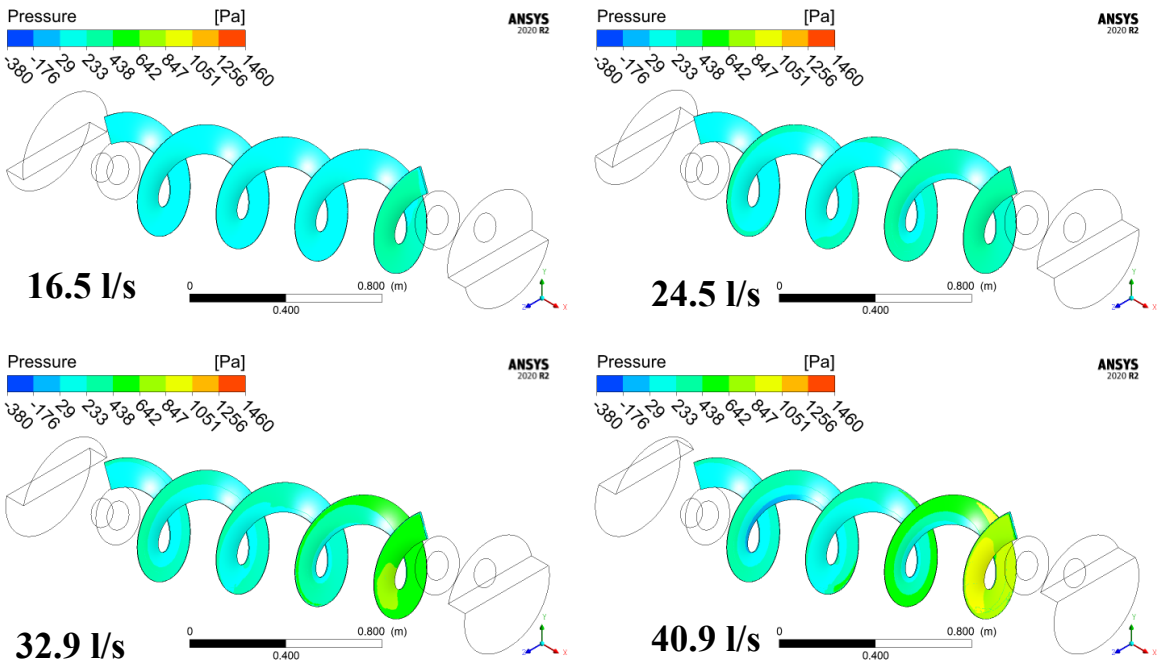

ANSYS
2020 R2
Velocity [m s^-1]
0.0
0.3
0.6
0.8
1.1
47.9 l/s
0
0.400
0.800 (m)
0.200
0.600
Y
Z
X

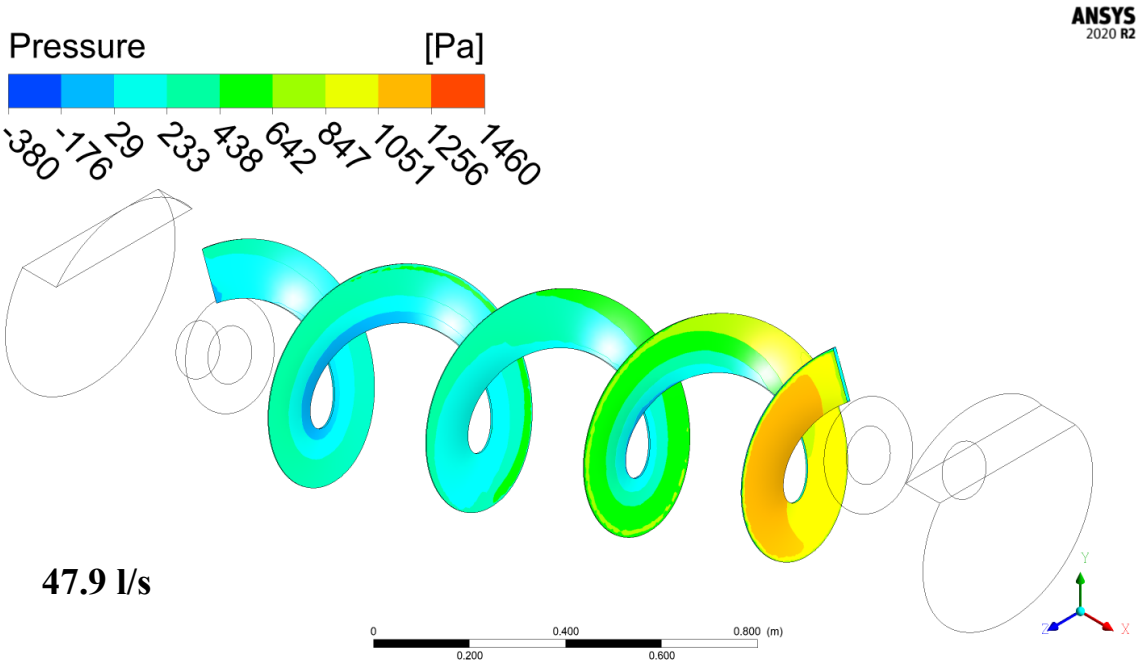
ANEXO 5. Contornos de presión en los álabes del tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación estacionario.

En este anexo se presentan los contornos de presión sobre los álabes de las turbinas de 1, 2, 3, 4, 5 y 6 álabes con 20° de inclinación operando con caudales de 16.5, 24.5, 32.9, 40.9 y 47.9 l/s. En este caso se observan las presiones máximas a la entrada de la turbina, posteriormente ésta va disminuyendo conforme pasa el flujo, al ser el tornillo de Arquímedes un dispositivo que opera gracias a esta diferencia de presiones.

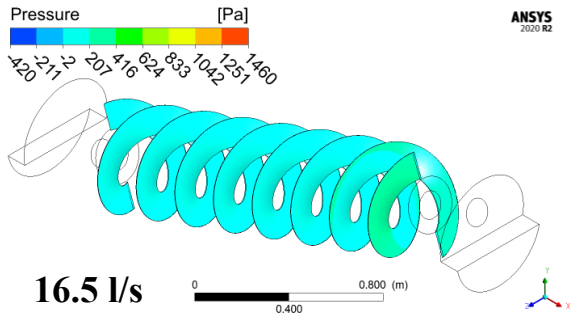
En este caso, la diferencia de presión entre la entrada y salida de la turbina representa la transferencia de cantidad de movimiento, por lo que las turbinas que presentan las máximas presiones (6 álabes) coinciden con las turbinas de las que se obtiene mayor torque. Para el caso de este esquema de simulación al aumentar el caudal de entrada incrementa también la presión.

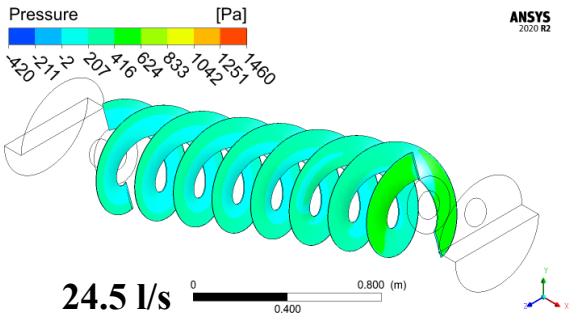
Turbina con 1 álabe.

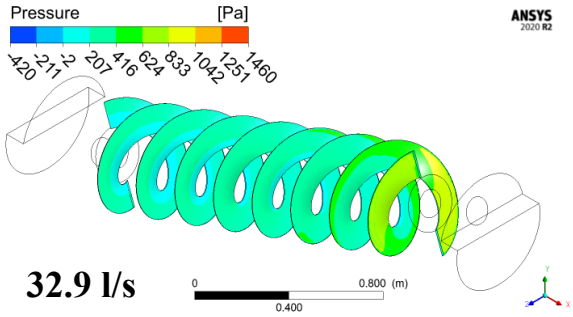


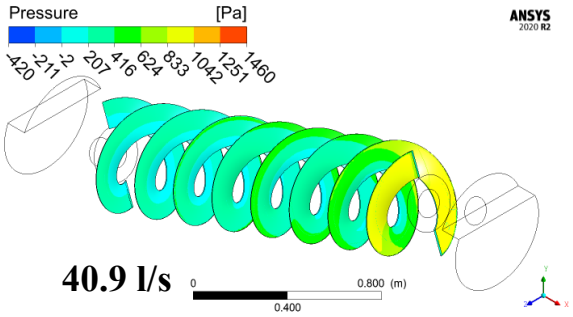


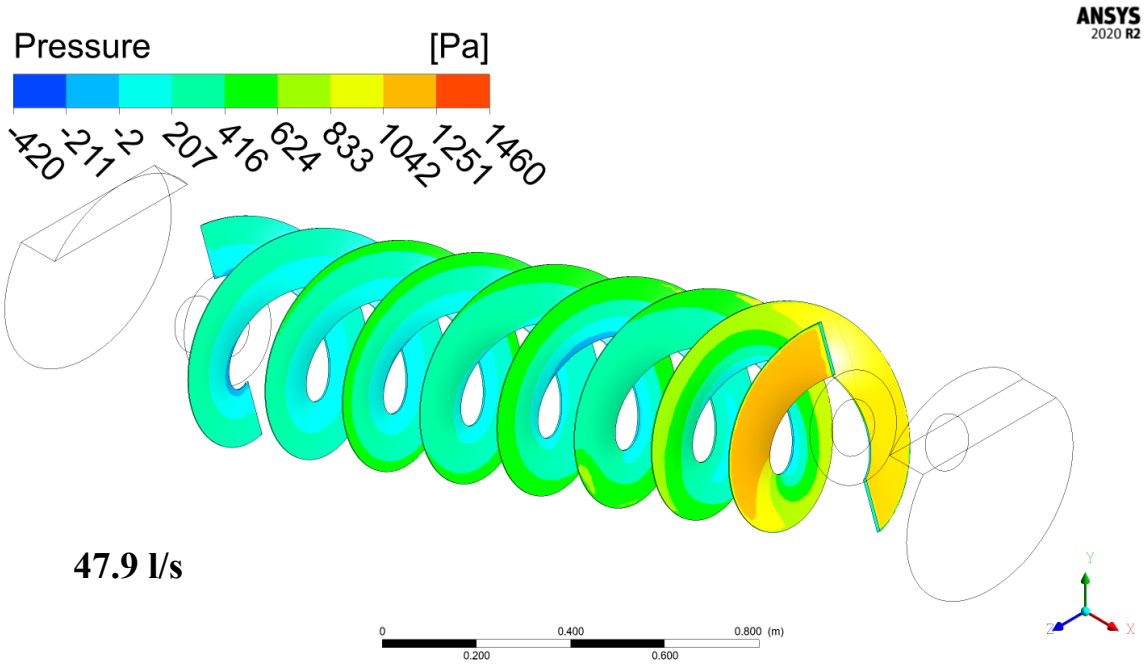
Turbina con 2 álabes



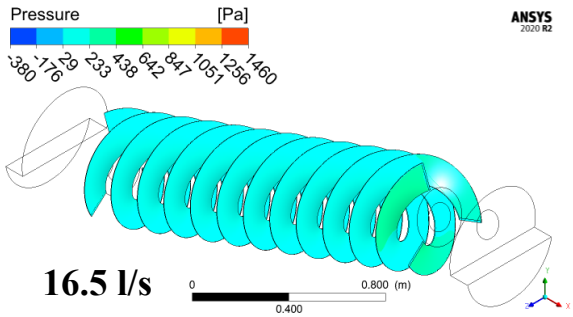


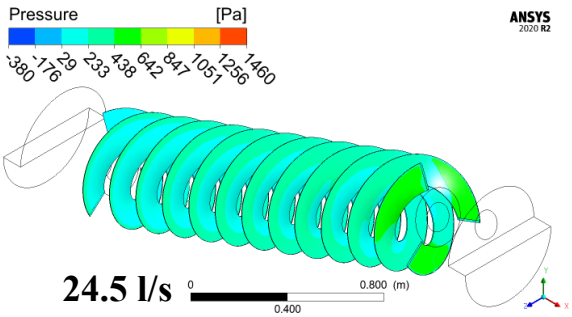


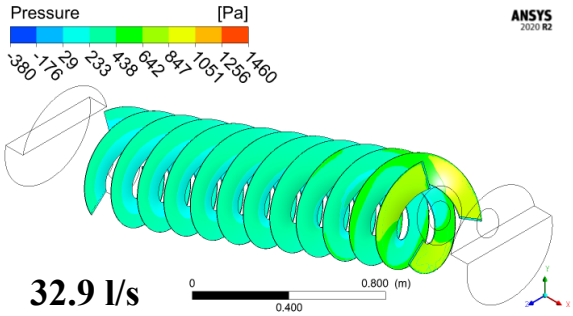


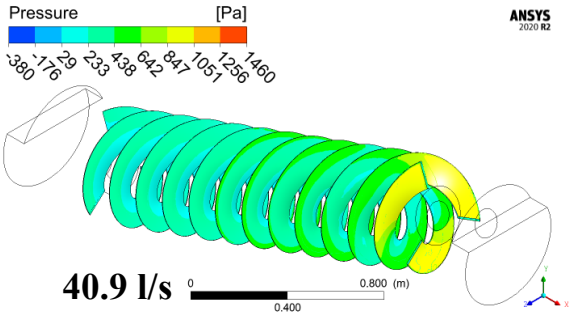


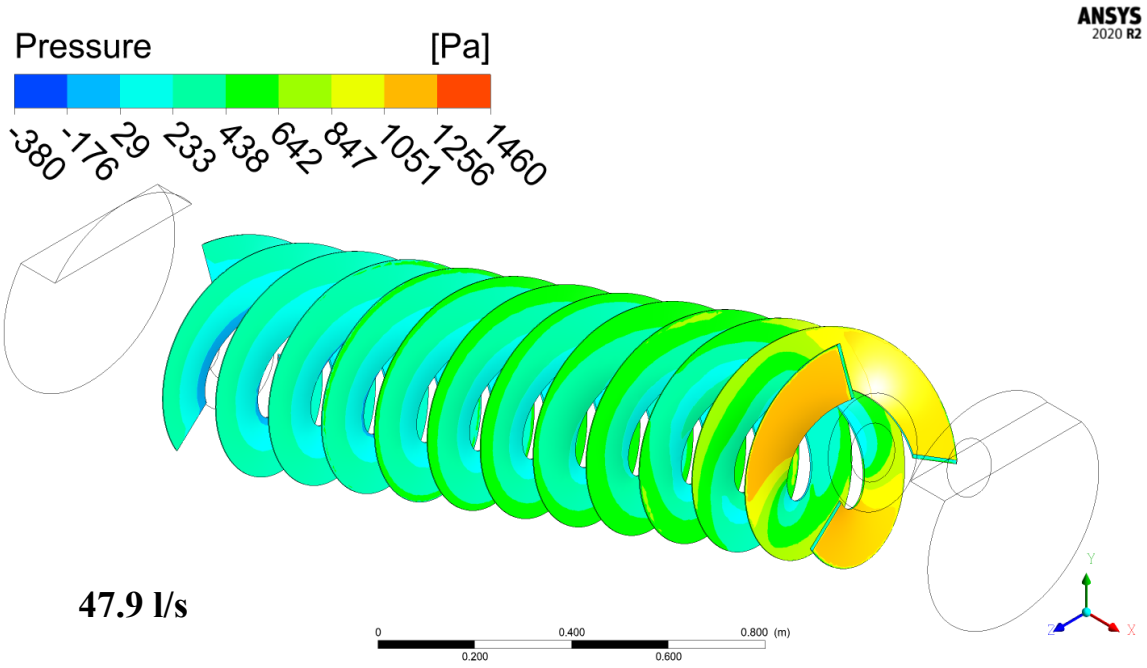
Turbina con 3 álabes



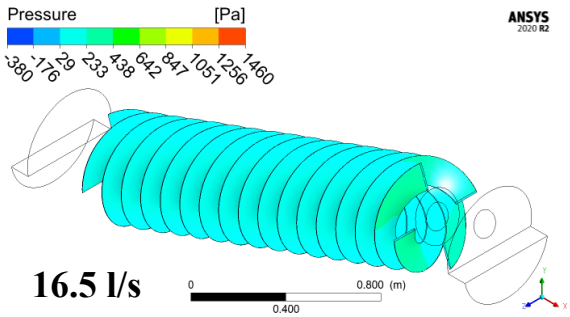


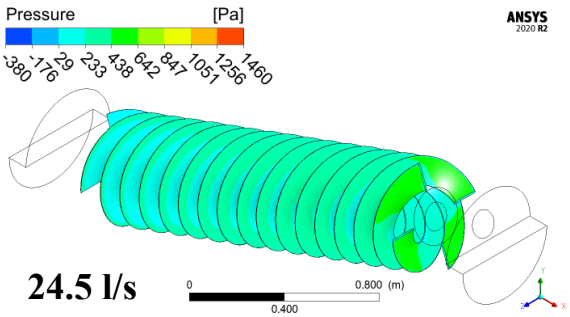


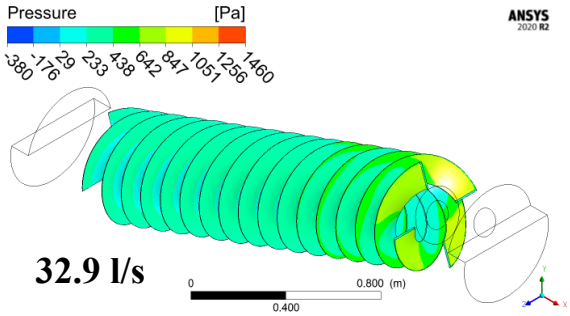


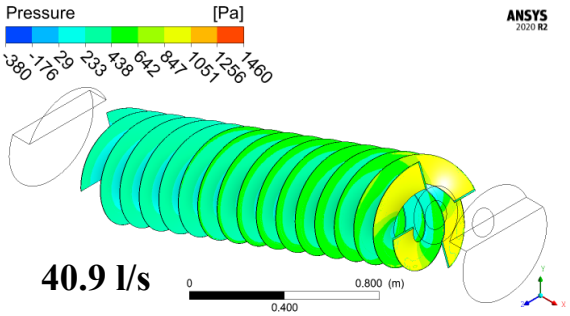


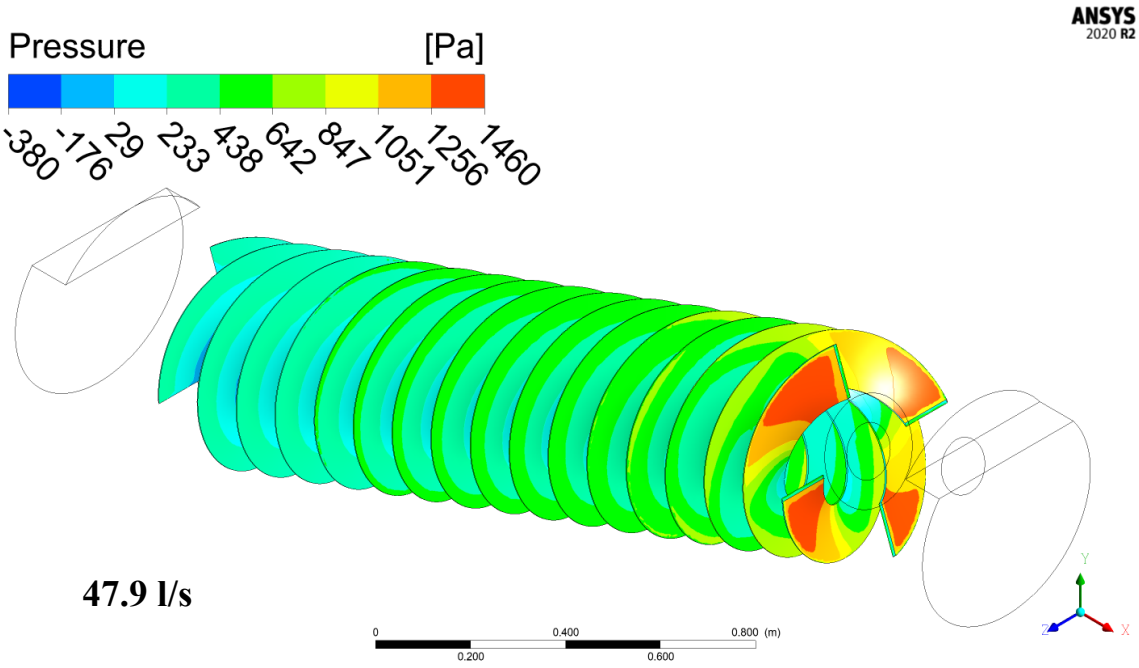
Turbina con 4 álabes



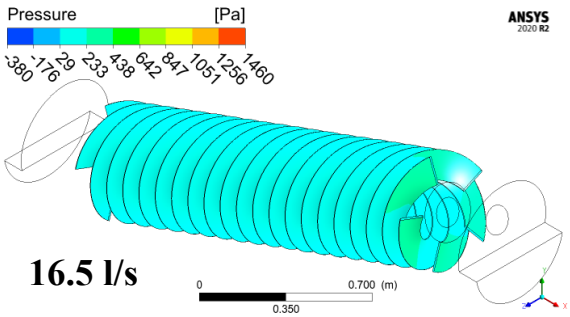


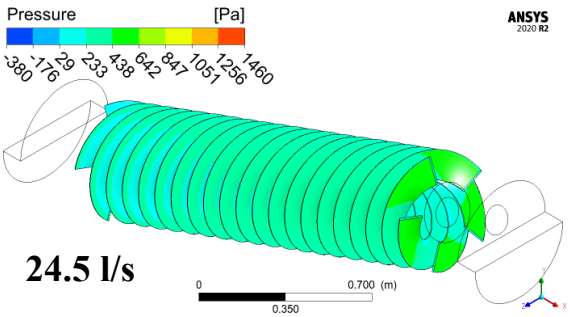


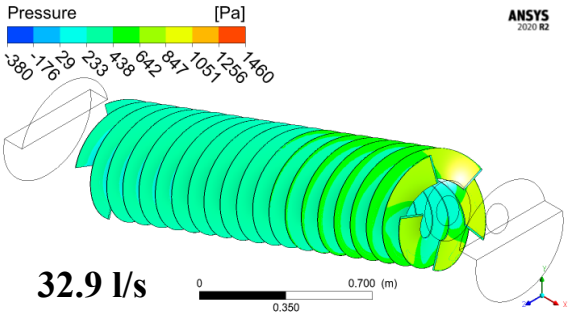


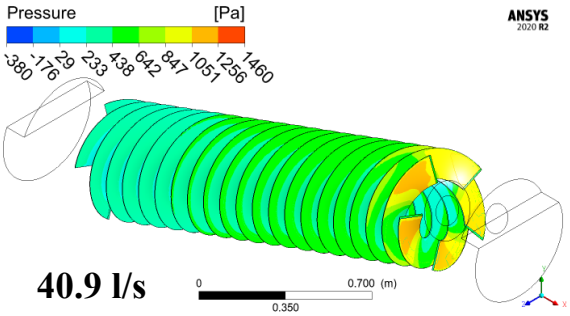


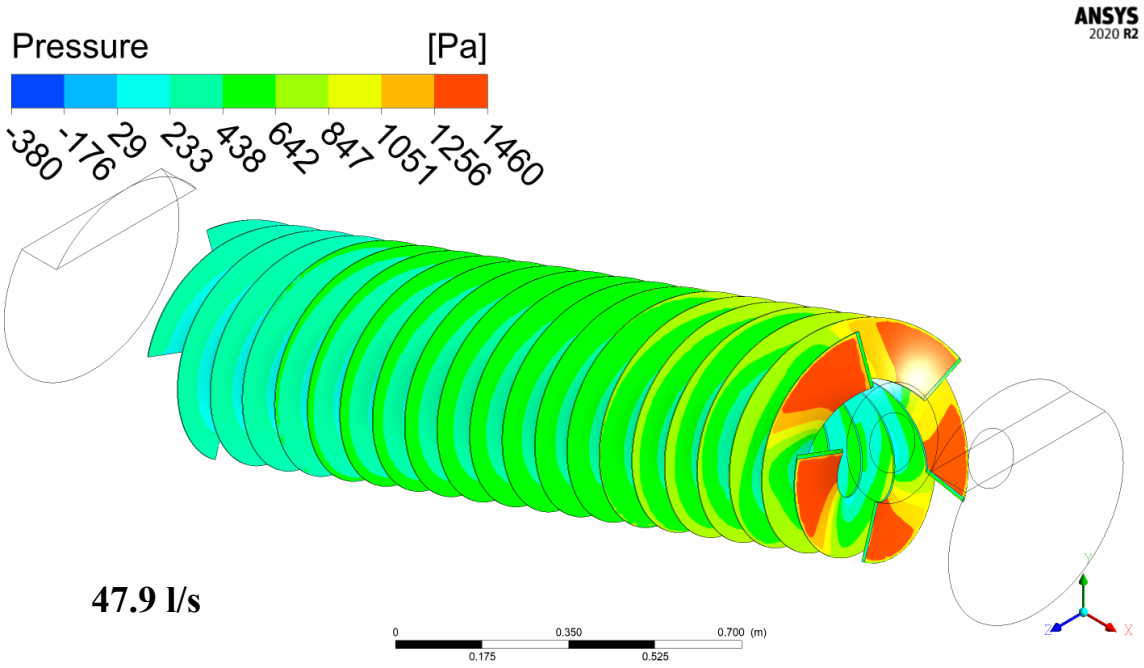
Turbina con 5 álabes



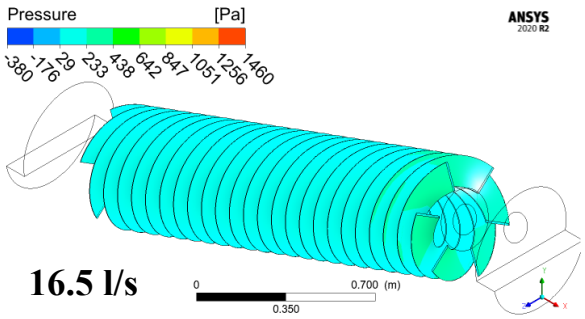


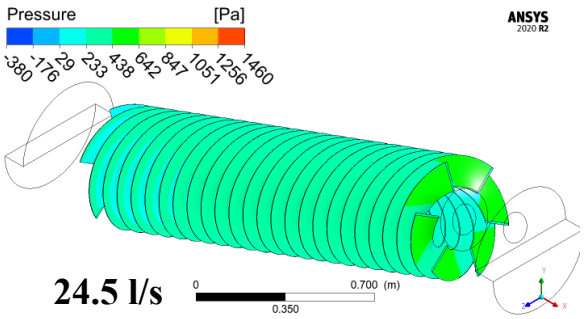


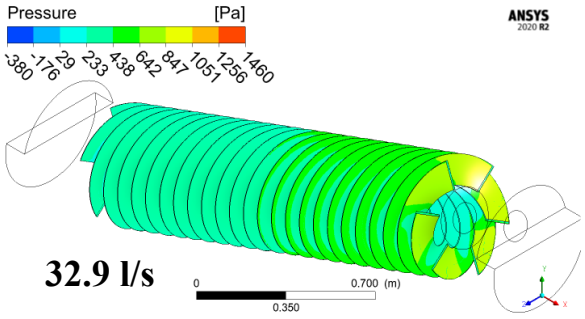


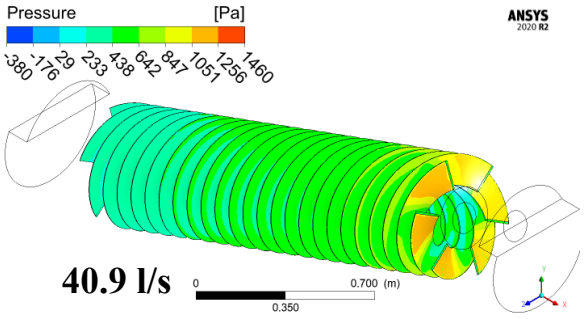


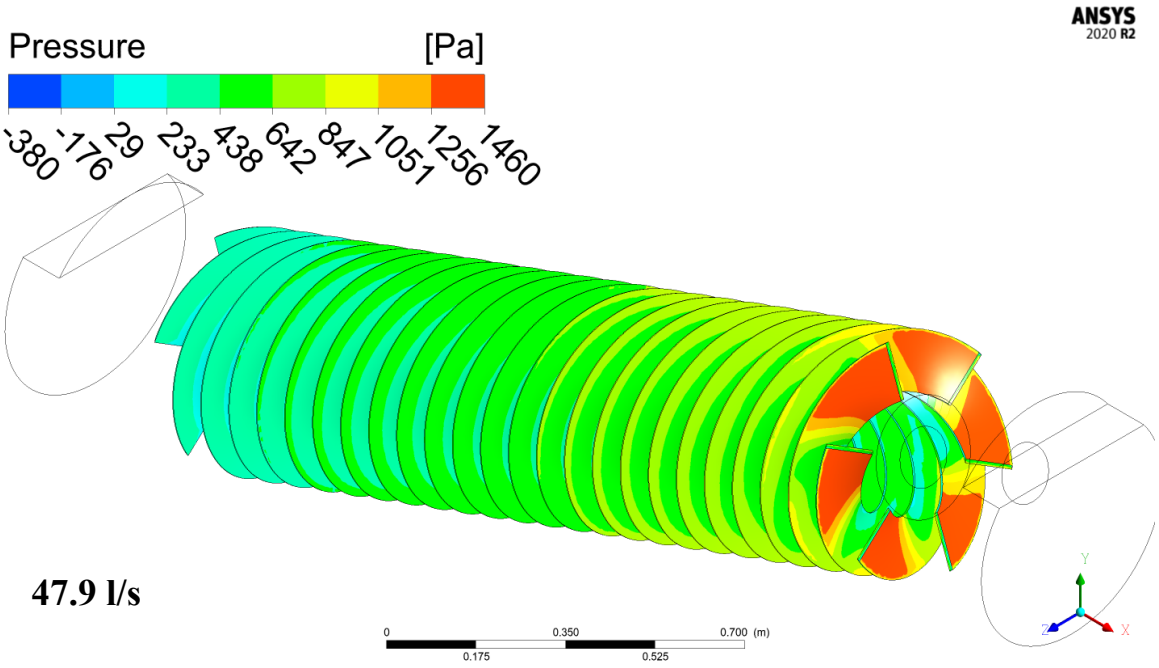
Turbina con 6 álabes









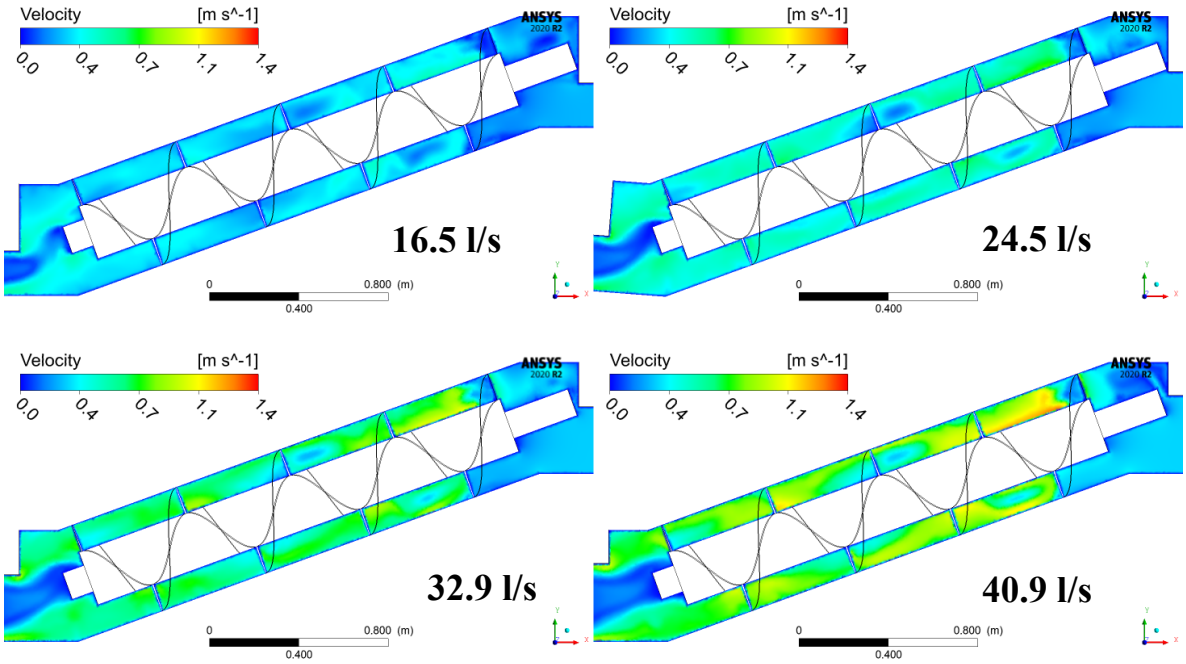

ANSYS
2020 R2
Pressure [Pa]
-380
-176
29
233
438
642
847
1051
1256
1460
47.9 l/s
0
0.350
0.700 (m)
0.175
0.525
Y
Z
X

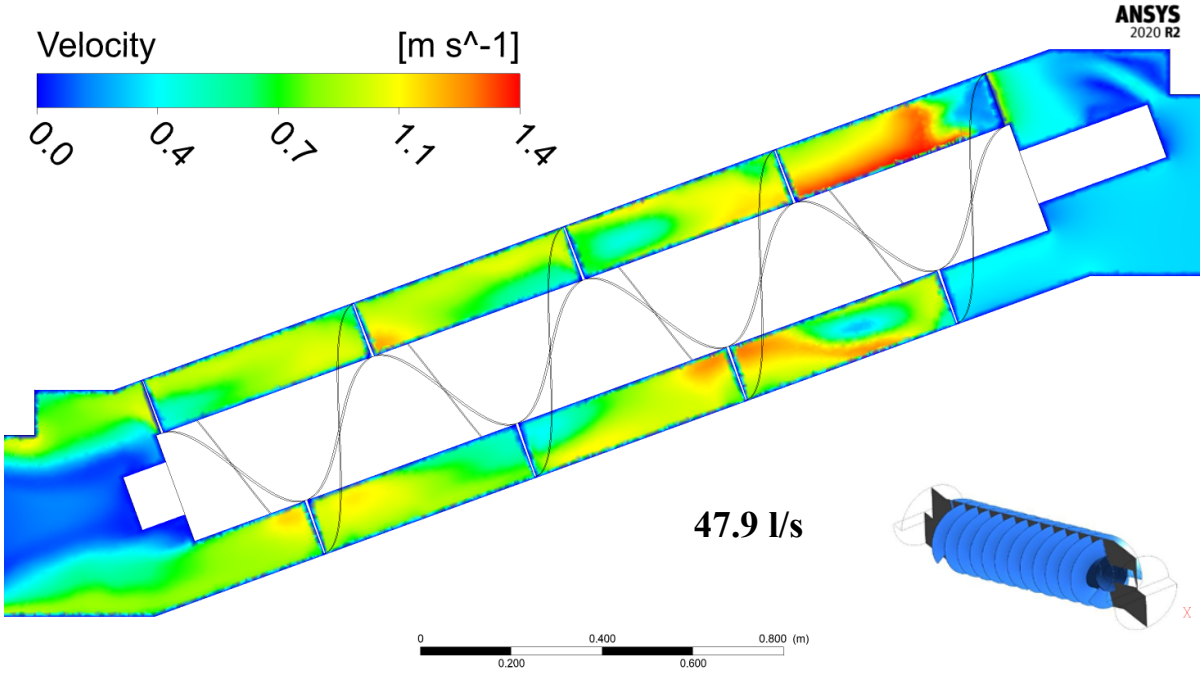
ANEXO 6. Campos de velocidad del esquema de simulación estacionario del tornillo de Arquímedes

En este anexo se presenta un plano de velocidad paralelo a la dirección de flujo, colocado en el centro de la turbina con la finalidad de observar de mejor manera los campos de velocidades en tornillos de Arquímedes con 1, 2, 3, 4, 5 y 6 álabes con 20° de inclinación operando con caudales de 16.5, 24.5, 32.9, 40.9 y 47.9 l/s. Los resultados obtenidos con este análisis son muy parecidos a los presentados en el anexo 4 el cual hace referencia a la velocidad del flujo en diferentes planos de la turbina. Sin embargo, este análisis permitió observar de mejor manera el comportamiento de la velocidad ya que permitió obtener conclusiones más detalladas.

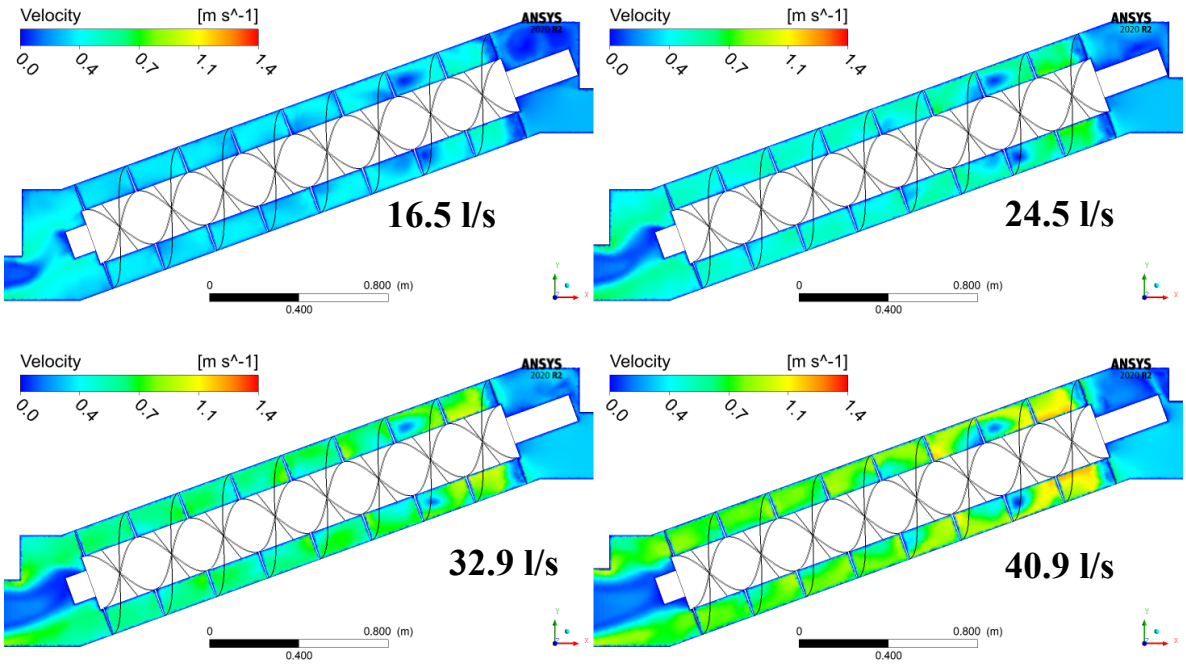
En todos los campos de velocidad puede observarse que el mayor aumento de la velocidad de flujo se da entre la entrada y el primer medio ciclo de álabes la turbina debido al cambio de dirección del flujo ya que se tiene el inicio de la pendiente del canal lo que provoca la aceleración flujo. Después, esta velocidad disminuye, sin embargo, es importante notar que, al final de todas las turbinas la velocidad del flujo es mayor comparada con la velocidad en la sección de entrada al canal lo que es un indicador de la transferencia de cantidad de movimiento.

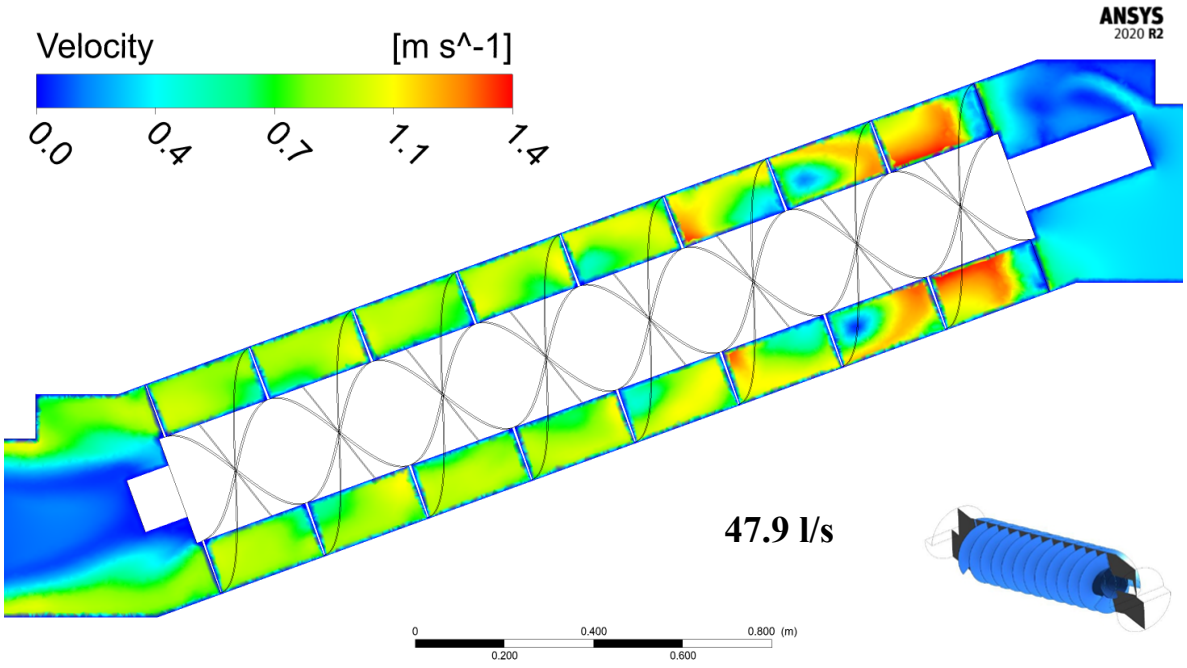
Turbina con 1 álabe



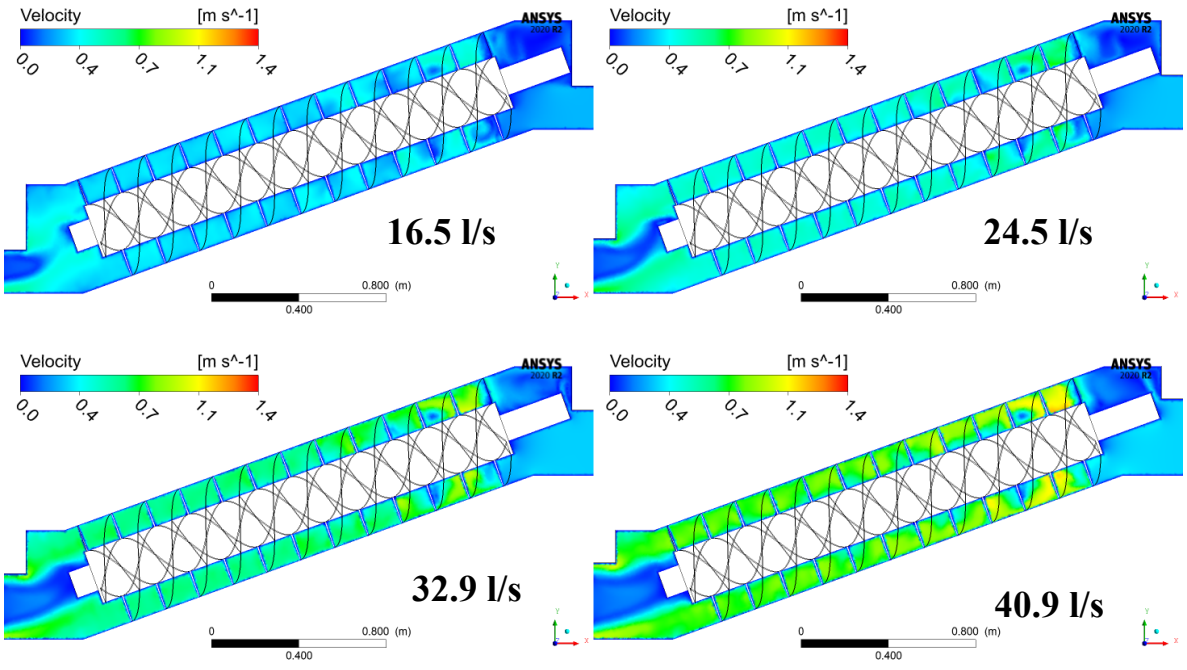


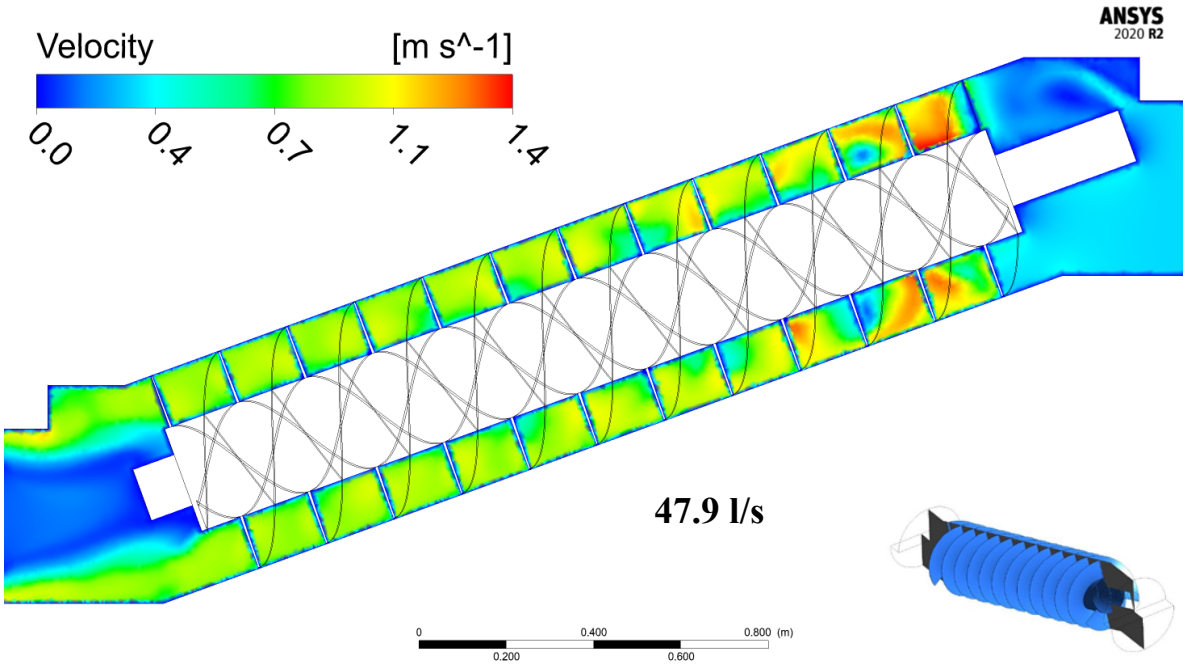
Turbina con 2 álabes



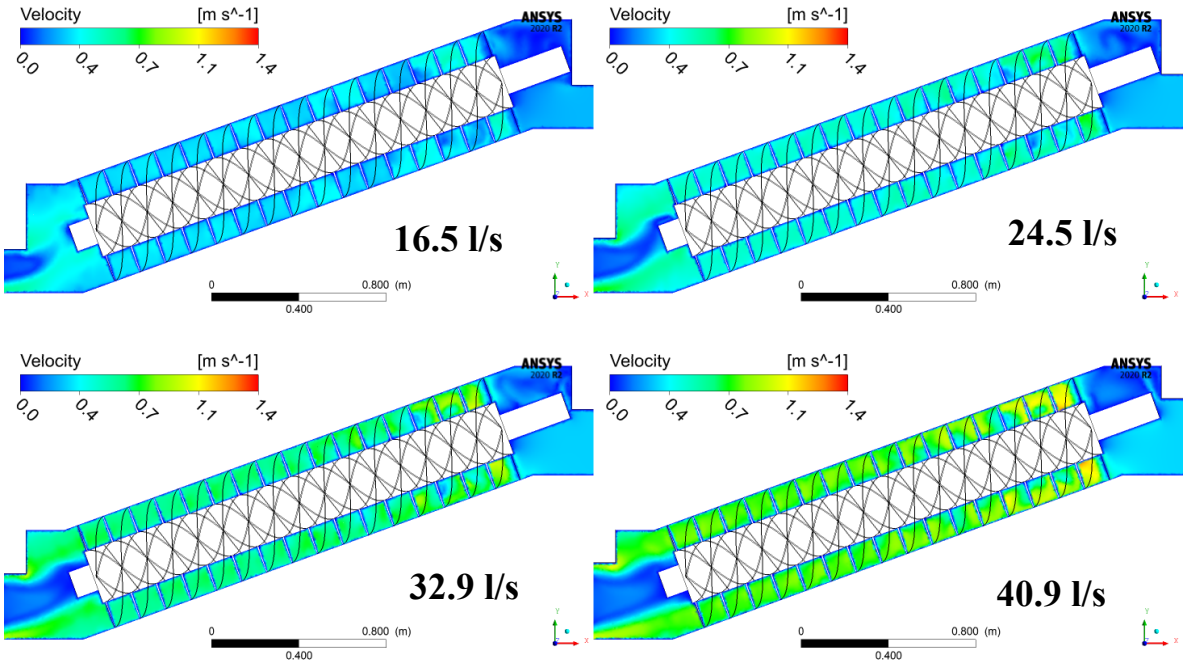


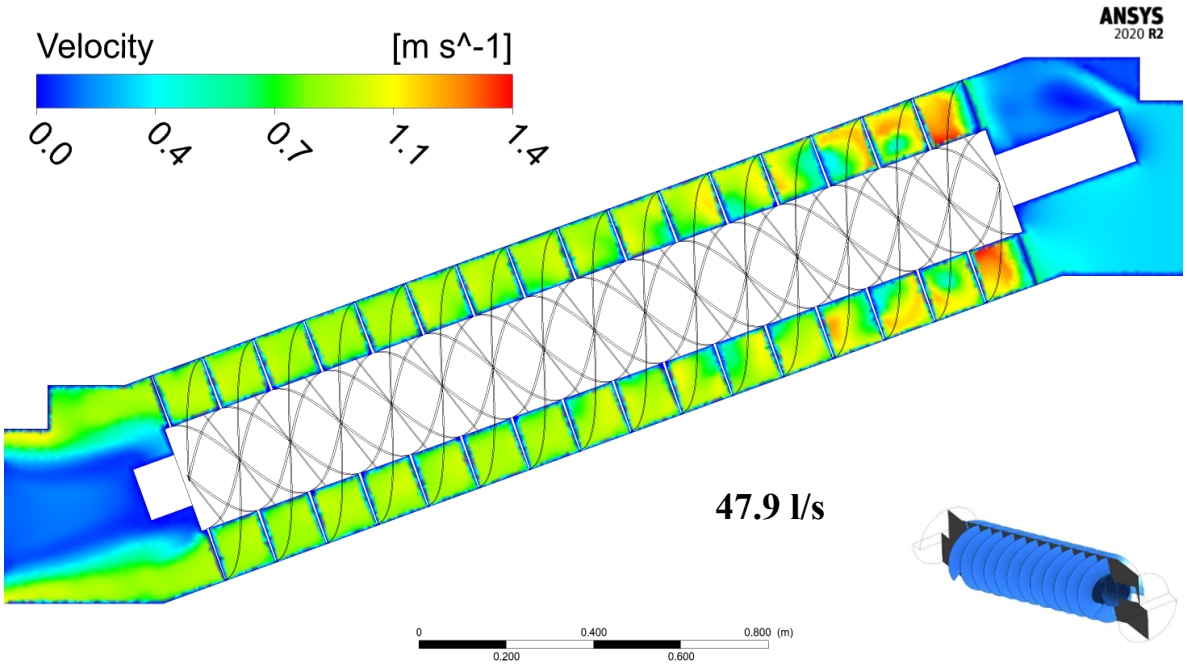
Turbina con 3 álabes



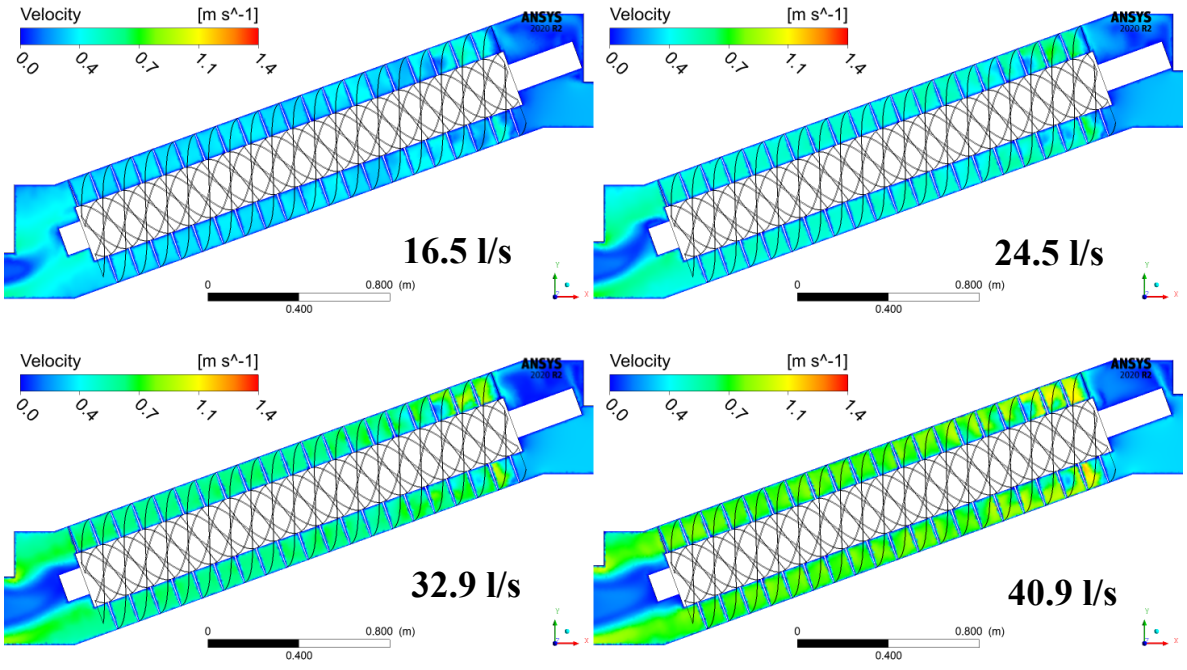


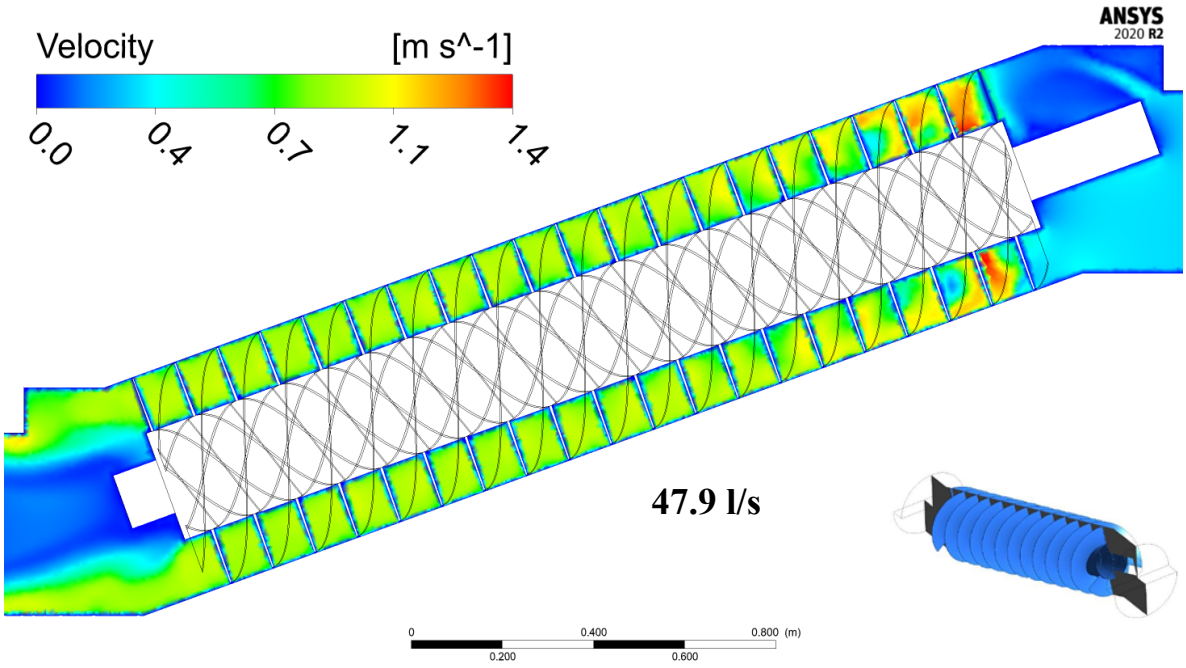
Turbina con 4 álabes



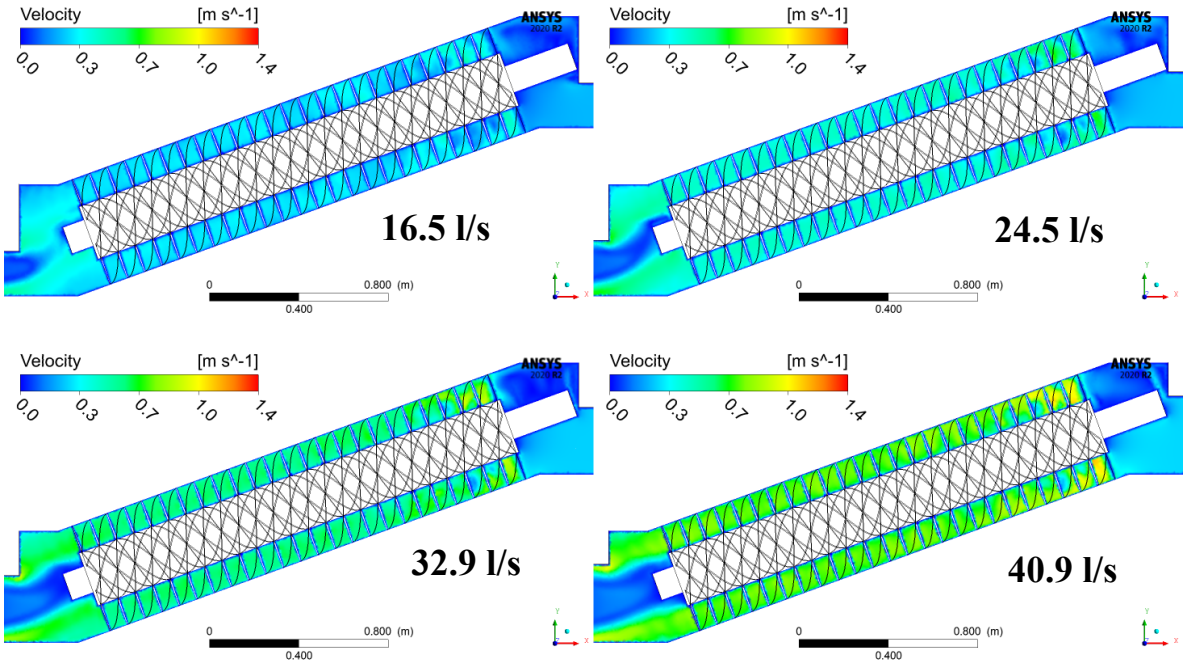


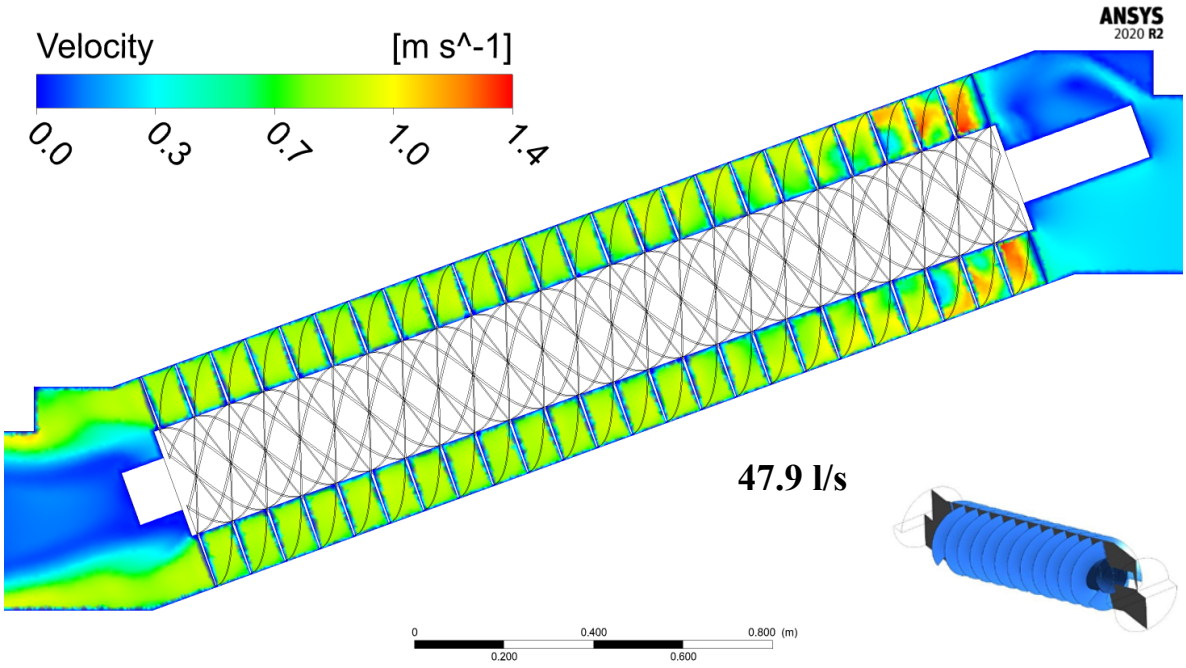
Turbina con 5 álabes





Turbina con 6 álabes




Velocity [m s^-1]
0.0
0.3
0.7
1.0
1.4
ANSYS
2020 R2
47.9 l/s
0
0.400
0.800 (m)
0.200
0.600

ANEXO 7. Escenarios de simulación adicionales en el esquema de simulación estacionario.

Con base en los resultados obtenidos de las simulaciones bajo el esquema estacionario del tornillo de Arquímedes y la bibliografía consultada, se propuso realizar una serie de simulaciones complementarias a las planteadas en un inicio, con el fin de evaluar el campo de flujo, así como el rendimiento de los dispositivos. Estas simulaciones complementarias y los resultados correspondientes se presentan a continuación.

Tornillo de Arquímedes con inclinación de 22°

De acuerdo con Erinofiardi et. al. (2017) y los estudios experimentales que realizaron, el ángulo de inclinación óptimo del tornillo de Arquímedes es de 22°. Sin embargo, es importante destacar que en la investigación antes mencionada no se realizaron pruebas experimentales con el ángulo de inclinación de 20°. Es por ello, que se propuso simular los tornillos de 1, 2, 3, 4, 5 y 6 álabes con 22° de inclinación, operando con un caudal de 24.5 l/s para comparar el torque generado por los dispositivos, tomando en cuenta que, para este caso de aplicación, es de interés que la turbina genere el mayor torque posible para facilitar el bombeo.

En la Tabla 8.1, se presenta la comparación del torque obtenido para los 12 casos simulados, teniendo el mayor torque con las turbinas operando con un ángulo de inclinación de 20° con excepción de la turbina de un álabe que presentó un 1.8% más con el ángulo de 22°.

Tomando en cuenta lo anterior, se corrobora que el ángulo óptimo de operación para la aplicación propuesta en este proyecto de investigación corresponde al ángulo de inclinación de 20°.

Tabla 8.1. Comparativa del torque en tornillos de Arquímedes con 20° y 22°de inclinación (Nm)

Número de álabes	Inclinación		Diferencia
	20°	22°	
1	11.60	11.81	-1.8%
2	22.07	22.02	0.3%
3	33.66	33.64	0.1%
4	45.85	45.62	0.5%
5	59.65	59.57	0.1%
6	74.45	74.24	0.3%

Tornillo de Arquímedes con distinta longitud

Con base en los resultados obtenidos del comportamiento de la presión y velocidad a lo largo del tornillo de Arquímedes, se observó para todos los casos simulados en esquema estacionario que existe una mayor transferencia de torque de la entrada a la mitad de la turbina por lo que se propuso realizar simulaciones con tornillos de menor longitud y poder observar su influencia en el campo de flujo y torque generado.

Estas simulaciones se realizaron para el tornillo con 3 álabes, 20° inclinación, longitud de 1, 1.5 y 2 metros operando con un caudal de 24.5 l/s. Comenzando con el análisis del campo de velocidades, en la Figura 8.1 se presenta su comportamiento para los 3 casos simulados. Se identificó, de manera visual, que el campo de velocidades es el mismo, por lo que se podría interpretar que la longitud no influye en la hidrodinámica del dispositivo.

Adicionalmente, se colocaron 5 planos en distintas secciones del tornillo de Arquímedes para evaluar el comportamiento y distribución de la presión y velocidad a lo largo del dispositivo. Los resultados de este análisis se exponen en la Figura 8.2 mostrando la misma tendencia que para el tornillo de 2 metros. En efecto, en los tres casos la transferencia de torque máxima se presenta de la entrada a la mitad del dispositivo sin importar su longitud.

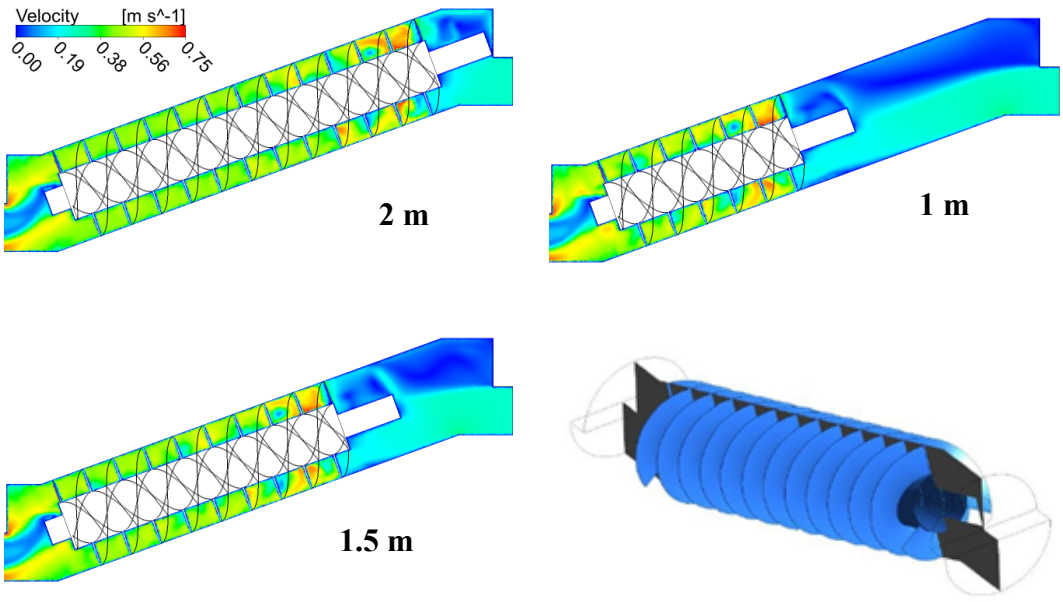


Figura 8.1 Comparación de los campos de velocidad en tornillos de Arquímedes de 3 álabes con distintas longitudes. Esquema de simulación estacionario.

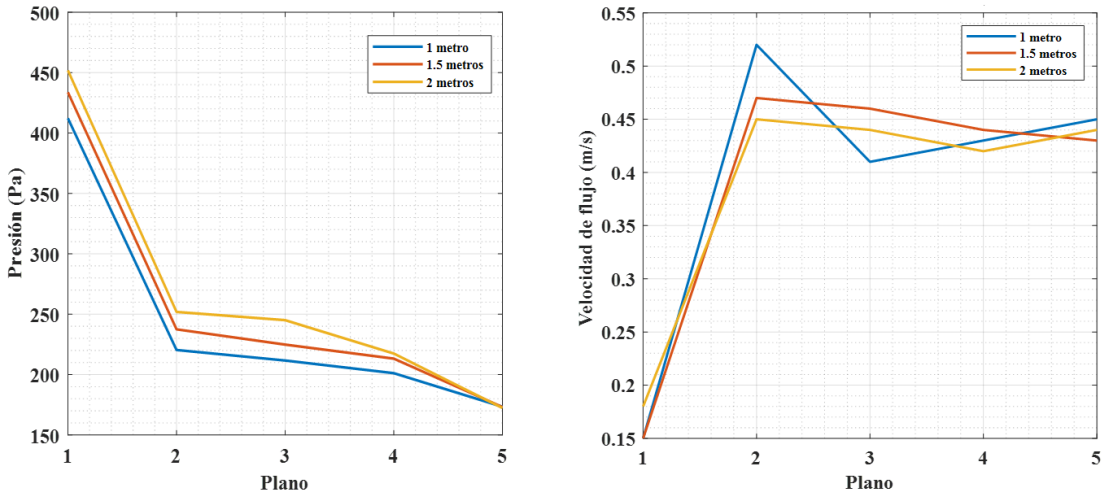


Figura 8.2 Curvas de presión y velocidad en planos a lo largo de tornillos de Arquímedes de diferente longitud. Esquema de simulación estacionario.

Finalmente, se obtuvo el torque generado por los tres dispositivos, llegando a los resultados presentados en la Tabla 8.2. Se observó, que el torque es proporcional a la longitud del tornillo, entre más corto es el dispositivo, menor torque genera y viceversa. Por lo que, de acuerdo con la aplicación que se le dará a la turbina como entrada de potencia a una bomba de cuerda tipo II se sugiere hacer uso de los dispositivos que sean capaces de suministrar el mayor torque posible. En consecuencia, los dispositivos de 2 metros de longitud son los más factibles para este caso.

Tabla 8.2.Torque generado en los tornillos de Arquímedes con diferentes longitudes

Longitud del tornillo (m)	0.50	1.5	2
Torque (Nm)	15.99	24.37	33.48

ANEXO 8. Comparación de resultados entre el esquema de simulación estacionario y transitorio del tornillo de Arquímedes.

En este anexo, se comparan el torque, potencia mecánica y eficiencia obtenidos mediante los dos esquemas de simulación planteados en este trabajo de investigación para evaluar el tornillo de Arquímedes; esquema estacionario y esquema transitorio.

El esquema de simulación estacionario implicó el tornillo estático y el canal lleno. Este tipo de simulación fue sencilla y requirió de poco tiempo de cómputo lo que permitió evaluar diferentes geometrías y condiciones de operación (más de 60 escenarios). Por su parte, para el esquema de simulación transitorio se utilizó un marco de referencia móvil en el dominio relativo a la turbina y se utilizó el modelo VoF para simular superficie libre en el canal. Este tipo de simulación es más complejo por lo que requiere mayor capacidad de cómputo y tiempo, sin embargo, los modelos utilizados permitieron modelar de mejor manera las condiciones de operación reales de las turbinas.

En las siguientes tablas se presenta la comparación de resultados obtenidos para las turbinas con 2, 3 y 6 álabes, con 20° de inclinación, operando con caudales de diseño de 16.5, 24.5 y 32.9 l/s, las rpm consideradas fueron; 3.41, 3.48 y 3.49 rad/s. respectivamente. Con la simulación en esquema estacionario se obtuvo una sobreestimación del torque y, en consecuencia, también de la potencia mecánica y eficiencia de la turbina. Esta sobreestimación se deriva del hecho de que este esquema de simulación considera el canal lleno. Por lo tanto, al tener mayor área de contacto entre el agua y la turbina se tiene mayor torque. Debido a lo anterior, la importancia de emplear un esquema de simulación más completo el cual involucró el movimiento del tornillo y la superficie libre del canal con el fin de obtener resultados en las condiciones de operación reales de las turbinas en estudio.

Torque (Nm)			
Número de álabes	**Caudal de diseño (l/s)**	**Esquema de simulación estacionario**	**Esquema de simulación transitorio**
2	16.5	14.94	17.40
	24.5	22.07	19.50
	32.9	29.23	21.37
3	16.5	22.59	24.87
	24.5	33.66	29.14
	32.9	43.31	28.41
6	16.5	49.20	34.16
	24.5	74.45	36.03
	32.9	99.10	38.91

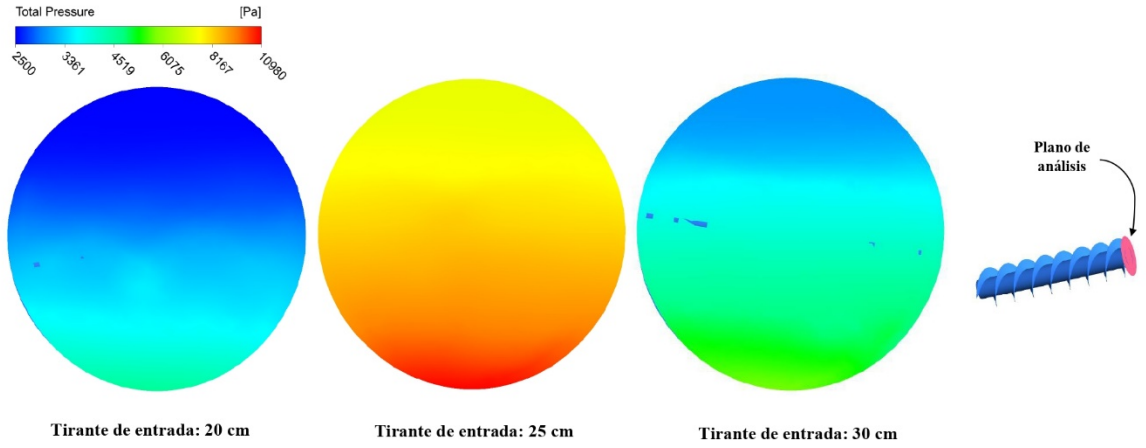
Potencia mecánica (W)			
Número de álabes	**Caudal de diseño (l/s)**	**Esquema de simulación estacionario**	**Esquema de simulación transitorio**
2	16.5	51.05	59.49
	24.5	76.85	67.87
	32.9	101.90	74.51
3	16.5	77.20	84.99
	24.5	117.18	101.46
	32.9	151.00	99.05
6	16.5	168.17	116.77
	24.5	259.18	125.42
	32.9	345.50	135.65

Eficiencia (%)			
Número de álabes	**Caudal de diseño (l/s)**	**Esquema de simulación estacionario**	**Esquema de simulación transitorio**
2	16.5	46%	51%
	24.5	47%	42%
	32.9	45%	36%
3	16.5	69.6%	72.2%
	24.5	71.3%	63.4%
	32.9	66.4%	47.3%
6	16.5	152%	99%
	24.5	158%	77%
	32.9	152%	65%

ANEXO 9. Planos de presión a la entrada del tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación transitorio.

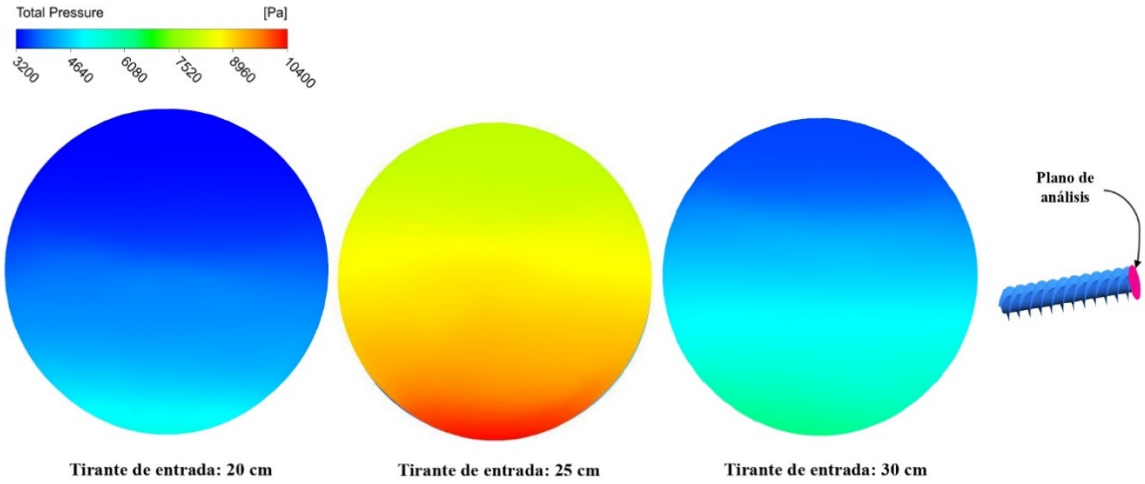
En este anexo se presentan los planos de presión a la entrada de tornillos de Arquímedes con 2, 3 y 6 álabes, 20° de inclinación operando con caudales de 17.7, 24.4 y 31.4 l/s y tirantes de entrada de 20, 25 y 30 cm respectivamente. Para las 3 turbinas evaluadas, se obtuvo la máxima presión a la entrada al operar con un tirante a la entrada del tornillo de 25 cm, situación que facilitaría el arranque de la turbina. Por otra parte, en todos los casos evaluados puede notarse que la presión es mayor en la parte más baja, la cual va disminuyendo al acerarse a la superficie libre de la turbina. Finalmente, al aumentar el número de álabes se obtuvo mayor presión a la entrada al igual que lo obtenido con el esquema de simulación estacionario. Esto, debido a que tener mayor cantidad de álabes ocasionaría mayor acumulación de flujo a la entrada incrementando de esta manera la presión.

Turbina con 2 álabes



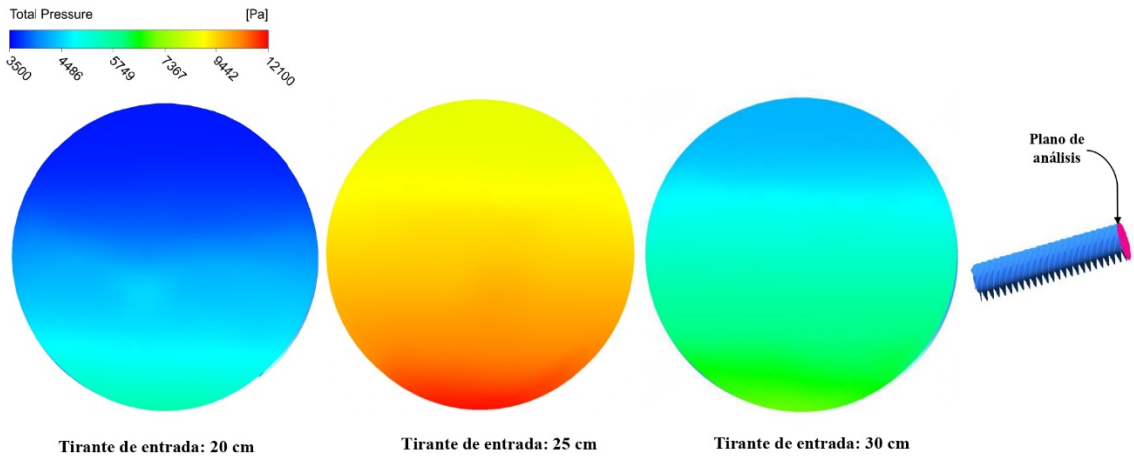
Tirante de entrada: 20 cm **Tirante de entrada: 25 cm** **Tirante de entrada: 30 cm**

Turbina con 3 álabes



Tirante de entrada: 20 cm | Tirante de entrada: 25 cm | Tirante de entrada: 30 cm

Turbina con 6 álabes

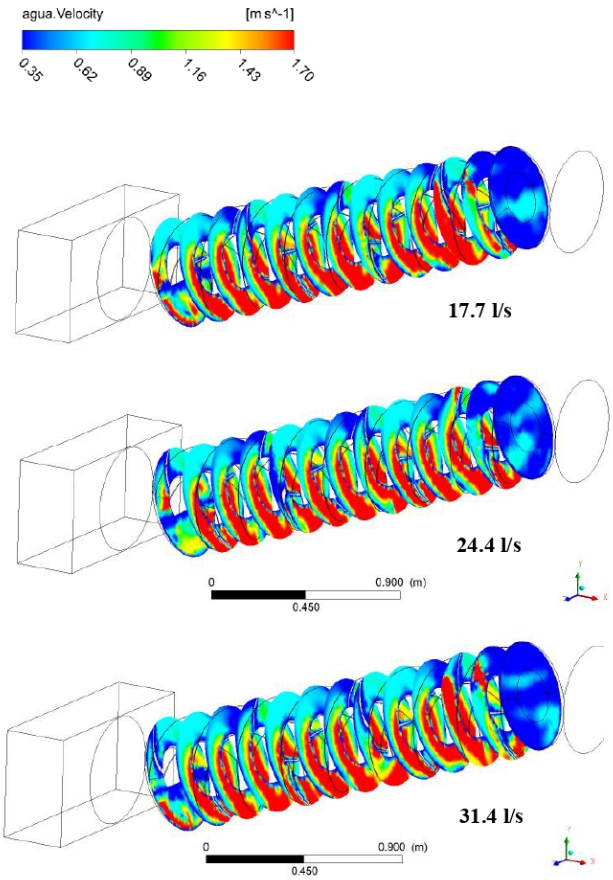


Tirante de entrada: 20 cm | Tirante de entrada: 25 cm | Tirante de entrada: 30 cm

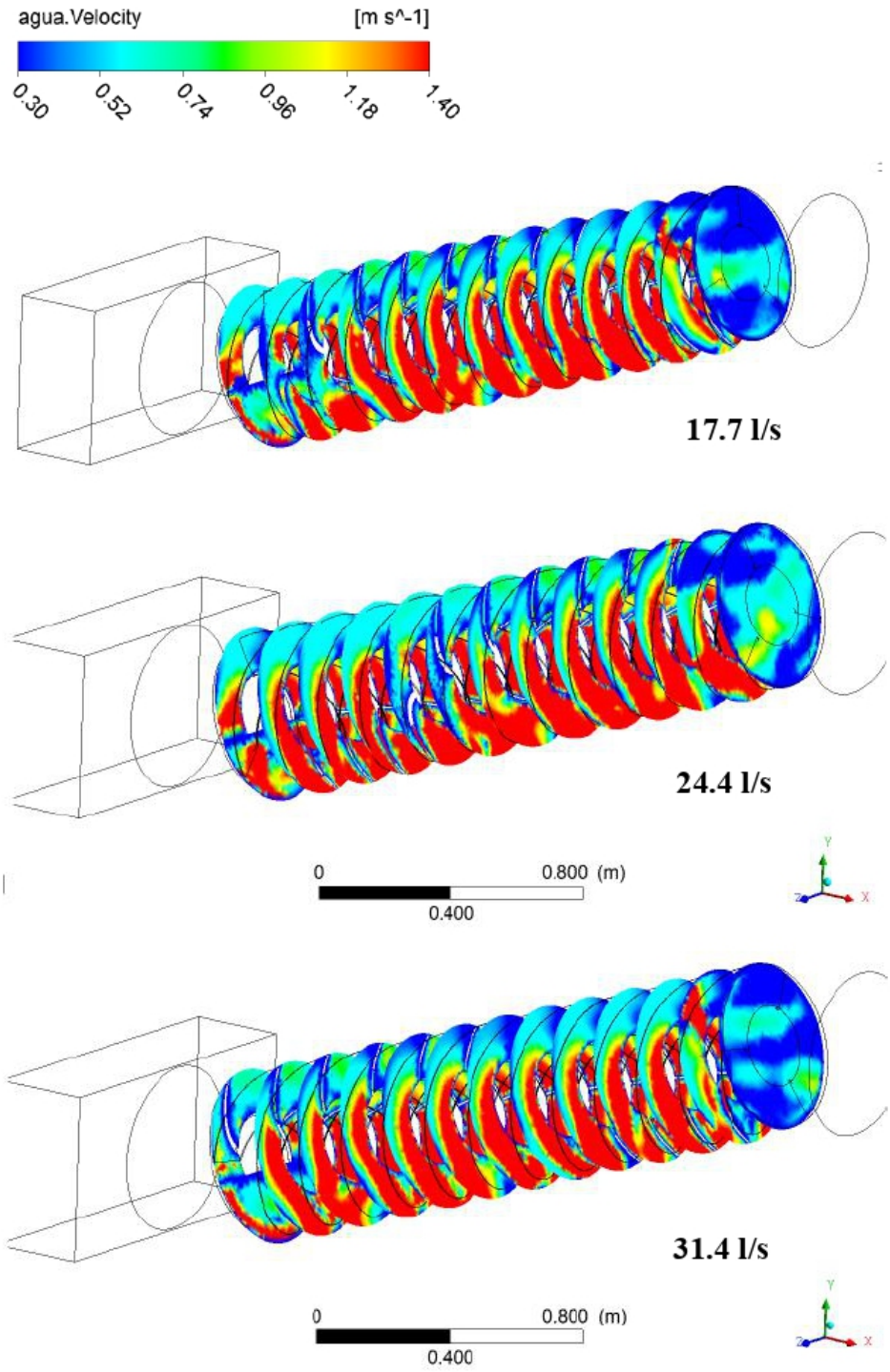
ANEXO 10. Planos de velocidad a lo largo del tornillo de Arquímedes. Esquema de simulación transitorio.

En este anexo se presentan 13 planos de velocidad colocados a lo largo de tornillos de Arquímedes de 2, 3 y 6 álabes, con 20° de inclinación operando con caudales de 17.7, 24.4 y 31.4 l/s con velocidades angulares de 3.41, 3.48 y 3.49 rad/s respectivamente. Estos planos se colocaron con la finalidad de observar la velocidad del flujo en la parte más baja de las turbinas, ya que, el tener una velocidad mayor en esta zona indica la velocidad en la brecha que hay entre el canal, y la turbina la cual se encuentra asociada a las pérdidas por flujo de fuga tal y como lo han realizado otros autores (Dellinger, 2019). Con base en las imágenes obtenidas puede notarse que el tornillo de 3 álabes es el que presenta la velocidad de flujo más baja en la brecha en las 3 condiciones de flujo evaluadas. Por otra parte, la turbina de 2 álabes fue la que presentó la máxima velocidad de flujo comparado con los otros 2 dispositivos evaluados.

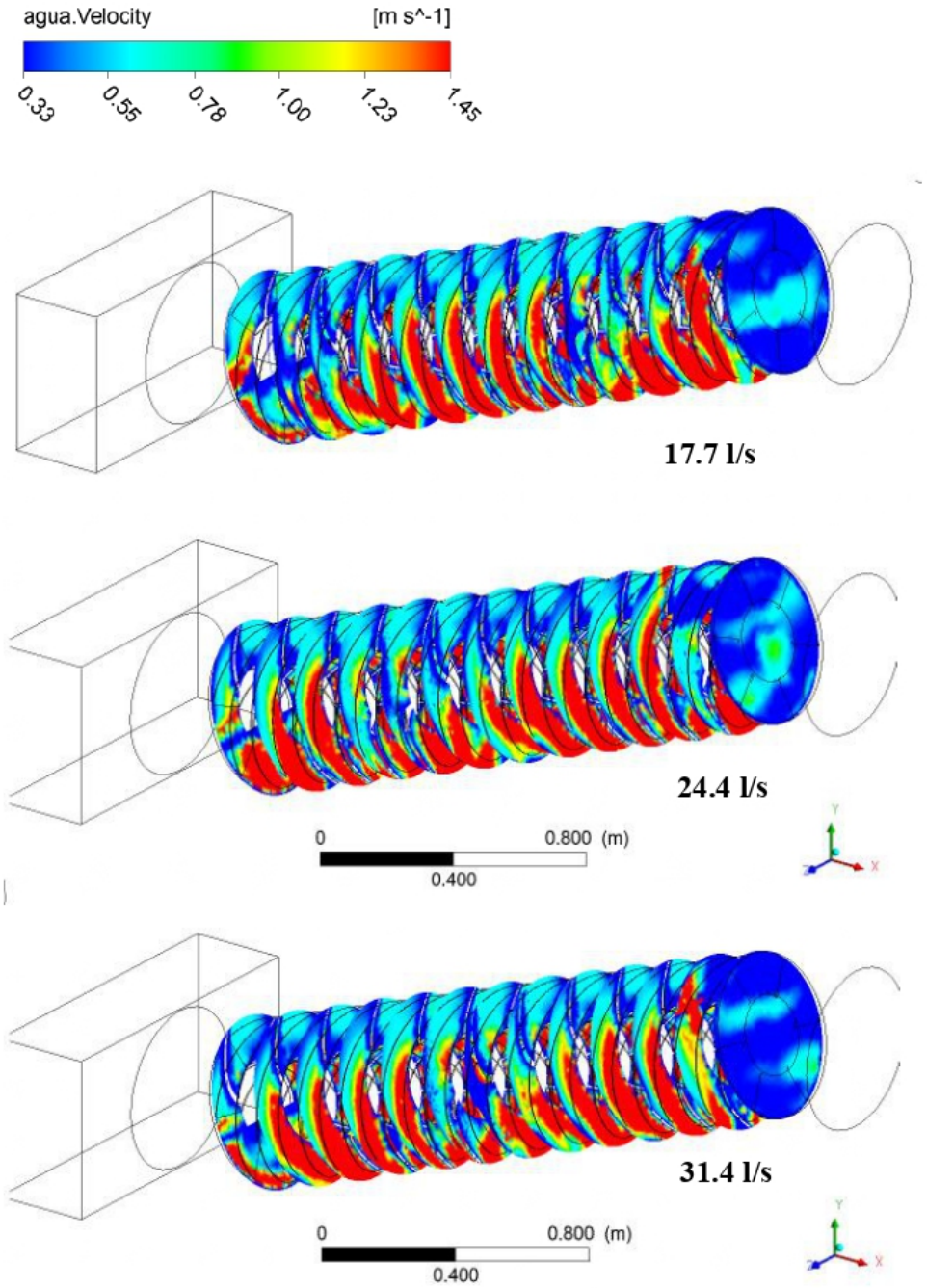
Turbina con 2 álabes



Turbina con 3 álabes



Turbina con 6 álabes



ANEXO 11. Transmisión turbina-bomba

En este anexo se presentan lo datos obtenidos para el caudal de descarga y eficiencia volumétrica de los 4 casos de estudio al emplear un sistema de transmisión de potencia específico para cada caso. Estos datos se obtuvieron tomando en cuenta el pistón tipo.

Altura de bombeo: 6 metros

Torque turbina (Nm)	29
Torque requerido para el bombeo (Nm)	23
Relación de transmisión	0.79
Diámetro polea conductora (m)	0.30
Diámetro polea conducida (m)	0.24
Diámetro de la polea de la bomba (m)	0.50

RPM turbina	RPM polea conducida	Velocidad del pistón (m/s)	Caudal de descarga (l/s)	Eficiencia	Potencia suministrada (W)
33	42	1.09	1.46	89.57%	100.22
34	43	1.12	1.51	89.87%	103.25
35	44	1.16	1.56	90.16%	106.29
36	45	1.19	1.61	90.44%	109.33
37	47	1.22	1.66	90.69%	112.36
38	48	1.25	1.71	90.94%	115.40
39	49	1.29	1.76	91.17%	118.44
40	50	1.32	1.81	91.39%	121.47
41	52	1.35	1.86	91.60%	124.51
42	53	1.39	1.91	91.80%	127.55
43	54	1.42	1.96	91.99%	130.59
44	55	1.45	2.01	92.17%	133.62
45	57	1.49	2.06	92.35%	136.66
46	58	1.52	2.11	92.51%	139.70
47	59	1.55	2.16	92.67%	142.73

Altura de bombeo: 10 metros

Torque turbina (Nm)	29
Torque requerido para el bombeo (Nm)	18
Relación de transmisión	0.62
Diámetro polea conductora (m)	0.30
Diámetro pole conducida (m)	0.18
Diámetro de la polea de la bomba (m)	0.50

RPM turbina	RPM polea conducida	Velocidad del pistón (m/s)	Caudal de descarga (l/s)	Eficiencia	Potencia suministrada (W)
33	53	1.39	0.88	88.07%	100.22
34	55	1.43	0.91	88.42%	103.25
35	56	1.48	0.94	88.75%	106.29
36	58	1.52	0.97	89.08%	109.33
37	60	1.56	1.00	89.37%	112.36
38	61	1.60	1.03	89.65%	115.40
39	63	1.64	1.06	89.92%	118.44
40	64	1.69	1.09	90.17%	121.47
41	66	1.73	1.12	90.41%	124.51
42	68	1.77	1.15	90.64%	127.55
43	69	1.81	1.18	90.85%	130.59
44	71	1.86	1.21	91.06%	133.62
45	73	1.90	1.24	91.26%	136.66
46	74	1.94	1.27	91.45%	139.70
47	76	1.98	1.30	91.63%	142.73

Altura de bombeo: 20 metros

Torque turbina (Nm)	29
Torque requerido para el bombeo (Nm)	22
Relación de transmisión	0.76
Diámetro polea conductora (m)	0.30
Diámetro polea conducida (m)	0.23
Diámetro de la polea de la bomba (m)	0.50

RPM turbina	RPM polea conducida	Velocidad del pistón (m/s)	Caudal de descarga (l/s)	Eficiencia	Potencia suministrada (W)
33	44	1.14	0.41	81.37%	100.22
34	45	1.17	0.42	81.92%	103.25
35	46	1.21	0.44	82.44%	106.29
36	47	1.24	0.45	82.92%	109.33
37	49	1.28	0.47	83.39%	112.36
38	50	1.31	0.48	83.82%	115.40
39	51	1.35	0.50	84.24%	118.44
40	53	1.38	0.51	84.63%	121.47
41	54	1.41	0.53	85.01%	124.51
42	55	1.45	0.54	85.36%	127.55
43	57	1.48	0.56	85.70%	130.59
44	58	1.52	0.57	86.03%	133.62
45	59	1.55	0.59	86.34%	136.66
46	61	1.59	0.60	86.64%	139.70
47	62	1.62	0.62	86.92%	142.73

Altura de bombeo: 30 metros

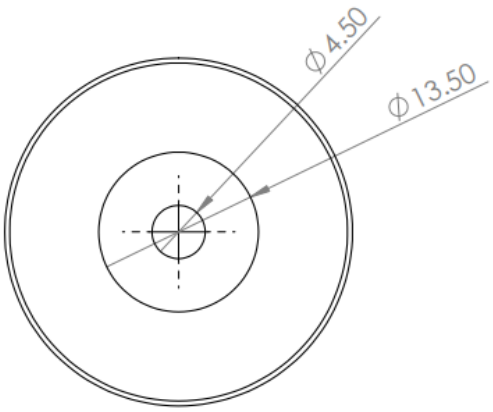
Torque turbina (Nm)	29
Torque requerido para el bombeo (Nm)	20
Relación de transmisión	0.69
Diámetro polea conductora (m)	0.30
Diámetro pole conducida (m)	0.21
Diámetro de la polea de la bomba (m)	0.50

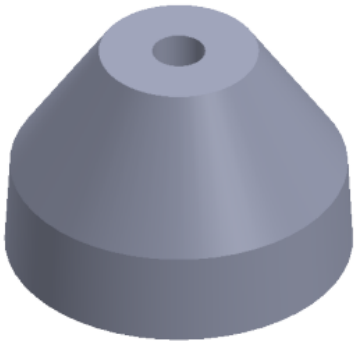
RPM turbina	**RPM polea conducida**	**Velocidad del pistón (m/s)**	**Caudal de descarga (l/s)**	**Eficiencia**	**Potencia suministrada (W)**
33	48	1.25	0.25	78.00%	100.22
34	49	1.29	0.26	78.65%	103.25
35	51	1.33	0.27	79.26%	106.29
36	52	1.37	0.28	79.84%	109.33
37	54	1.40	0.29	80.38%	112.36
38	55	1.44	0.30	80.90%	115.40
39	57	1.48	0.31	81.39%	118.44
40	58	1.52	0.32	81.85%	121.47
41	59	1.56	0.33	82.30%	124.51
42	61	1.59	0.34	82.72%	127.55
43	62	1.63	0.35	83.12%	130.59
44	64	1.67	0.36	83.50%	133.62
45	65	1.71	0.37	83.87%	136.66
46	67	1.75	0.38	84.22%	139.70
47	68	1.78	0.39	84.56%	142.73

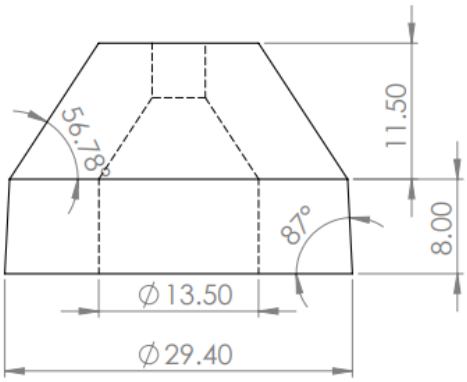
ANEXO 12. Planos de los pistones propuestos para la bomba de cuerda

Pistón 1 (pistón tipo)

Altura de bombeo	10 m
Diámetro nominal de la tubería de elevación	25.4 mm (1”)
Diámetro interior de la tubería de elevación	30.2 mm (1.189”)
Tamaño de brecha entre pistón y tubería	0.4 mm



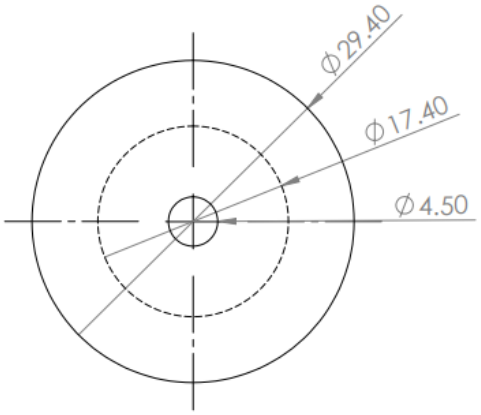


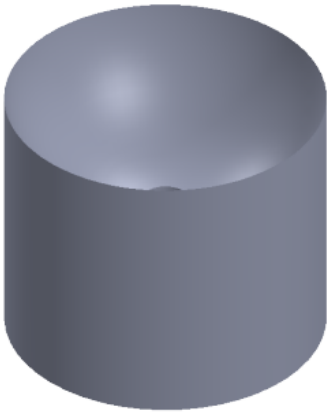


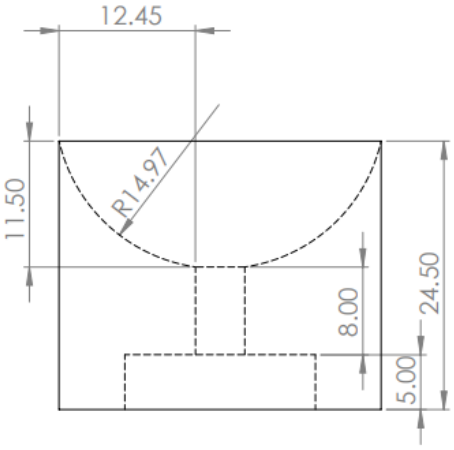
Pistón 2

Para este caso, al ser el pistón 2 el óptimo para reducir las pérdidas por flujo de fuga, se presentan las dimensiones requeridas para las 4 alturas de bombeo propuestas, 6, 10, 20 y 30 m.

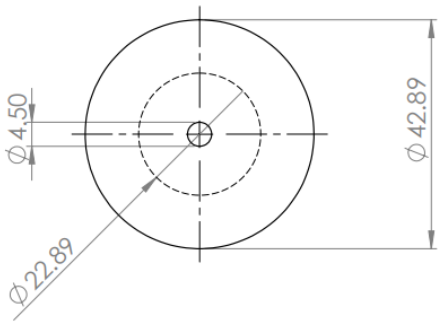
Altura de bombeo	10 m
Diámetro nominal de la tubería de elevación	25.4 mm (1”)
Diámetro interior de la tubería de elevación	30.2 mm (1.189”)
Tamaño de brecha entre pistón y tubería	0.4 mm

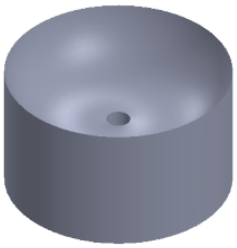


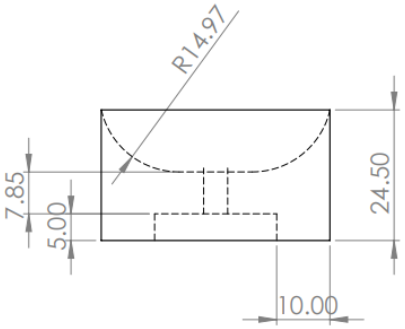




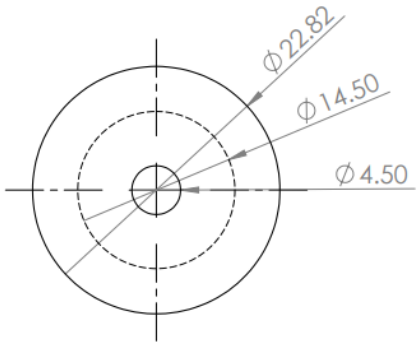
Altura de bombeo	6 m
Diámetro nominal de la tubería de elevación	38.1 mm (1 ½ ”)
Diámetro interior de la tubería de elevación	43.688 mm (1.72”)
Tamaño de brecha entre pistón y tubería	0.4 mm

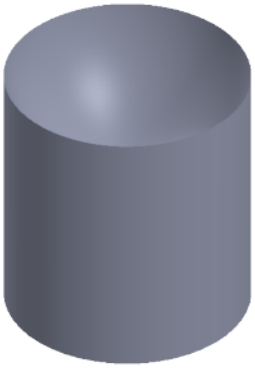


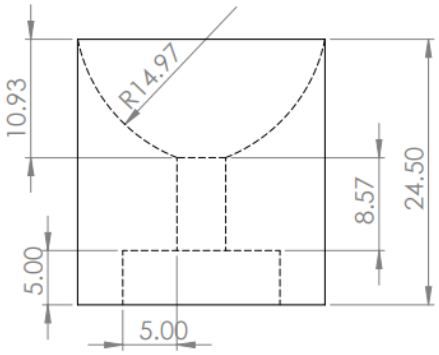




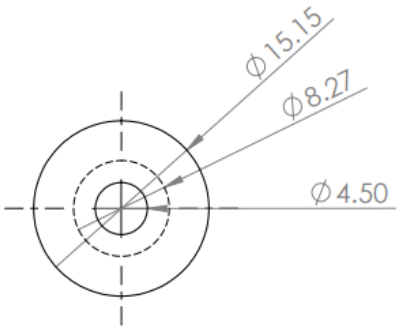
Altura de bombeo	20 m
Diámetro nominal de la tubería de elevación	19.05 mm (3/4 ”)
Diámetro interior de la tubería de elevación	23.622 mm (0.93”)
Tamaño de brecha entre pistón y tubería	0.4 mm

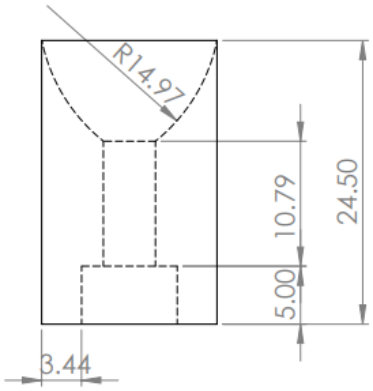






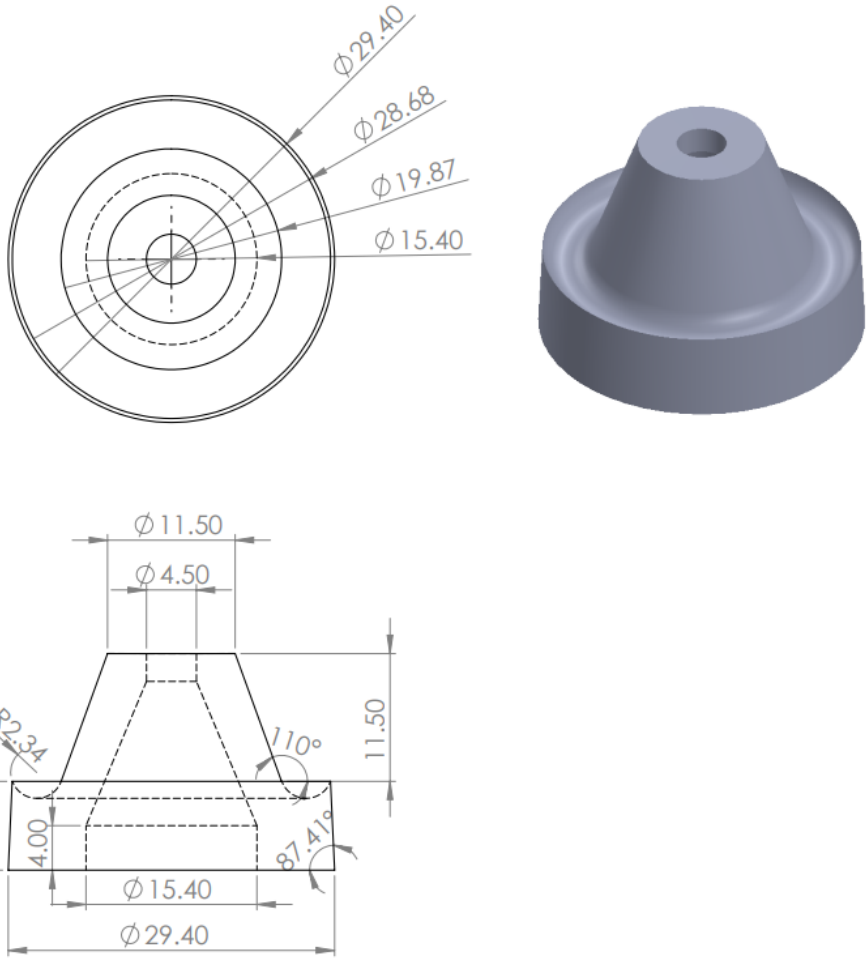
Altura de bombeo	30 m
Diámetro nominal de la tubería de elevación	12.7 mm (1/2 ”)
Diámetro interior de la tubería de elevación	18.1864 mm (0.716”)
Tamaño de brecha entre pistón y tubería	0.4 mm





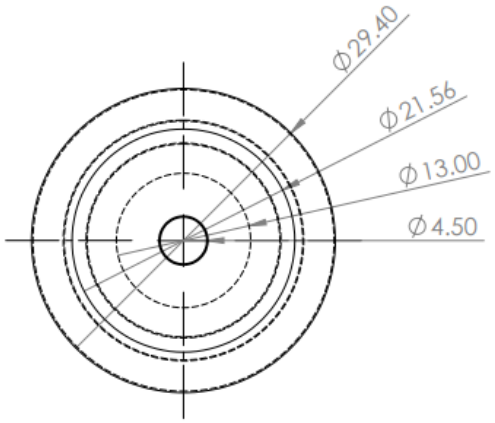
Pistón 3

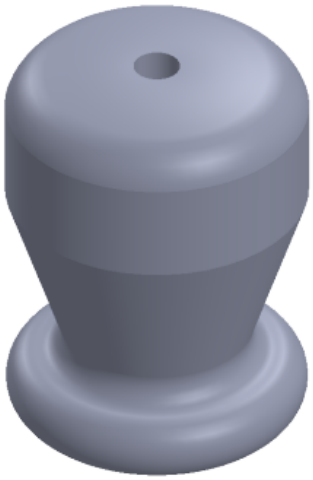
Altura de bombeo	10 m
Diámetro nominal de la tubería de elevación	25.4 mm (1”)
Diámetro interior de la tubería de elevación	30.2 mm (1.189”)
Tamaño de brecha entre pistón y tubería	0.4 mm

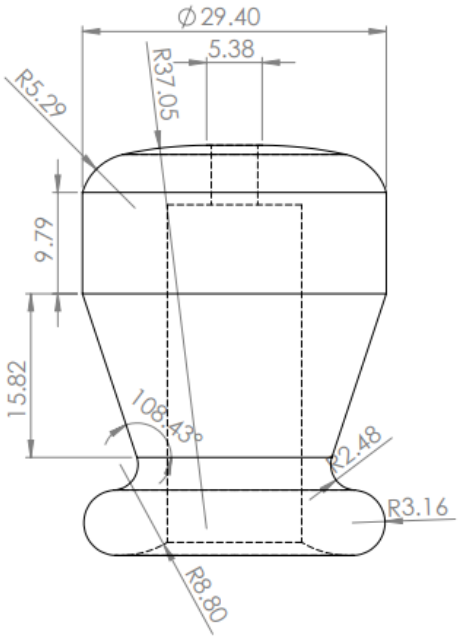


Pistón 4

Altura de bombeo	10 m
Diámetro nominal de la tubería de elevación	25.4 mm (1”)
Diámetro interior de la tubería de elevación	30.2 mm (1.189”)
Tamaño de brecha entre pistón y tubería	0.4 mm

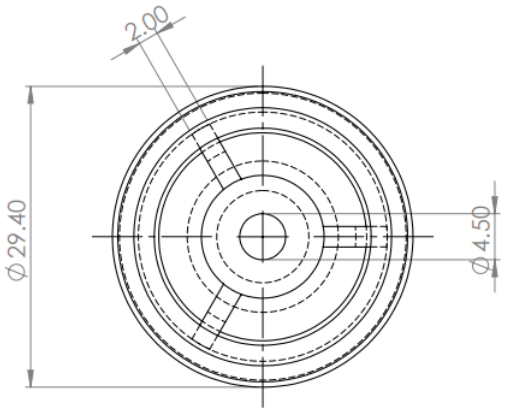


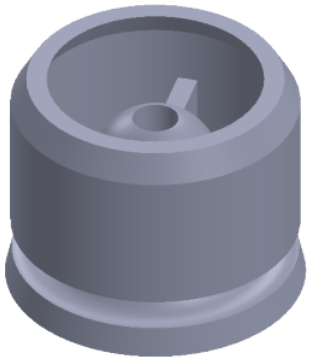


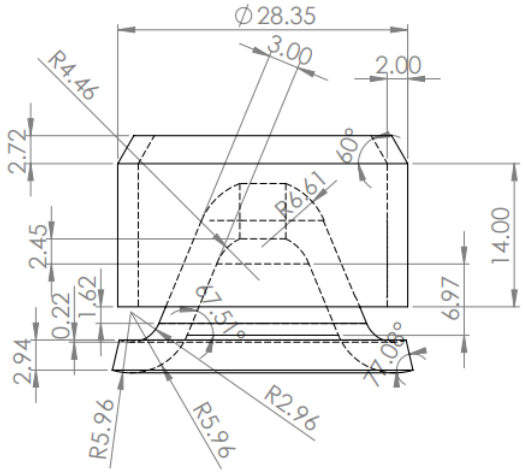


Pistón 5

Altura de bombeo	10 m
Diámetro nominal de la tubería de elevación	25.4 mm (1”)
Diámetro interior de la tubería de elevación	30.2 mm (1.189”)
Tamaño de brecha entre pistón y tubería	0.4 mm

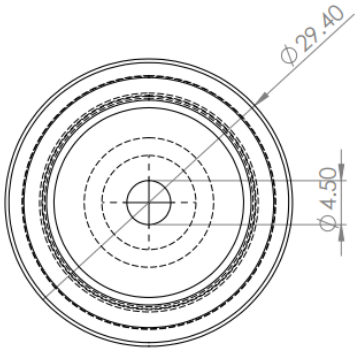


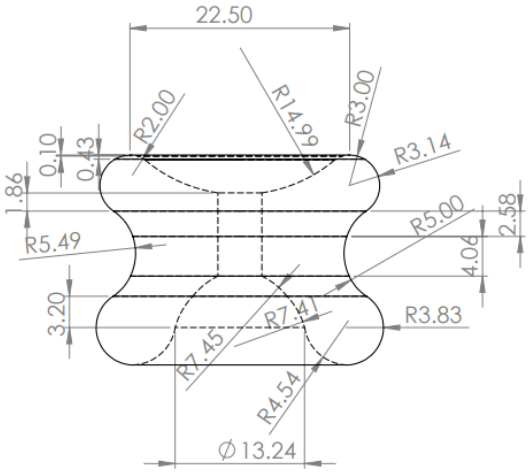




Pistón 6

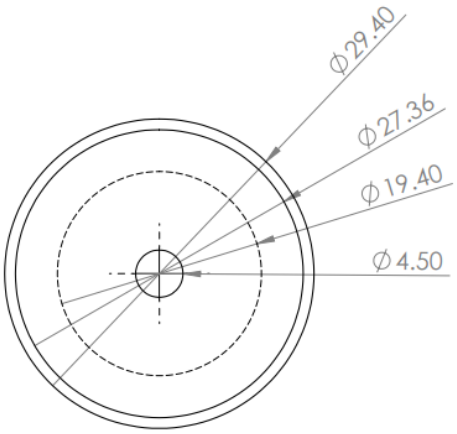
Altura de bombeo	10 m
Diámetro nominal de la tubería de elevación	25.4 mm (1”)
Diámetro interior de la tubería de elevación	30.2 mm (1.189”)
Tamaño de brecha entre pistón y tubería	0.4 mm

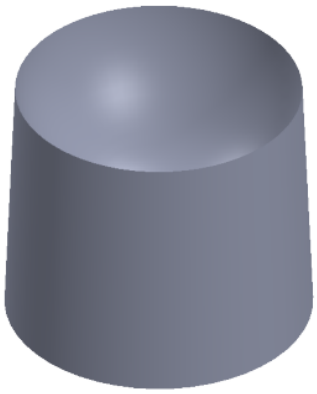


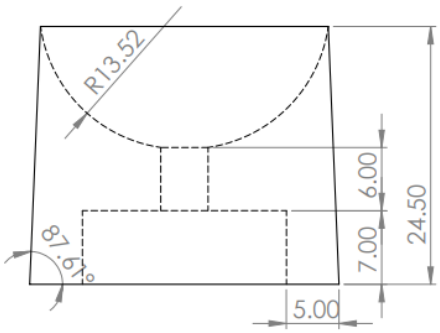


Pistón 7

Altura de bombeo	10 m
Diámetro nominal de la tubería de elevación	25.4 mm (1”)
Diámetro interior de la tubería de elevación	30.2 mm (1.189”)
Tamaño de brecha entre pistón y tubería	0.4 mm







ANEXO 13. Simulación pistón doble

Con el fin de validar y justificar la simulación numérica de un solo compartimiento y pistón en la tubería de elevación de la bomba de cuerda, en este apartado se reportan los resultados obtenidos de la simulación de dos compartimientos y dos pistones para comparar los campos de velocidad, turbulencia y flujo de fuga. Para este análisis únicamente se consideró el pistón 1 (pistón tipo).

En la Figura 8.3 se presenta en modelo geométrico utilizado para la simulación, el cual consistió en dos secciones de la tubería de elevación considerando una distancia de 0.5 m entre pistones.

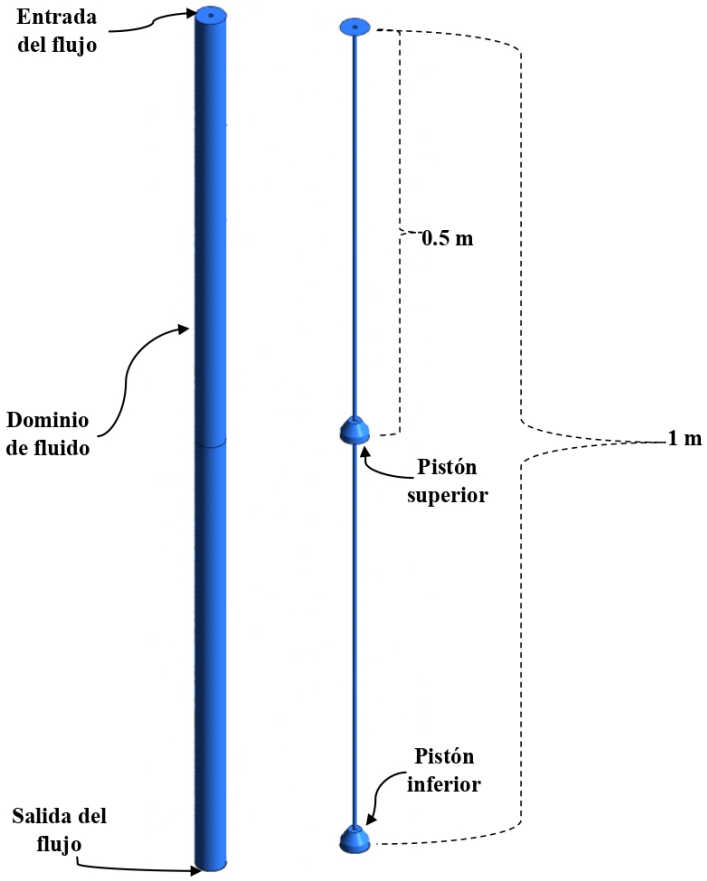


Figura 8.3 Modelo geométrico de la simulación de dos compartimientos de la bomba de cuerda

Para el mallado se utilizaron las mismas características que para la simulación de un solo compartimiento: tamaños promedio y máximo del elemento de 1 mm y refinamiento 2 en los

pistones. Con estas características se obtuvo una calidad ortogonal de 0.78 teniendo una “muy buena malla” y un total de 7 161 940 elementos (Figura 8.4).

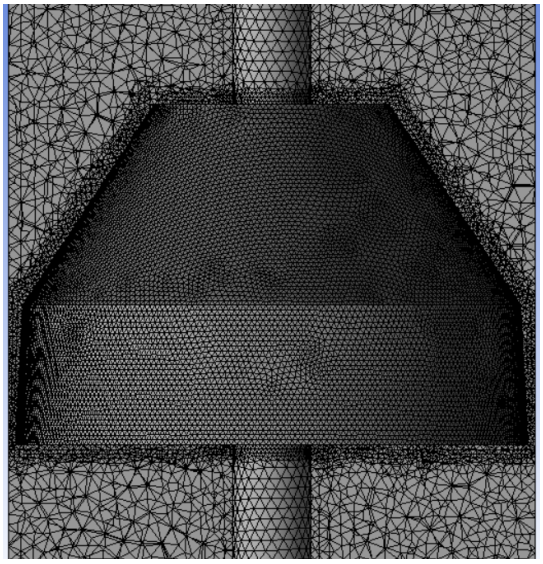


Figura 8.4 Malla para la simulación de dos compartimientos de la bomba de cuerda.

Como condiciones de frontera a la entrada se consideró una carga de presión constante de 9806.38 Pa y a la salida presión atmosférica. Además, se empleó un esquema de simulación estacionario basado en la presión.

Para el análisis de resultados se colocó un plano en la parte más baja del pistón superior (Figura 8.5) ya que en este plano se obtuvo el flujo de fuga y velocidad en la brecha. En la Tabla 8.3 se presenta la comparación del flujo de fuga y velocidad del flujo en la brecha entre el pistón superior e inferior, así como los resultados obtenidos en la simulación de un solo compartimiento. Teniendo que los resultados obtenidos son prácticamente los mismos tanto para el flujo de fuga como para la velocidad del flujo en la brecha, por lo que se justifica la simulación de un solo compartimiento al reducir a la mitad el tiempo de simulación.

Por otra parte, se realizó la comparación entre el campo de velocidades y turbulencia en la brecha entre el pistón superior e inferior en la Figura 8.6 y Figura 8.7 llegando a obtener el mismo campo de flujo en ambos casos.

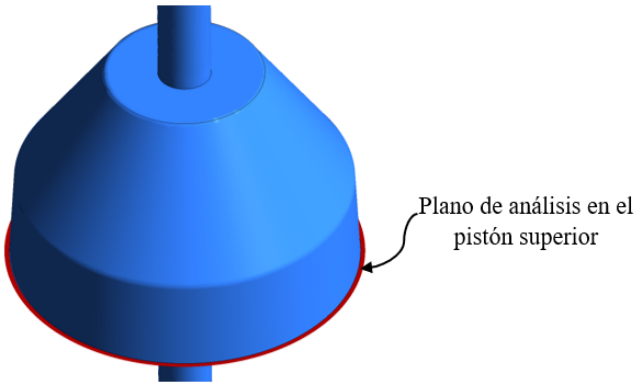


Figura 8.5 Plano de análisis del pistón superior

Tabla 8.3 Comparativa del flujo de fuga y velocidad de flujo entre pistones

Caso de estudio	Flujo de fuga (l/s)	Velocidad del flujo en la brecha
Pistón inferior	0.1015 ≈ 0.1020	2.72 m/s
Pistón superior	0.1010	2.70 m/s
Simulación pistón individual	0.1018 ≈ 0.1020	2.72 m/s

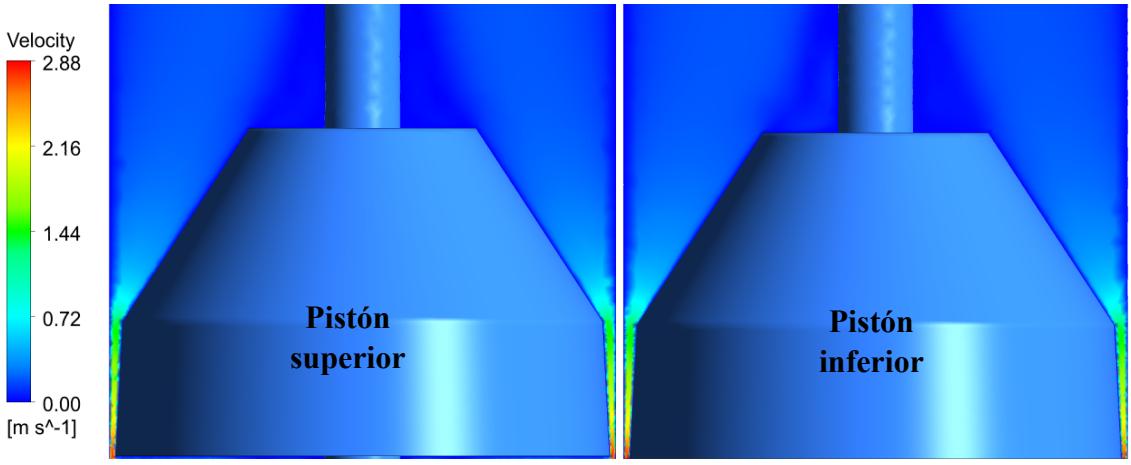


Figura 8.6 Comparativa del campo de velocidad del pistón superior e inferior

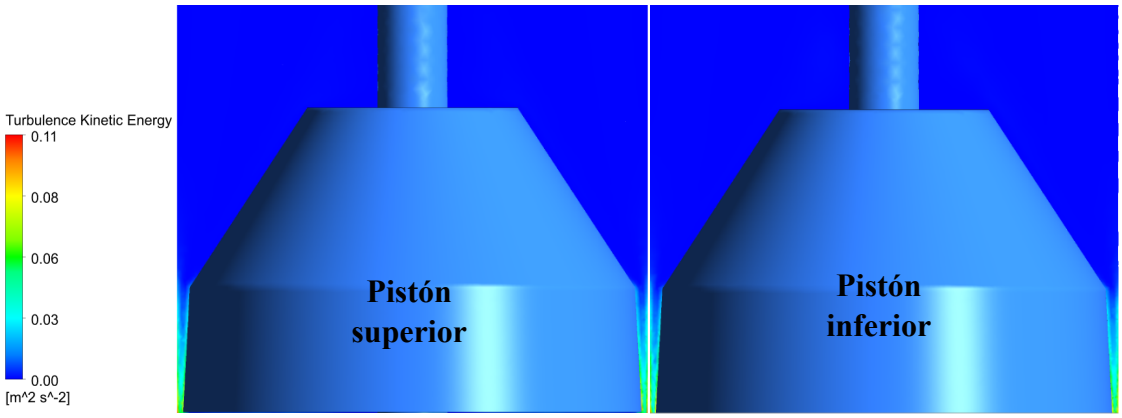


Figura 8.7 Comparativa del campo de turbulencia del pistón superior e inferior

ANEXO 14 Validación experimental del flujo de fuga en los pistones propuestos de la bomba de cuerda.

Al ser el flujo de fuga el factor principal de pérdidas en la bomba de cuerda, a lo largo del trabajo de investigación se propusieron 6 geometrías de pistón alternativas con la finalidad de reducir este flujo de fuga. Mediante la Dinámica de Fluidos Computacional se simuló uno de los compartimientos de la tubería de elevación, tal y como lo plantearon Smulders y Rijs (2006) en su modelo matemático para obtener el flujo de fuga en cada uno de los pistones propuestos. Además, la CFD permitió obtener los campos de velocidad y turbulencia alrededor del pistón. Por otra parte, aunque la CFD permite el ahorro de tiempo, recursos económicos y el control de muchas de las variables de interés, es necesario complementar los análisis mediante la experimentación con la finalidad de evaluar la exactitud de los modelos empleados para la simulación. Debido a lo anterior, es que en este anexo se presenta la evaluación experimental de los pistones, así como la comparación de los resultados obtenidos para el caso de la tubería de 1" y tamaño de brecha entre tubería y pistón de 0.4 mm.

Planteamiento del experimento

Como se ha mencionado, tanto en el experimento como en la simulación se evaluó uno de los compartimientos de la tubería de elevación para conocer el caudal de fuga al final de la tubería. En la Figura 8.8 se presenta el diagrama del experimento, en la Figura 8.9 algunas fotografías del montaje y en la Tabla 8.4 se enlistan los materiales utilizados. Con el fin de mantener la carga de agua de 0.50 m constante, se colocó una tee mediante la cual se desahogó el flujo de agua excedente. Por otro lado, los pistones se fabricaron por medio de una impresora 3D que utiliza PLA como filamento (Figura 8.10)

Previo a la realización del experimento, se lijaron los pistones para garantizar el tamaño de brecha y evitar que estos tuvieran alguna rebaba que pudiera influir en los resultados. Además, se utilizó una cuerda delgada que permitiera mantener el pistón libre en todo momento y lo más recto posible (Figura 8.11).

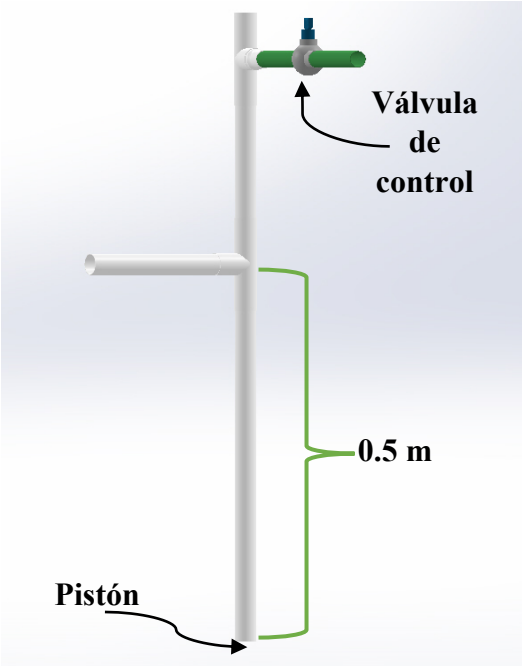


Figura 8.8 Diagrama experimental

Figura 8.9 Montaje del experimento

Tabla 8.4. Materiales

Cantidad	Material
1	Manguera de ¾”
1	Válvula de globo de ¾”
1	Reducción de 1” a ¾”
2	Tee de 1”
1 m	Tubería de 1”
1	Vaso graduado
1	Cubeta colectora
10 m	Hilo
5	Cinchos
7	Pistones
1 cuadro de 5 x 5 cm	Malla
1	Contrapeso

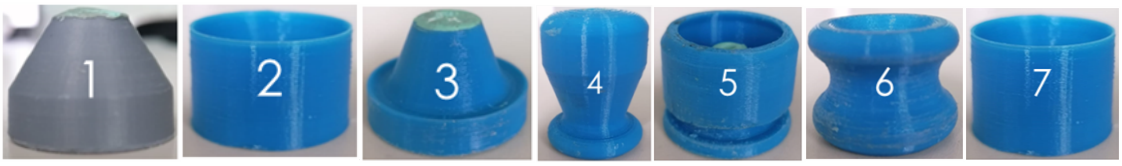


Figura 8.10 Pistones propuestos

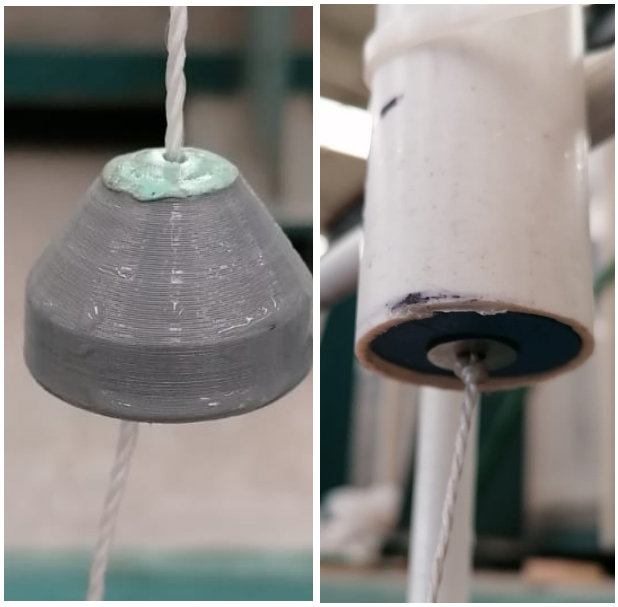


Figura 8.11 Colocación de pistones

Metodología

Enseguida se describe el procedimiento que se llevó a cabo para cada uno de los experimentos, en total se realizaron 5 corridas para cada pistón.

1.- Se colocó el pistón a evaluar dentro de la tubería, asegurando que la base del pistón coincidiera con la salida de la tubería.

2.- Se suministró un caudal de 12.73 l/min al abrir completamente la válvula de control.

3.- Una vez que se estabilizó el flujo, se almacenó el agua a la salida de la tubería durante 10 segundos en la cubeta colectora

4.- Se midió el volumen de agua almacenado en la cubeta por medio de un vaso graduado (Figura 8.12).

5.- Se obtuvo el flujo de fuga mediante la siguiente expresión:

$$Flujo\ de\ fuga = \frac{Volumen\ almacenado}{Tiempo}$$

6.- Se registraron y analizaron los resultados obtenidos.

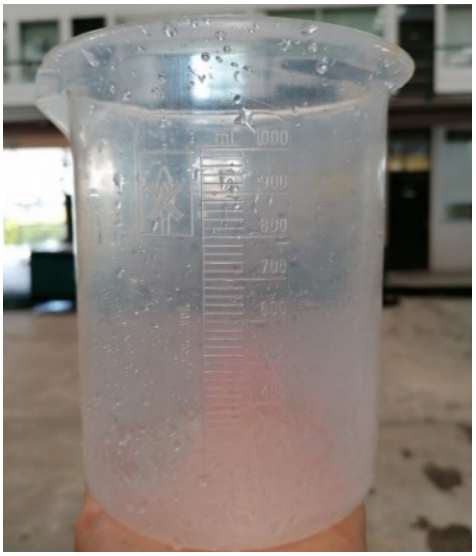


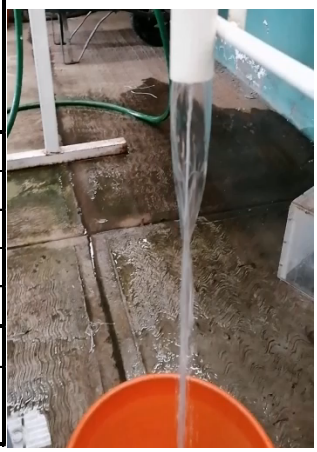
Figura 8.12 Vaso graduado

Análisis de resultados

En este apartado se presentan los resultados obtenidos mediante los experimentos realizados, así como su comparación con los resultados obtenidos mediante la simulación numérica. En las siguientes tablas se presentan los flujos de fuga obtenidos en los 5 experimentos realizados para cada uno de los pistones, además se expone una fotografía del flujo de fuga para cada caso.

Tabla 8.5. Flujo de fuga del pistón 1

Pistón 1		
Número de corrida	**Volumen almacenado (mL)**	**Flujo de fuga experimento (l/s)**
1	1100	0.110
2	1000	0.100
3	1100	0.110
4	1100	0.110
5	1140	0.114
Promedio	1088	0.109
Desviación estándar	52.15	0.0052



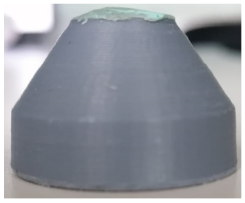


Tabla 8.6. Flujo de fuga del pistón 2

Pistón 2		
Número de corrida	**Volumen almacenado (mL)**	**Flujo de fuga experimento (l/s)**
1	600	0.060
2	580	0.058
3	590	0.059
4	590	0.059
5	590	0.059
Promedio	590	0.059
Desviación estándar	7.07	0.0007

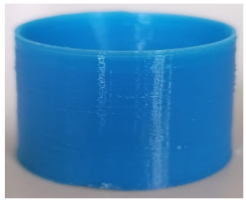


Tabla 8.7. Flujo de fuga del pistón 3

Pistón 3		
Número de corrida	**Volumen almacenado (mL)**	**Flujo de fuga experimento (l/s)**
1	1200	0.120
2	1000	0.100
3	1200	0.120
4	1100	0.110
5	1110	0.111
Promedio	1122.0	0.112
Desviación estándar	83.19	0.0083

Tabla 8.8. Flujo de fuga del pistón 4

Pistón 4		
Número de corrida	**Volumen almacenado (mL)**	**Flujo de fuga experimento (l/s)**
1	840	0.084
2	810	0.081
3	820	0.082
4	820	0.082
5	810	0.081
Promedio	820	0.082
Desviación estándar	12.25	0.0012

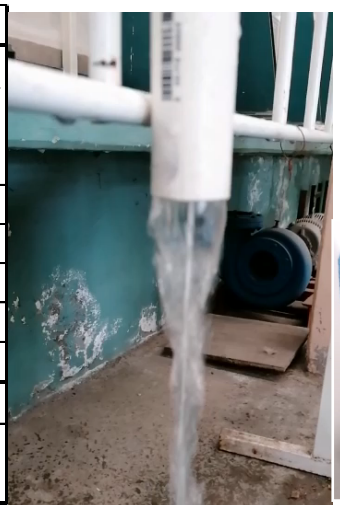


Tabla 8.9. Flujo de fuga del pistón 5

Pistón 5		
Número de corrida	**Volumen almacenado (mL)**	**Flujo de fuga experimento (l/s)**
1	1600	0.160
2	1740	0.174
3	1780	0.178
4	1340	0.134
5	1600	0.160
Promedio	1612	0.161
Desviación estándar	172.39	0.017

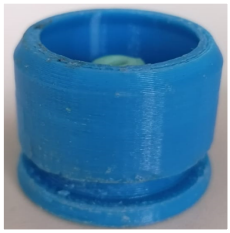


Tabla 8.10. Flujo de fuga del pistón 6

Pistón 6		
Número de corrida	**Volumen almacenado (mL)**	**Flujo de fuga experimento (l/s)**
1	1000	0.100
2	1100	0.110
3	1010	0.101
4	1020	0.102
5	1020	0.102
Promedio	1030	0.103
Desviación estándar	40	0.004

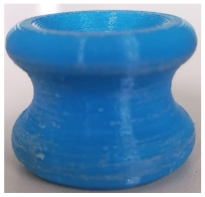


Tabla 8.11. Flujo de fuga del pistón 7

Pistón 7		
Número de corrida	**Volumen almacenado (mL)**	**Flujo de fuga experimento (l/s)**
1	1140	0.114
2	1080	0.108
3	1050	0.105
4	1100	0.110
5	1130	0.113
Promedio	1100	0.110
Desviación estándar	36.74	0.0037

Para todos los casos de obtuvo el promedio del flujo de fuga con la finalidad de compararlo con el valor obtendio mediante la simulción numérica, adicional a lo anterior se calculó la desviación estándar en todos los casos, lo cual representa la desviación promedio de los resultados respecto a la media de los mismos, por lo que valores más pequeños de esta desviación significan que hubo menos variación entre cada uno de los experimentos. En este caso, los pistones 2 y 4 son los que presentan menores valores de desviación estándar.

Con la finalidad de facilitar la lectura y comparación de los flujos de fuga simulados y experimentales en la Tabla 8.12 se presentan estos flujos en litros por minuto. Por otra parte, para obtener el porcentaje de variación de lo simulado respecto a lo experimental, se utilizó la siguiente ecuación:

$$\%\, Diferencia = \frac{(flujo\ de\ fuga\ experimental - flujo\ de\ fuga\ Ansys) * 100}{flujo\ de\ fuga\ experimental}$$

Tabla 8.12 . Comparativa del flujo de fuga experimental vs simulación numérica

Pistón	Caudal de fuga simulación numérica (l/min)	Caudal de fuga experimental promedio (l/min)	Diferencia	Porcentaje de diferencia
1	6.12	6.53	0.41	6.3%
2	3.06	3.54	0.48	13.6%
3	5.7	6.73	1.03	15.3%
4	5.16	4.92	-0.24	-4.9%
5	8.94	9.67	0.73	7.6%
6	10.26	6.18	-4.08	-66.0%
7	5.88	6.60	0.72	10.9%

Los resultados presentados en la Tabla 8.12 validan la confiabilidad de los resultados obtenidos mediante la simulación numérica, al tener de manera general una variación del -4.9 al 15.3% con lo experimental. En este caso, el obtener una diferencia negativa indica que la simulación numérica sobreestimó las pérdidas y una diferencia positiva sugiere una subestimación del flujo de fuga. Sin embargo, en general los resultados obtenidos mediante la simulación numérica son confiables y la variabilidad que se presentó en los resultados fue ocasionada porque con la simulación, el flujo y todas las variables se encuentran controladas y constantes como en el caso de la carga hidráulica de 0.5 metros. Por otra parte, en el experimento se controló el caudal, sin embargo pudieron existir pequeñas variaciones en la carga hidráulica, en la toma exacta del tiempo de llenado o en la colocación de la cubeta colectora. Además, de manera experimental pudieron observarse otros fenómenos, como la vibración de los pistones 4 y 6 debido a su diseño. En este punto, cabe resaltar que en el único pistón en el que se obtuvieron grandes variaciones entre lo simulado y lo experimental fue en el pistón 6, con una subestimación del flujo de fuga del 66%, esta diferencia se debe a que de forma experimental, este pistón ocasionaba mucha vibración la cual era perceptible al oído, además ocasionaba la vibración de toda la estructura de montaje. Esta vibración provocó la reducción del flujo de fuga en comparación con lo simulado, sin embargo, es importante mencionar que debido a esta vibración, el pistón 6 no es apto para la bomba de cuerda ya que podría reducir el tiempo de vida de la tubería de elevación.

Por otra parte, dado que el objetivo principal del diseño de pistones es reducir el flujo de fuga respecto al pistón tipo (pistón 1) en la Tabla 8.13 se presenta la comparativa del porcentaje de variación que hubo en cada pistón respecto al flujo de fuga del pistón 1. En este caso, es importate resaltar que un signo positivo en el porcentaje de variación indica que hubo una disminución de flujo respecto al pistón 1 por lo que un signo negativo indica el aumento del flujo respecto al pistón 1.

Tabla 8.13. Comparación del flujo de fuga de los pistones propuestos vs pistón tipo

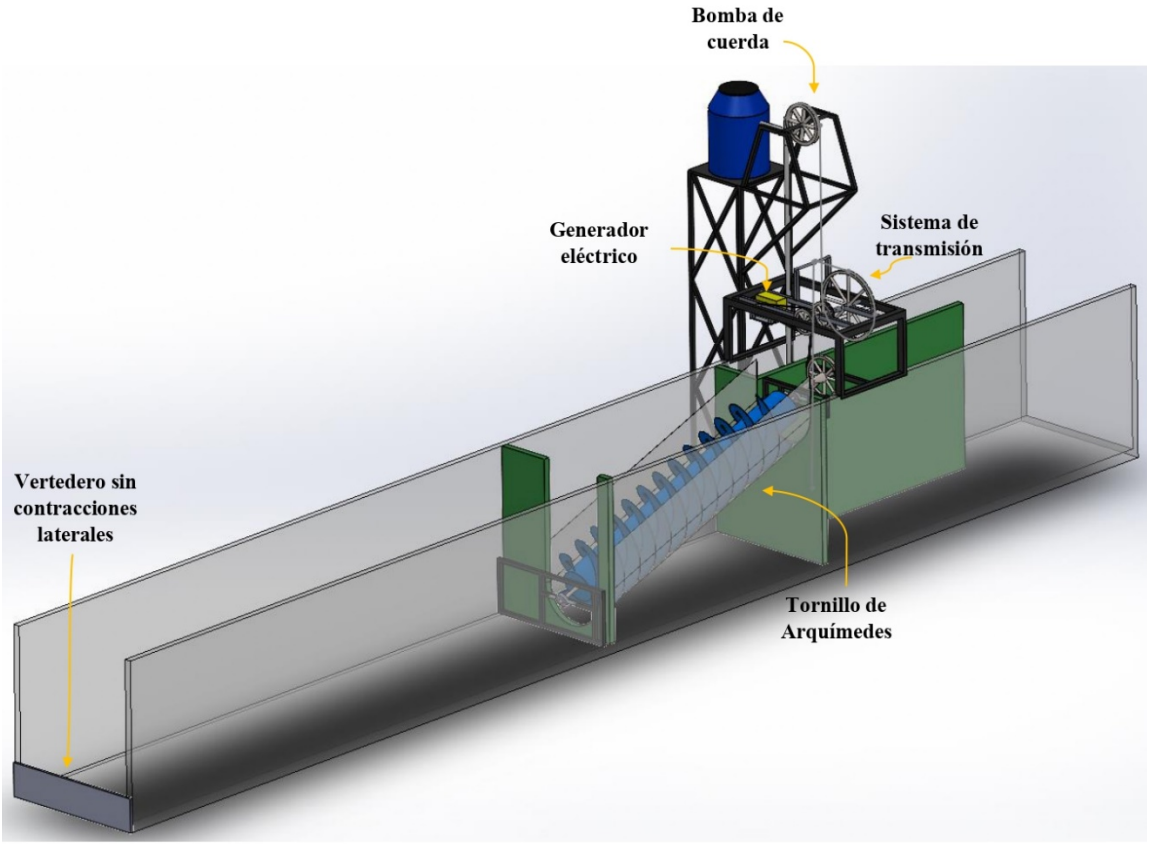
Pistón	Caudal de fuga ANSYS (l/min)	Flujo de fuga comparado con pistón 1 en %	Caudal de fuga experimental promedio (l/min)	Flujo de fuga comparado con pistón 1 en %
1	6.12		6.53	
2	3.06	50.0%	3.54	45.8%
3	5.7	6.9%	6.73	-3.1%
4	5.16	15.7%	4.92	24.6%
5	8.94	-46.1%	9.45	-44.7%
6	10.26	-67.6%	6.18	5.3%
7	5.88	3.9%	6.60	-1.1%

La variación del flujo de fuga de los pistones respecto al pistón 1 simulados y experimentales fue parecida debido a la poca diferencia que se presentó en el análisis anterior. Los pistones 2, 4 y 6 fueron con los que se obtuvo menor flujo de fuga de manera experimental, siendo el pistón 2 el que redujo este flujo en mayor medida (45.8%) seguido del pistón 4 con una reducción de flujo del 24.6%. Dicho lo anterior, se recomienda evaluar estos dos pistones de manera operativa, es decir, con la bomba de cuerda en funcionamiento.

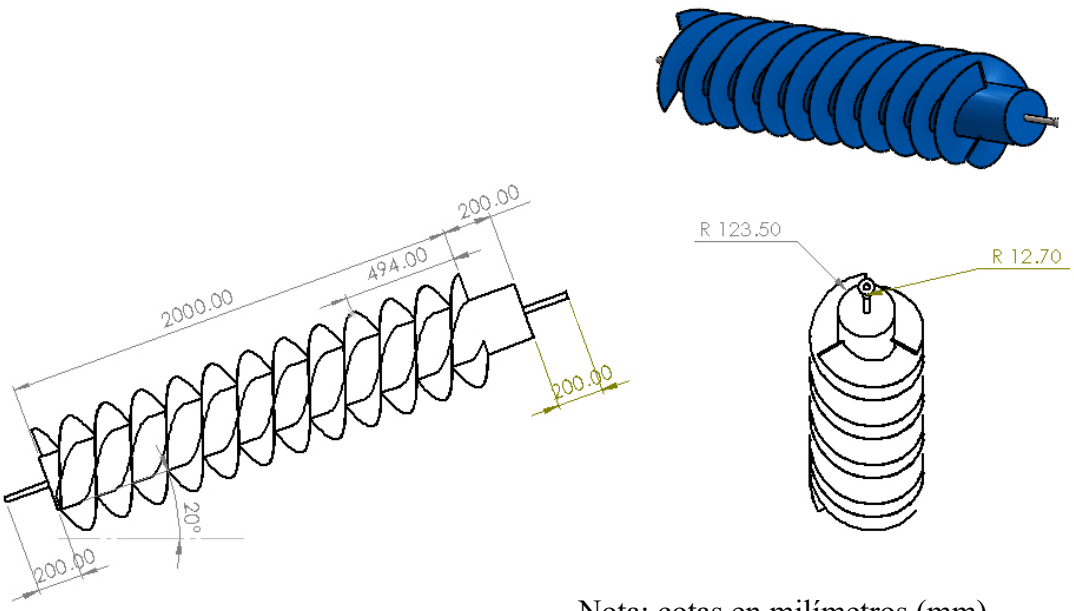
ANEXO 15. Acoplamiento del sistema

En este anexo se presentan los planos que permitirán la construcción del sistema propuesto en este trabajo de investigación. Cabe destacar, que las poleas (ruedas de bicicleta), elementos conectores y tubería, son dispositivos que se encuentran disponibles en el mercado, por lo que no fue necesario incluir planos de esos componentes. En el CD Anexo a este trabajo, se encuentran todos los componentes del sistema en SolidWorks, así como el ensamblaje correspondiente.

Vista isométrica del sistema

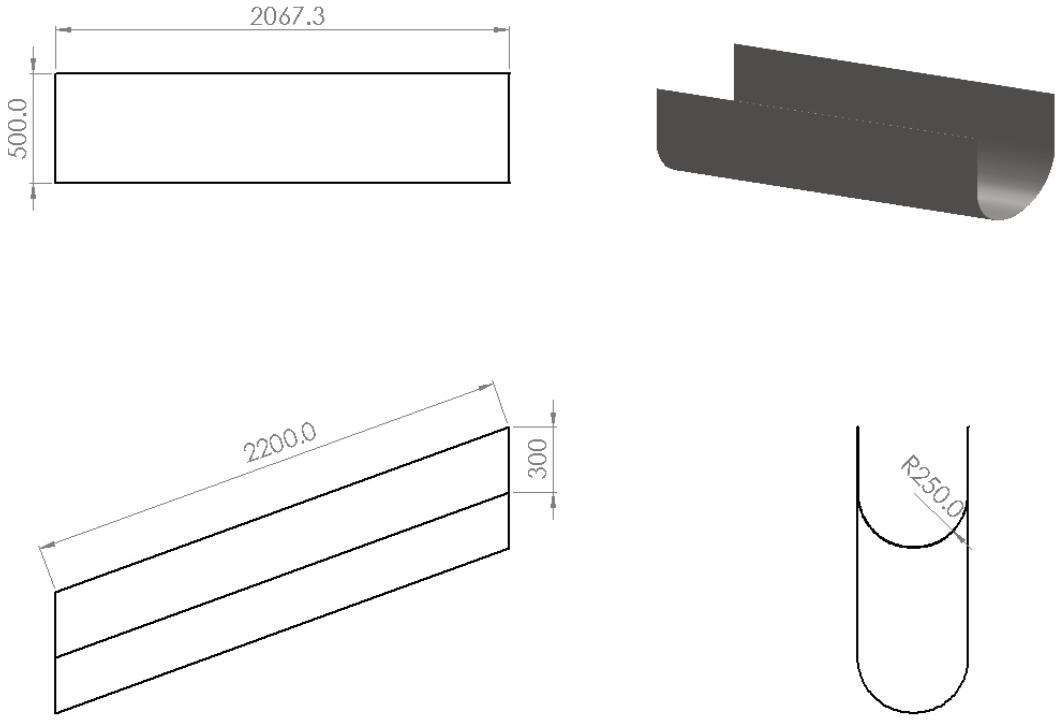


Tornillo de Arquímedes



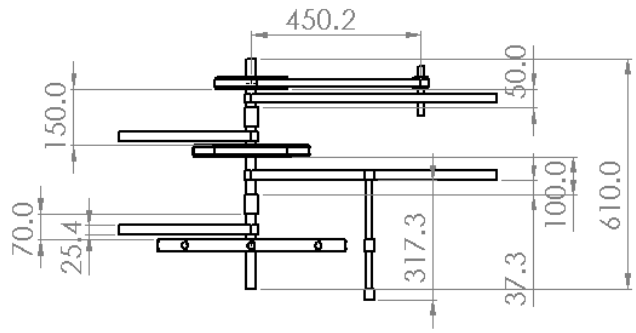
Nota: cotas en milímetros (mm)

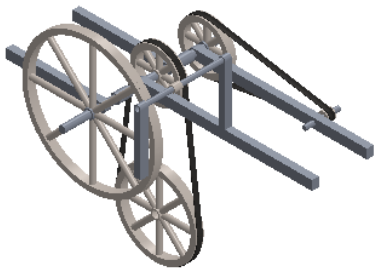
Canal

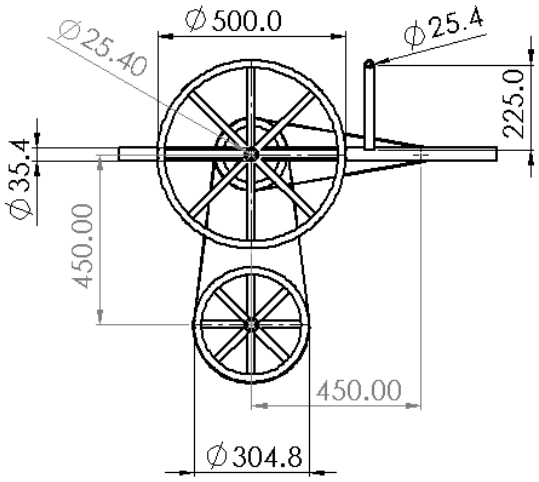


Nota: cotas en milímetros (mm)

Sistema de transmisión

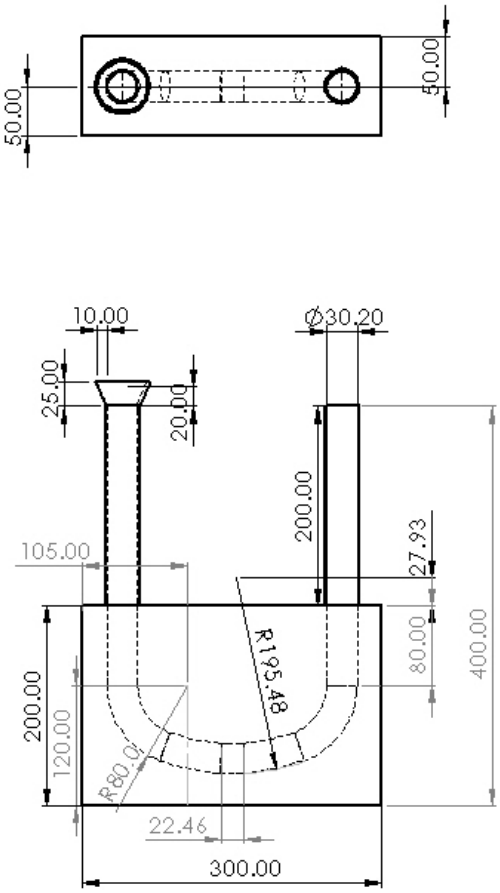


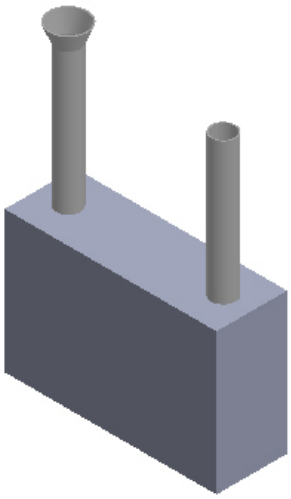




Nota: cotas en milímetros (mm)

Guía de la bomba de cuerda





Nota: cotas en milímetros (mm)

ANEXO 16. Galería fotográfica del modelo físico del tornillo de Arquímedes

Figura 8.13 Construcción e instalación del prototipo experimental tornillo de Arquímedes

Figura 8.14 Montaje del tornillo de Arquímedes en el laboratorio de pruebas

Figura 8.15 Estructura de soporte instalada en la sección aguas arriba del tornillo de Arquímedes

Figura 8.16 Estructura de soporte instalada en la sección aguas abajo del tornillo de Arquímedes

Figura 8.17 Operación del tornillo de Arquímedes

ANEXO 17. Artículos y actividades emanadas del trabajo de investigación.

1.- Finalista en el concurso nacional de simulación Ansys Convergence 2021 (4° lugar) con el proyecto: “Propuesta metodológica para determinar la influencia del número de álabes en una turbina tipo tornillo de Arquímedes mediante CFD”

2.- Como divulgación de resultados de investigación y vinculación de la sociedad, se publicó un artículo de divulgación en el boletín 001/mayo 2022 de la Red Mexicana de Recursos Hídricos/ Cap-Net-Mex titulado: “Tornillo de Arquímedes: una opción sustentable para la microgeneración hidroeléctrica en México”

3.- Participación en la Muestra de Proyectos de Investigación con Innovación y Tecnología organizada por la Secretaría de Investigación y Estudios Avanzados de la UAEMéx con el proyecto: “Diseño y análisis de micro-turbina hidráulica empleando CFD para bombeo y generación de electricidad” llevada a cabo el 26 de abril del 2022 en conmemoración del Día Mundial de la Propiedad Intelectual.

4.- Participación en el VIII Encuentro de Estudiantes de Posgrado de Agua en México como ponente, con el tema “Diseño y análisis de microturbina hidráulica empleando CFD”:

5.- Aceptación de la ponencia titulada “Influencia del número de álabes en la hidrodinámica y potencia mecánica de un tornillo de Arquímedes empleando CFD” en el 5° Coloquio de Investigación en Ingeniería y 14° Taller de Temas Actuales en Ciencias del Agua organizado por la Facultad de Ingeniería de la UAEMéx y el Instituto Interamericano de Tecnología y Ciencias del Agua.

6.- Envío del artículo “Influencia del número de álabes en la hidrodinámica y potencia mecánica de un tornillo de Arquímedes empleando CFD” al 5° Coloquio de Investigación en Ingeniería y 14° Taller de Temas Actuales en Ciencias del Agua. Este artículo, será recomendado por el comité organizador del coloquio para su publicación en alguna de la siguientes revistas nacionales: Eureka, Diotima, revista científica de estudios transdisciplinaria, Ideas en Ciencias de la Ingeniería, entre otras.