

UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO

FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,

INFORMÁTICA Y MECÁNICA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA - ESPIRAL DE 0.5 KW DE
POTENCIA UTILIZANDO LA ENERGIA CINETICA DE UN CANAL DE RIEGO**

PRESENTADO POR:

Br. JULIO CESAR QUISPE LIPA

Br. ROMARIO VILLACA LAURA

**PARA OPTAR AL TITULO
PROFESIONAL DE INGENIERO
MECANICO**

ASESORA:

Mg. EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ

**FINANCIADO POR: PROGRAMA
YACHAYNINCHIS WIÑARINAMPAQ – VRIN**

CUSCO – PERÚ

2025



Universidad Nacional de San Antonio Abad del Cusco

INFORME DE SIMILITUD

(Aprobado por Resolución Nro.CU-321-2025-UNSAAC)

El que suscribe, el **Asesor** EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ
..... quien aplica el software de detección de similitud al
trabajo de investigación/tesis titulada: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA - ESPIRAL
DE 0.5 KW DE POTENCIA UTILIZANDO LA ENERGIA CINETICA DE UN CANAL DE RIEGO
.....
.....

Presentado por: JULIO CESAR QUISPE LIPA DNI N° 47399130;
presentado por: ROMARIO VILLACA LAURA DNI N°: 70169249
Para optar el título Profesional/Grado Académico de INGENIERO MECANICO
.....

Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por 2 veces, mediante el
Software de Similitud, conforme al Art. 6° del **Reglamento para Uso del Sistema Detección de
Similitud en la UNSAAC** y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de 6 %.

Evaluación y acciones del reporte de coincidencia para trabajos de investigación conducentes a grado académico o título profesional, tesis

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No sobrepasa el porcentaje aceptado de similitud.	<u>X</u>
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las subsanaciones.	
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, conforme al reglamento, quien a su vez eleva el informe al Vicerrectorado de Investigación para que tome las acciones correspondientes; Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	

Por tanto, en mi condición de Asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y adjunto las primeras páginas del reporte del Sistema de Detección de Similitud.

Cusco, 29 de OCTUBRE de 2025.....

.....
Firma

Post firma EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ

Nro. de DNI 42440964

ORCID del Asesor 0000-0002-6125-7147

Se adjunta:

1. Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
2. Enlace del Reporte Generado por el Sistema de Detección de Similitud: oid: 272595518455011

TESIS JULIO QUISPE LIPA OF 25.10.2025.docx

 Universidad Nacional San Antonio Abad del Cusco

Detalles del documento

Identificador de la entrega

trn:oid:::27259:518455011

299 páginas

Fecha de entrega

26 oct 2025, 7:49 p.m. GMT-5

50.429 palabras

270.936 caracteres

Fecha de descarga

26 oct 2025, 8:10 p.m. GMT-5

Nombre del archivo

TESIS JULIO QUISPE LIPA OF 25.10.2025.docx

Tamaño del archivo

27.2 MB

6% Similitud general

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para cá...

Filtrado desde el informe

- Coincidencias menores (menos de 12 palabras)

Fuentes principales

- 6%  Fuentes de Internet
- 1%  Publicaciones
- 4%  Trabajos entregados (trabajos del estudiante)

Marcas de integridad

N.º de alerta de integridad para revisión

-  **Caracteres reemplazados**
90 caracteres sospechosos en N.º de páginas
Las letras son intercambiadas por caracteres similares de otro alfabeto.

Los algoritmos de nuestro sistema analizan un documento en profundidad para buscar inconsistencias que permitirían distinguirlo de una entrega normal. Si advertimos algo extraño, lo marcamos como una alerta para que pueda revisarlo.

Una marca de alerta no es necesariamente un indicador de problemas. Sin embargo, recomendamos que preste atención y la revise.

DEDICATORIA

A mi hija **HEISEL ALANA**, motivo de mi
esfuerzo y fuente de inspiración.

con todo cariño, te dedico este trabajo.

A mis padres **Efraín Quispe Escalante** y **Hilda
Lipa Kcuno**, y a mis hermanas **Dani Nélida** y
Melissa, por su constante apoyo y ánimo
incondicional.

Gracias por ser mi mayor impulso en esta etapa
profesional.

A mi abuela que descansa en paz **Rosa Kcuno
Montoya**, cuya enseñanza, cariño y apoyo
incondicional iluminaron mi camino y quedarán
siempre en mi corazón.

A **DIOS** por guiar mi espíritu, brindarme salud y
fortaleza, y bendecir cada paso en la realización de
este estudio.

A mi asesora, **Ing. Evelyn Garleth Tamayo
Araoz**, por su guía, conocimiento y apoyo
constante, fundamentales para la culminación de
esta tesis.

Julio Cesar Quispe Lipa

AGRADECIMIENTO

Manifiesto mi más sincera gratitud a todas las personas cuya valiosa contribución resultó esencial para la consecución de esta tesis.

Agradezco profundamente a mi asesora, **Mg. Ing. Evelyn Garleth Tamayo Araoz**, por su valiosa orientación y apoyo constante durante todo el proceso de desarrollo de esta investigación.

Agradezco profundamente a mis compañeros de investigación y amigos, cuya constante disposición para colaborar y cuyas valiosas ideas enriquecieron significativamente este trabajo.

Quiero expresar mi profundo agradecimiento a mi familia, especialmente a mis padres, **Efraín e Hilda**, por su apoyo constante y comprensión incondicional. Su aliento y respaldo emocional fueron esenciales para hacer posible este proyecto. También, quiero extender mi sincero agradecimiento a todas las personas que, de alguna manera, contribuyeron a la finalización de esta tesis.

Julio Cesar Quispe Lipa

DEDICATORIA

A dios, fuente de fortaleza y guía en todo momento, su amor y sabiduría hicieron posible alcanzar este logro

A mis padres **Mario Villaca Pumayalli** y **Gregoria**

Laura Monrroy, por su amor, esfuerzo y ejemplo constante.

Su apoyo incondicional me impulsó a cumplir esta meta profesional.

A mi hermano **Bryan Villaca Laura**, por su apoyo constante y aliento en cada etapa de mi formación profesional.

A mis profesores, por su dedicación, conocimiento y orientación constante, que fueron fundamentales para la culminación de esta tesis.

Romario Villaca Laura

AGRADECIMIENTO

Expreso mi más profundo agradecimiento a todas las personas que han sido esenciales para la culminación de esta tesis.

En primer lugar, deseo expresar mi sincera gratitud a mi asesora, Mg. Ing. Evelyn Garleth Tamayo Araoz, por su guía, paciencia y valiosas aportaciones durante todo este proceso.

A mis compañeros de investigación y amigos, gracias por su colaboración, ideas y disposición incondicional para trabajar juntos en cada etapa del proyecto.

A mi familia, especialmente a mis padres, Mario Villaca Pumayalli y Gregoria Laura Monrroy, quienes, con su amor, comprensión y apoyo constante, han sido mi mayor fortaleza. Sin su aliento y respaldo emocional, este logro no habría sido posible.

Romario Villaca Laura

RESUMEN

El presente estudio aborda la creación e implementación de una bomba espiral, con una capacidad de 0.5 kW. Este sistema se diseñó para operar de forma autónoma, aprovechando la energía cinética del flujo de agua en canales de riego. La finalidad principal es proporcionar una alternativa de riego eficiente y ecológico en comunidades rurales, como el Valle Sagrado de los Incas, que a menudo carecen de acceso a electricidad o combustibles.

La metodología incluyó el análisis teórico, el dimensionamiento de componentes clave (como la rueda propulsora) y la elección de materiales. Después de la construcción del prototipo, se validó su desempeño mediante simulaciones computacionales (CFD) y pruebas de campo.

Los resultados confirmaron la funcionalidad del equipo, demostrando su capacidad para elevar agua hasta una altura de 20 metros con un rendimiento hidráulico satisfactorio. Este sistema representa una solución de bajo costo de producción y mantenimiento, lo que garantiza su viabilidad económica y sostenibilidad. En conclusión, el proyecto ofrece una innovación replicable y de alto impacto social para la tecnificación agrícola.

Palabras clave: Bomba espiral, Energía Cinética, Rueda hidráulica y Desarrollo Sostenible.

ABSTRACT

The present study addresses the design and implementation of a spiral pump with a capacity of 0.5 kW. This system was designed to operate autonomously by harnessing the kinetic energy of water flow in irrigation channels. Its main purpose is to provide an efficient and environmentally friendly irrigation alternative for rural communities, such as the Sacred Valley of the Incas, which often lack access to electricity or fuel.

The methodology included theoretical analysis, the sizing of key components (such as the driving wheel), and the selection of materials. After constructing the prototype, its performance was validated through computational fluid dynamics (CFD) simulations and field tests.

The results confirmed the functionality of the equipment, demonstrating its ability to lift water up to a height of 20 meters with satisfactory hydraulic performance. This system represents a low-cost solution in terms of production and maintenance, ensuring its economic feasibility and sustainability. In conclusion, the project offers a replicable innovation with high social impact for agricultural modernization.

Keywords: Spiral Pump, Kinetic Energy, Hydraulic Wheel, and Sustainable Development.

INDICE GENERAL

DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTO	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO	v
RESUMEN	vi
ABSTRACT.....	vii
INDICE GENERAL	viii
INDICE DE TABLAS	xviii
INDICE DE FIGURAS.....	xxiii
LISTA DE ABREVIATURAS	xxvii
LISTA DE SIGLAS	xxxiii
INTRODUCCIÓN	xxxiv
CAPITULO I: ASPECTOS GENERALES	37
1.1. Localización.....	37
1.2. Ubicación Geográfica	37
1.3. Formulación del Problema.....	38
1.3.1. Problema general.....	40
1.3.2. Problemas específicos.....	41
1.4. Planteamiento de Objetivos	41
1.4.1. Objetivo general.....	41
1.4.2. Objetivos específicos.....	41
1.5. Justificación del Proyecto	42
1.5.1. Justificación técnica.....	42
1.5.2. Justificación teórica.....	42

1.5.3.	<i>Justificación ambiental</i>	42
1.5.4.	<i>Justificación social</i>	43
1.5.5.	<i>Justificación económica</i>	43
1.6.	alcances y limitaciones	44
1.6.1.	<i>Alcances</i>	44
1.6.2.	<i>Limitaciones</i>	45
1.7.	Formulación de Hipótesis	45
1.7.1.	<i>Hipótesis general</i>	45
1.7.2.	<i>Hipótesis específica</i>	46
1.8.	Variables	46
1.8.1.	<i>Variables independientes</i>	46
1.8.2.	<i>Variables dependientes</i>	46
1.9.	Metodología de la investigación	47
1.9.1.	<i>Enfoque de la investigación</i>	47
1.9.2.	<i>Tipo de investigación</i>	48
1.9.3.	<i>Nivel de la investigación</i>	48
1.9.4.	<i>Diseño de la Investigación</i>	48
1.10.	Técnicas e instrumentos de recolección de datos	49
1.11.	Estado del arte.....	50
1.11.1.	<i>En el contexto nacional</i>	51
1.11.2.	<i>En el contexto internacional</i>	53
CAPITULO II: MARCO TEÓRICO		56
2.1.	Criterios de diseño de Ingeniería mecánica	56
2.1.1.	<i>Modelo de fases de Michael French</i>	56
2.1.2.	<i>Modelo de Robert Norton</i>	57

2.1.3.	<i>Modelo Pahl y Beitz</i>	58
2.1.4.	<i>Modelo VDI 2221</i>	59
2.1.5.	<i>Método C. Riba</i>	61
2.1.6.	<i>Modelo de Design Thinking</i>	62
2.2.	Principio de Funcionamiento de una bomba tipo espiral	63
2.3.	Componentes de una bomba tipo espiral	65
2.4.	Tipos de bomba espiral.	68
2.4.1.	<i>Ruedas por encima Admisión Superior (Overshot)</i>	68
2.4.2.	<i>Ruedas de costado Admisión intermedia (Breastshot)</i>	68
2.4.3.	<i>Ruedas por debajo Admisión inferior (Undershot)</i>	68
2.5.	Aplicaciones del sistema de bomba-espiral	68
2.6.	Las principales condiciones que determinan la configuración de una bomba-espiral.	69
2.7.	Tipos de energía	69
2.7.1.	<i>Energía</i>	69
2.8.	Conceptos importantes	71
2.9.	Consideraciones mecánicas	79
2.10.	Análisis por el método de elementos finitos	79
2.11.	Dinámica de fluidos computacional	80
2.12.	Flujo en canales abiertos	82
2.12.1.	<i>Flujos laminares y turbulentos en canales abiertos</i>	82
2.13.	Presión hidrostática	84
2.14.	Diseño de una bomba de tipo espiral	86
2.14.1.	<i>Diseño de la bobina</i>	86
2.14.2.	<i>Caudal de descarga de la bomba tipo espiral</i>	88

2.14.3.	<i>Componentes mecánicos para la bomba de tipo espiral</i>	89
2.14.4.	<i>Peso total de la bomba espiral</i>	89
2.15.	<i>Diseño de los espirales de la bomba tipo espiral</i>	90
2.15.1.	<i>Presión atmosférica</i>	90
2.15.2.	<i>Diámetro de la primera espira o diámetro óptimo de la rueda</i>	91
2.15.3.	<i>Altura enésima de la enésima espira</i>	91
2.15.4.	<i>Número de espiras</i>	92
2.15.5.	<i>Diámetro máximo de espira</i>	92
2.15.6.	<i>Velocidad de la rueda hidráulica</i>	92
2.15.7.	<i>Estudios de ruedas hidráulicas flotantes</i>	92
2.15.8.	<i>Profundidad de pala sumergida</i>	94
2.15.9.	<i>Profundidad de pala no sumergida</i>	94
2.15.10.	<i>Velocidad angular</i>	94
2.16.	<i>Diseño de la rueda hidráulica</i>	94
2.16.1.	<i>Dimensionamiento de la rueda hidráulica</i>	94
2.16.2.	<i>Profundidad de la rueda</i>	95
2.16.3.	<i>Ángulo de entrada de agua en la rueda hidráulica</i>	95
2.16.4.	<i>Curvatura de la pala de la rueda hidráulica</i>	97
2.17.	<i>Fuerza en el álabe</i>	98
2.18.	<i>Reacciones en los cojinetes</i>	100
2.19.	<i>Momento torsional resultante</i>	100
2.20.	<i>Momento flector resultante</i>	100
2.21.	<i>Factor de seguridad</i>	100
2.22.	<i>Ejes de transmisión</i>	101
2.22.1.	<i>Falla por fatiga</i>	102

2.22.2.	<i>Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga</i>	102
2.23.	Rodamientos	108
2.23.1.	<i>Los rodamientos se clasifican según</i>	108
2.23.2.	<i>Tipos de rodamientos según la carga que soportan</i>	109
2.23.3.	<i>Rodamientos de contacto angular</i>	111
2.24.	Juntas de soldadura	114
2.24.1.	<i>Tamaño mínimo de soldadura de filete</i>	114
2.24.2.	<i>Tipo de electrodo a utilizar</i>	114
2.24.3.	<i>Dimensionamiento de cordones de soldadura</i>	116
CAPITULO III: DISEÑO CONCEPTUAL		119
3.1.	Modelo VDI 2221	119
3.2.	Fase I: La comprensión de la solicitud	119
3.2.1.	<i>Estado de tecnología</i>	119
3.2.2.	<i>Lista de exigencias</i>	120
3.3.	Fase II: Estructura de funciones	122
3.3.1.	<i>Abstracción: Caja negra (Black-Box)</i>	122
3.3.2.	<i>Funciones parciales:</i>	123
3.3.3.	<i>Estructura de funciones</i>	124
3.4.	Fase III: Conceptos de solución	125
3.4.1.	<i>Propuestas solución</i>	126
3.4.2.	<i>Criterios de evaluación</i>	130
CAPITULO IV: DISEÑO HIDRAULICO		135
4.1.	Diseño de los espirales	135
4.1.1.	<i>Cálculo de la Presión atmosférica en huayoccari</i>	135
4.1.2.	<i>Cálculo del diámetro exterior de la rueda hidráulica</i>	136

4.1.3.	<i>Cálculo de la altura en la enésima espira de la bobina</i>	<i>137</i>
4.1.4.	<i>Cálculo del número de espiras de la bomba espiral.....</i>	<i>137</i>
4.1.5.	<i>Selección del diámetro de la espira</i>	<i>138</i>
4.1.6.	<i>Cálculo de velocidad de la pala.....</i>	<i>138</i>
4.1.7.	<i>Cálculo de la profundidad de pala sumergida</i>	<i>138</i>
4.1.8.	<i>Cálculo de la profundidad de pala no sumergida</i>	<i>139</i>
4.1.9.	<i>Cálculo de la velocidad angular.....</i>	<i>139</i>
4.1.10.	<i>Cálculo de la longitud de espira que permanece sumergida.....</i>	<i>139</i>
4.1.11.	<i>Cálculo del caudal o tasa de descarga de la bomba tipo espiral.....</i>	<i>139</i>
4.2.	<i>Diseño de la rueda hidráulica.....</i>	<i>140</i>
4.2.1.	<i>Características del canal de irrigación</i>	<i>140</i>
4.2.2.	<i>Diseño del alabe</i>	<i>141</i>
4.2.3.	<i>Cálculo del caudal de accionamiento en la rueda hidráulica.....</i>	<i>145</i>
4.2.4.	<i>Cálculo de la eficiencia de la bomba espiral.....</i>	<i>146</i>
CAPITULO V: DISEÑO MECÁNICO.....		148
5.1.	<i>Diseño del eje hueco</i>	148
5.1.1.	<i>Cálculo del Peso total de la bomba espiral.....</i>	<i>148</i>
5.2.	<i>Cálculo de la fuerza total en el álabe</i>	149
5.3.	<i>Cálculo de las reacciones en los cojinetes</i>	151
5.4.	<i>cálculo del momento torsional y momento flector resultante.....</i>	152
5.5.	<i>Diagrama de fuerzas cortantes y momentos</i>	153
5.6.	<i>Cálculo del Factor de seguridad.....</i>	153
5.7.	<i>Cálculo del diámetro del eje hueco</i>	153
5.7.1.	<i>Cálculo del factor de superficie.....</i>	<i>154</i>
5.7.2.	<i>Cálculo del factor de tamaño.....</i>	<i>154</i>

5.7.3.	<i>Cálculo del factor de carga</i>	155
5.7.4.	<i>Cálculo del factor de temperatura</i>	155
5.7.5.	<i>Cálculo del factor de confiabilidad</i>	155
5.7.6.	<i>Cálculo del factor de efectos varios</i>	156
5.7.7.	<i>Cálculo del límite de resistencia a la fatiga</i>	156
5.7.8.	<i>Cálculo del diámetro del eje</i>	156
5.8.	<i>Cálculo de prisioneros</i>	157
5.9.	<i>Cálculo de rodamientos</i>	157
5.9.1.	<i>Cálculo de la carga radial (FD)</i>	157
5.9.2.	<i>Cálculo de la cantidad de vida deseada (LD)</i>	158
5.9.3.	<i>Cálculo de la carga mínima que debe soportar el rodamiento (C10)</i>	158
5.10.	<i>Cálculo de soldadura de filete</i>	159
5.10.1.	<i>Cálculo de soldadura de filete en el eje</i>	159
5.10.2.	<i>Cálculo de soldadura de filete en el alabe</i>	162
5.10.3.	<i>Cálculo de soldadura de filete en el tubo de menor diámetro</i>	174
5.11.	<i>Cálculo de pernos</i>	175
5.11.1.	<i>Cálculo de fuerza en el perno que soporta a brazos y álabe</i>	175
5.11.2.	<i>Cálculo de la fuerza resultante en cada perno</i>	177
5.11.3.	<i>Cálculo de la fuerza cortante alternante y media por acción del movimiento</i>	179
5.11.4.	<i>Selección del tipo de perno a utilizar</i>	179
5.11.5.	<i>Factor de seguridad</i>	180
5.11.6.	<i>Factores de reducción de resistencia a la fatiga</i>	180
5.11.7.	<i>Cálculo de la resistencia a la fatiga</i>	182
5.11.8.	<i>Cálculo de diámetro del perno</i>	182

5.11.9.	<i>Cálculo del esfuerzo cortante alternante y medio del perno.....</i>	<i>183</i>
5.11.10.	<i>Cálculo del factor de seguridad a la fatiga utilizando Goodman modificado</i>	<i>183</i>
5.11.11.	<i>Cálculo del Factor de seguridad a la fluencia en cortante del perno</i>	<i>183</i>
5.12.	<i>Cálculo de fuerzas en el chasis de la bomba espiral</i>	<i>184</i>
5.12.1.	<i>Cálculo de la fuerza Gravitacional de la rueda y el eje (FT)</i>	<i>185</i>
5.12.2.	<i>Cálculo de la fuerza gravitacional de la rueda y eje (F_T)</i>	<i>187</i>
5.12.3.	<i>Cálculo de la fuerza de la corriente fluvial (F_c).....</i>	<i>187</i>
5.12.4.	<i>Cálculo de la tensión de la cuerda de amarre (T_c).....</i>	<i>189</i>
CAPITULO VI: DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL		190
6.1.	Etapas de una simulación dinámica de fluidos	190
6.1.1.	<i>Pre-procesamiento.....</i>	<i>190</i>
6.1.2.	<i>Simulación.....</i>	<i>190</i>
6.1.3.	<i>Post-procesamiento.....</i>	<i>191</i>
6.2.	Simulación CFD de la bomba-espiral	191
6.2.1.	<i>Pre-procesamiento.....</i>	<i>192</i>
6.2.2.	<i>Configuración</i>	<i>200</i>
6.2.3.	<i>Procesamiento.....</i>	<i>202</i>
6.2.4.	<i>Post-procesamiento.....</i>	<i>203</i>
CAPITULO VII: ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LOS MATERIALES Y CONSTRUCCION DE LA BOMBA ESPIRAL		209
7.1.	Especificación técnica de material para la fabricación del eje	209
7.1.1.	<i>Tubo Redondo SCH 40 de 1 ½"</i>	<i>210</i>
7.2.	Especificaciones técnicas de materiales para la construcción del chasis de la bomba espiral	212

7.2.1.	<i>Tubo Cuadrado Galvanizado 20×20×2 mm ASTM A500 Grado A</i>	213
7.2.2.	<i>Plancha de Acero Estructural ASTM A36 (base del cojinete)</i>	214
7.2.3.	<i>Perno Hexagonal M18×60 mm</i>	215
7.3.	Especificaciones técnicas de materiales de los accesorios para la conexión al eje	217
7.3.1.	<i>Conector Recto simple de 1½" NPT hembra</i>	218
7.3.2.	<i>Adaptador Bushing Reductor 1½" NPT Macho × 1" NPT Hembra</i>	219
7.3.3.	<i>Junta Rotatoria de flujo unidireccional 1" NPT</i>	221
7.3.4.	<i>Unión Universal de 1" NPT Hembra</i>	222
7.3.5.	<i>Adaptador Recto de tubo roscado 1" NPT Hembra</i>	224
7.4.	Especificación técnica del material para la fabricación del disco.....	226
7.4.1.	<i>Plancha de Acero ASTM A36</i>	226
7.5.	Especificaciones técnicas de materiales para la fabricación del alabe	228
7.5.1.	<i>Ángulo Estructural LAC 40×40×2 mm (Acero ASTM A36)</i>	229
7.5.2.	<i>Varilla Roscada M10 × 50 mm en Acero ASTM A193 Grado B7</i>	230
7.5.3.	<i>Especificaciones técnicas de los accesorios de fijación a los brazos de sujeción(interior)</i>	232
7.6.	Especificación técnica para el montaje del cojinete UCP 210 al eje	238
7.6.1.	<i>Cojinete Tipo UCP 210</i>	238
7.6.2.	<i>Especificación técnica de los accesorios de fijación de la chumacera</i>	240
7.7.	Especificación técnica de la manguera HDPE PEN10	246
7.8.	Especificación técnica del material del ángulo Estructural LAC 20×20×1.5 mm (brazo exterior).....	248
7.8.2.	<i>Especificaciones técnicas de los accesorios de fijación al brazo exterior</i>	250
7.9.	Construcción de la bomba espiral	253
7.9.1.	<i>Fabricación del disco</i>	254

7.9.2.	<i>fabricación de los alabes</i>	254
7.9.3.	<i>Corte y soldeo de tubos redondos al eje hueco.....</i>	255
7.9.4.	<i>Montaje del disco al eje hueco y montaje de los ángulos al disco.</i>	256
7.2.5.	<i>Construcción del chasis de la bomba espiral.</i>	257
7.9.5.	<i>corte y fabricación de las platinas para el soporte de los cojinetes.....</i>	257
7.9.6.	<i>Construcción de la estructura que soporta la bomba y montaje al chasis....</i>	258
7.9.7.	<i>Montaje y Sujeción de los espirales mediante pernos y tornillos a los ángulos estructurales.....</i>	259
7.9.8.	<i>Unión de la manguera de alta densidad HDPE PN10 a los tubos de unión del eje hueco.</i>	260
CAPITULO VIII: EVALUACIÓN ECONÓMICA		262
8.1.	Costos de fabricación de bomba-espiral	262
8.2.	Evaluación respecto al pliego tarifario existente.	264
8.3.	Costos de operación y mantenimiento.	266
8.4.	Tasa de interés.....	268
8.5.	Rentabilidad del proyecto	269
CONCLUSIONES		271
RECOMENDACIONES.....		273
ANEXOS		274
BIBLIOGRAFÍA		293

INDICE DE TABLAS

Tabla 1 <i>Parámetros generales</i>	90
Tabla 2 <i>Parámetros para el prototipo de la bomba</i>	90
Tabla 3 <i>Acabado superficial</i>	103
Tabla 4 <i>Factores de confiabilidad</i>	106
Tabla 5 <i>Tamaños mínimos de soldadura de filete</i>	114
Tabla 6 <i>Propiedades mínimas del metal de soldadura</i>	115
Tabla 7 <i>Lista de exigencias</i>	120
Tabla 8 <i>Matriz morfológica</i>	125
Tabla 9 <i>Leyenda de los conceptos de solución</i>	125
Tabla 10 <i>Criterios técnicos VDI 2225.</i>	131
Tabla 11 <i>Criterios económicos VDI 2221.</i>	132
Tabla 12 <i>Comparación de resultados evaluados.</i>	132
Tabla 13 <i>Acabado superficial</i>	154
Tabla 14 <i>Factores de confiabilidad</i>	155
Tabla 15 <i>Tamaños mínimos de soldadura de filete</i>	161
Tabla 16 <i>Acabado superficial.</i>	180
Tabla 17 <i>Comparación de resultados evaluados</i>	181
Tabla 18 <i>Grado SAE del perno</i>	182
Tabla 19 <i>Representación del dominio</i>	193
Tabla 20 <i>Parámetros del mallado superficial.</i>	196
Tabla 21 <i>Parámetros del mallado superficial</i>	197
Tabla 22 <i>Parámetros del mallado superficial</i>	198
Tabla 23 <i>Parámetros de configuración para la simulación CFD.</i>	200
Tabla 24 <i>Especificaciones Técnicas de Materiales Para Construcción del eje</i>	209

Tabla 25	<i>Normas técnicas de tubos redondos</i>	211
Tabla 26	<i>Dimensiones tubo redondo de 1 ½"</i>	211
Tabla 27	<i>Propiedades mecánicas del tubo redondo de 1 ½"</i>	212
Tabla 28	<i>Especificaciones Técnicas de los Materiales Para Construcción del chasis de la bomba espiral</i>	212
Tabla 29	<i>Dimensiones del tubo cuadrado galvanizado</i>	213
Tabla 30	<i>Normas y dimensiones del tubo cuadrado galvanizado</i>	213
Tabla 31	<i>Propiedades mecánicas del tubo cuadrado galvanizado</i>	214
Tabla 32	<i>Dimensiones estándar de plancha de acero</i>	214
Tabla 33	<i>Propiedades mecánicas de la plancha de acero</i>	215
Tabla 34	<i>Propiedades generales de la plancha de acero</i>	215
Tabla 35	<i>Dimensiones principales de la plancha de acero</i>	216
Tabla 36	<i>Propiedades mecánicas de la plancha de acero</i>	216
Tabla 37	<i>Normas aplicables de la plancha de acero</i>	217
Tabla 38	<i>Especificaciones Técnicas de Materiales de los accesorios de conexión al eje</i>	217
Tabla 39	<i>Dimensiones estándar del Conector Recto simple</i>	218
Tabla 40	<i>Normas aplicables del Conector Recto simple</i>	219
Tabla 41	<i>Dimensiones estándar del adaptador bushing reductor</i>	219
Tabla 42	<i>Propiedades mecánicas del adaptador bushing reductor</i>	220
Tabla 43	<i>Normas aplicables del adaptador bushing reductor</i>	220
Tabla 44	<i>Dimensiones estándar de la junta rotatoria</i>	221
Tabla 45	<i>Propiedades mecánicas de la junta rotatoria</i>	221
Tabla 46	<i>Normas aplicables de la junta rotatoria</i>	222
Tabla 47	<i>Dimensiones estándar de la unión universal</i>	222
Tabla 48	<i>Propiedades mecánicas de la unión universal</i>	223

Tabla 49	<i>Normas aplicables de la unión universal</i>	224
Tabla 50	<i>Dimensiones estándar del adaptador recto de tubo roscado</i>	224
Tabla 51	<i>Propiedades mecánicas del adaptador recto de tubo roscado</i>	225
Tabla 52	<i>Normas aplicables del adaptador recto de tubo roscado</i>	226
Tabla 53	<i>Especificación Técnica para la construcción del disco</i>	226
Tabla 54	<i>Dimensiones estándar de la plancha de acero</i>	227
Tabla 55	<i>Propiedades mecánicas de la plancha de acero</i>	227
Tabla 56	<i>Propiedades del material de la plancha de acero</i>	228
Tabla 57	<i>Especificaciones Técnicas de Materiales Para la Construcción del alabe</i>	228
Tabla 58	<i>Dimensiones estándar del ángulo estructural LAC</i>	229
Tabla 59	<i>Propiedades mecánicas del ángulo estructural LAC</i>	230
Tabla 60	<i>Dimensiones estándar de la varilla roscada</i>	231
Tabla 61	<i>Propiedades mecánicas de la varilla roscada</i>	231
Tabla 62	<i>Normas aplicables de la varilla roscada</i>	232
Tabla 63	<i>Dimensiones estándar de la varilla roscada</i>	232
Tabla 64	<i>Propiedades mecánicas de la varilla roscada</i>	233
Tabla 65	<i>Normas técnicas aplicables de la varilla roscada</i>	234
Tabla 66	<i>Dimensiones estándar arandela plana M8</i>	234
Tabla 67	<i>Propiedades mecánicas de la arandela plana M8</i>	235
Tabla 68	<i>Normas técnicas aplicables de la arandela plana M8</i>	235
Tabla 69	<i>Dimensiones estándar de la tuerca hexagonal M8</i>	236
Tabla 70	<i>Propiedades mecánicas de la tuerca hexagonal M8</i>	236
Tabla 71	<i>Normas técnicas aplicables de la tuerca hexagonal M8</i>	237
Tabla 72	<i>Especificaciones Técnicas del cojinete</i>	238
Tabla 73	<i>Componentes del cojinete</i>	239

Tabla 74	<i>Propiedades técnicas del cojinete</i>	239
Tabla 75	<i>Normas técnicas del cojinete</i>	240
Tabla 76	<i>Dimensiones estándar del Perno Hexagonal M18 × 60 mm</i>	240
Tabla 77	<i>Propiedades mecánicas del Perno Hexagonal M18 × 60 mm</i>	241
Tabla 78	<i>Normas técnicas del Perno Hexagonal M18 × 60 mm</i>	241
Tabla 79	<i>Dimensiones estándar de la arandela plana M18</i>	242
Tabla 80	<i>Propiedades mecánicas de la arandela plana M18</i>	242
Tabla 81	<i>Normas aplicadas de la arandela plana M18</i>	243
Tabla 82	<i>Dimensiones estándar de la arandela de presión M18</i>	243
Tabla 83	<i>Propiedades mecánicas de la arandela de presión M18</i>	244
Tabla 84	<i>Normas técnicas de la arandela de presión M18</i>	244
Tabla 85	<i>Dimensiones estándar de la tuerca hexagonal M18</i>	245
Tabla 86	<i>Propiedades mecánicas de la tuerca hexagonal M18</i>	245
Tabla 87	<i>Normas técnicas de la tuerca hexagonal M18</i>	246
Tabla 88	<i>Especificaciones Técnicas de la manguera HDPE</i>	246
Tabla 89	<i>Dimensiones estándar de la manguera HDPE</i>	247
Tabla 90	<i>Normas aplicables de la manguera HDPE</i>	247
Tabla 91	<i>Especificaciones Técnicas del brazo exterior</i>	248
Tabla 92	<i>Dimensiones estándar del brazo exterior</i>	248
Tabla 93	<i>Propiedades mecánicas del brazo exterior</i>	249
Tabla 94	<i>Normas técnicas del brazo exterior</i>	249
Tabla 95	<i>Dimensiones estándar de la tuerca hexagonal M10</i>	250
Tabla 96	<i>Propiedades mecánicas de la tuerca hexagonal M10</i>	250
Tabla 97	<i>Normas técnicas de la tuerca hexagonal M10</i>	251
Tabla 98	<i>Dimensiones del tornillo autoperforante M 5.5</i>	251

Tabla 99	<i>Propiedades mecánicas del tornillo autoperforante M 5.5</i>	252
Tabla 100	<i>Normas técnicas del tornillo autoperforante M 5.5</i>	252
Tabla 101	<i>Costos de materiales, instrumentación, fabricación e instalación de bomba-espiral.</i>	
		262
Tabla 102	<i>Costo total para la fabricación y puesta en funcionamiento de la bomba-espiral</i>	
		264
Tabla 103	<i>Cargo de facturación en Baja Tensión (BT) para Valle Sagrado - Pliego tarifario</i>	
	<i>BT5B, 01 de mayo del 2024</i>	265
Tabla 104	<i>VAN y TIR del proyecto</i>	270

INDICE DE FIGURAS

Figura 1	<i>Ubicación de Centro Poblado de Yanahuara</i>	38
Figura 2	<i>Modelo De Fases de Michael French, 1985</i>	57
Figura 3	<i>Modelo de Robert Norton</i>	58
Figura 4	<i>Esquema de metodología de Pahl & Beitz</i>	59
Figura 5	<i>Esquema de metodología VDI 2221</i>	60
Figura 6	<i>Esquema de metodología propuesto por C. Riba</i>	62
Figura 7	<i>Modelo de Design Thinking</i>	63
Figura 8	<i>Representación esquemática de una bomba de agua tipo espiral</i>	65
Figura 9	<i>Relaciones de radio hidráulico para diversas geometrías de canal abierto</i>	83
Figura 10	<i>Funcionamiento de la bomba espiral</i>	86
Figura 11	<i>Ángulo de ataque en la punta del álabe</i>	96
Figura 12	<i>Ángulo de los álabes</i>	97
Figura 13	<i>Fuerza ejercida en el alabe de la bomba espiral.</i>	99
Figura 14	<i>Factores K_t para flexión y K_ts para torsión</i>	107
Figura 15	<i>Partes principales de un rodamiento</i>	108
Figura 16	<i>Rodamiento carga radial</i>	109
Figura 17	<i>Rodamiento de carga axial</i>	110
Figura 18	<i>Rodamiento de carga combinada</i>	111
Figura 19	<i>Rodamientos rígidos de bolas</i>	112
Figura 20	<i>Rodamientos de rodillos cilíndricos</i>	112
Figura 21	<i>Rodamientos autos alineados</i>	113
Figura 22	<i>Rodamientos de rodillos cónicos</i>	113
Figura 23	<i>Rodamiento de Agujas</i>	114
Figura 24	<i>Configuración de soldadura en la pala</i>	118

Figura 25 <i>Caja negra</i>	122
Figura 26 <i>Diagrama de funciones</i>	124
Figura 27 <i>Bomba tipo espiral por cadena</i>	126
Figura 28 <i>Bomba tipo espiral simple</i>	127
Figura 29 <i>Bomba tipo espiral con rueda hidráulica</i>	128
Figura 30 <i>Bomba tipo espiral con una capa de espiras</i>	129
Figura 31 <i>Bomba tipo espiral con dos capas de espiras</i>	130
Figura 32 <i>Gráfico de evaluación técnico-económica</i>	133
Figura 33 <i>Ubicación del lugar de implementación de la bomba tipo espiral</i>	136
Figura 34 <i>Configuración de las espiras de la bomba tipo espiral</i>	140
Figura 35 <i>Dimensiones del canal de estudio</i>	140
Figura 36 <i>Perfil de álabe de la rueda hidráulica</i>	144
Figura 37 <i>Número de álabes de la rueda hidráulica</i>	145
Figura 38 <i>Potencia de salida en función de la velocidad de la rueda hidráulica</i>	146
Figura 39 <i>Imagen de la bomba espiral</i>	148
Figura 40 <i>Fuerza ejercida en el alabe de la bomba espiral</i>	150
Figura 41 <i>Reacciones aplicadas en los cojinetes de la bomba espiral</i>	151
Figura 42 <i>Reacciones aplicados en el eje hueco de la bomba tipo espiral</i>	152
Figura 43 <i>Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores</i>	153
Figura 44 <i>Momento torsional aplicado al eje hueco</i>	159
Figura 45 <i>Punto de estancamiento</i>	163
Figura 46 <i>Configuración de alabe de bomba tipo espiral</i>	164
Figura 47 <i>Diagrama de cuerpo libre (DCL) de alabe de bomba tipo espiral</i>	164
Figura 48 <i>Diagrama de cuerpo libre (DCL) de la parte superior del álabe seccionado</i>	167
Figura 49 <i>Comparación de resultados mediante cálculo analítico y software SolidWorks</i> ..	168

Figura 50 Configuración de soldadura en la parte superior del álabe.	169
Figura 51 Configuración de soldadura en la parte inferior del álabe.	169
Figura 52 Cargas aplicadas en junta de soldadura parte superior (Software SolidWorks Simulation).....	172
Figura 53 Cargas aplicadas en junta de soldadura parte inferior (Software SolidWorks Simulation).....	173
Figura 54 Tubo hueco SCH40 de 3/4" unido al eje hueco de la bomba espiral	174
Figura 55 Configuración de sujeción de brazos a eje hueco mediante pernos.	176
Figura 56 DCL del perno sujetador de brazo a eje hueco	177
Figura 57 Simulación para los pernos de sujeción	178
Figura 58 Fuerza resultante en cada perno.	178
Figura 59 DCL del chasis de la Bomba espiral	184
Figura 60 Imagen del brazo exterior	186
Figura 61 Imagen del brazo interior y la pala.	187
Figura 62 Etapas de una simulación CFD.....	191
Figura 63 Etapas de una simulación CFD.....	192
Figura 64 Simplificación del modelo 3D inicial	192
Figura 65 Modelo 3D en SpaceClaim.	193
Figura 66 Simplificación del modelo 3D inicial	197
Figura 67 Mallado superficial y volumétrico con malla poly-hexcore en Ansys fluent.....	199
Figura 68 Calidad de la malla	200
Figura 69 Configuración para simulación CFD.....	202
Figura 70 Residuos en simulación CFD para la bomba espiral.....	203
Figura 71 Fracción de volumen de agua en operación de bomba espiral.....	203
Figura 72 Presión en todo el dominio analizado bajo operación de bomba espiral.	204

Figura 73 <i>Presión en álabes bajo operación de bomba espiral</i>	205
Figura 74 <i>Velocidad rotatoria bajo operación de bomba espiral.</i>	205
Figura 75 <i>Velocidad y dirección del fluido en su superficie a medida que fluye a través de la bomba espiral.....</i>	206
Figura 76 <i>Fracción de volumen de agua que fluye a través de la espiral de la bomba espiral</i>	207
Figura 77 <i>Velocidad del agua que fluye a través de la espiral de la bomba espiral.....</i>	207
Figura 78 <i>Velocidad del agua que fluye a través de la espiral.....</i>	208
Figura 79 <i>Presión del agua que fluye a través de la espiral de la bomba espiral.....</i>	208
Figura 80 <i>Imagen de la construcción de la bomba espiral.....</i>	253
Figura 81 <i>Corte del disco.....</i>	254
Figura 82 <i>Imagen del alabe</i>	255
Figura 83 <i>Soldeo de tubos redondos al eje</i>	255
Figura 84 <i>Montaje de las chumaceras, disco y ángulos estructurales al eje hueco</i>	256
Figura 85 <i>Unión de los ángulos estructurales al disco mediante pernos.</i>	256
Figura 86 <i>Construcción del chasis de la bomba espiral.....</i>	257
Figura 87 <i>Corte de la platina.....</i>	258
Figura 88 <i>Soporte de la base del cojinete</i>	258
Figura 89 <i>Montaje y soldeo de la estructura de la bomba al chasis</i>	259
Figura 90 <i>Sujeción y aseguramiento de la manguera HDPE mediante perno</i>	259
Figura 91 <i>Sujeción y aseguramiento de la manguera HDPE mediante tornillo.</i>	260
Figura 92 <i>Tubo de unión soldado al eje.....</i>	260
Figura 93 <i>Montaje de los componentes al extremo del eje.....</i>	261

LISTA DE ABREVIATURAS

E_C : energía cinética

E_P : energía potencial

E_M : Energía mecánica

m : masa

v : velocidad

g : aceleración de la gravedad

V_1, V_2 : velocidades del fluido

A_1, A_2 : corresponde al área de la sección transversal del conducto

h : altura

u : velocidad media del líquido en el canal

ν : viscosidad cinemática

R_h : radio hidráulico

A_c : área del río o canal

Q_r : caudal de río o canal

ρ : densidad del fluido

g : aceleración gravitatoria local

P_0 : presión atmosférica.

Δh : diferencia de altura

P_n : presión al final de la columna de agua en el serpentín

P_1 : presión en la primera espira

V_1 : volumen de aire en la primera espira

V_n : volumen de aire en la n -ésima espira

h_c : altura de la primera espira de la bobina

D_{ext} : diámetro exterior de la rueda hidráulica

D_{int} : diámetro interior de la rueda hidráulica

h_n : altura en la n -ésima espira de la bobina

n : número de espiras de la bobina

H : altura total de descarga

n_r : número real de espiras
 Q_b : caudal de descarga
 L_c : longitud de espira que permanece sumergida en la entrada de tubería
 η_H : rendimiento hidráulico de una bomba de bobina
 u_{perif} : velocidad periférica
 N_R : número de Reynolds
 D_e : número de Dean
 R : radio exterior de la rueda hidráulica
 r : radio interno de la manguera
 A : área interna de la manguera
 L_t : longitud total de la manguera.
 W_t : peso total
 m_{H_2O} : masa del agua
 m_p : masa del prototipo
 P_z : presión atmosférica en función de la altura
 ρ_{aire} : densidad del aire
 P_a : presión en base a metros de columna de agua
 D_{opt} : diámetro óptimo o exterior de la rueda
 H_c : profundidad del nivel de agua
 h^* : desnivel entre la sección de entrada y salida de la bomba
 d_s : diámetro máximo de espira
 v_p : velocidad de la pala
 v_c : velocidad del canal
 ϕ : coeficiente de velocidad
 H_s : Profundidad de pala sumergida
 $H_{s-\text{no}}$: profundidad de pala no sumergida
 N_c : velocidad angular
 δ : profundidad de la rueda en el agua
 k : coeficiente de flujo de agua en la pala de la rueda

B: ancho de una rueda hidráulica

S: área de los alabes

l: longitud del alabe

α y β : ángulos.

r_{k1} : parte trasera recta de la pala

r_{k2} : centro del círculo de construcción para la curvatura de la pala

r_s : forma curvatura de la parte frontal de la pala

Z: número de palas

F_a : fuerza ejercida en el alabe

S^* : área sumergida proyectada de la pala

c: relación entre la velocidad periférica de la rueda y la velocidad media del agua

R_x, R_y : reacciones

T: momento torsional resultante

M: momento flector resultante

FS: factor de seguridad.

d_e : diámetro del eje.

S_e : límite de fatiga corregido del eje en flexión o resistencia a la fatiga

S_y : resistencia a la tensión.

K: relación de ahuecado

S'_e : límite a la resistencia por fatiga

S_{ut} : resistencia mínima a la tracción.

k_a : factor de modificación por la condición superficial.

k_b : factor de modificación por el tamaño.

k_c : factor de modificación por la carga.

k_d : factor de modificación por la temperatura.

k_e : factor de confiabilidad.

k_f : factor de modificación por efectos varios.

S_y : resistencia a la tensión.

F_D : carga radial

C_{10} : carga mínima que debe soportar el rodamiento de bolas

L_D : cantidad de vida deseada

S_T : resistencias últimas a la temperatura de operación

S_{RT} : resistencias ultimas a temperatura ambiente

T_C : temperatura de operación en grados Celsius

K_t : factor de concentración de esfuerzos

$\sqrt{a}$: constante de Neuber

r_m : radio de la muesca

K_t : factor para flexión

K_{ts} : factor para torsión

ϕR_n : resistencia de diseño del metal de soldadura

A_w : área efectiva de la soldadura

T : torque en la junta de soldadura

c : distancia del eje neutro a las fibras extremas de la línea de soldadura

J_w : momento polar de inercia de la línea de soldadura

E : garganta efectiva

S : tamaño de soldadura

τ_{max} : torque máximo que puede soportar la junta soldada

P_r : carga resultante por unidad de longitud de soldadura

P_d : carga directa por unidad de longitud de soldadura

P_n : carga debida a la flexión por unidad de longitud de soldadura.

l : longitud efectiva de la soldadura

e : longitud del eje neutro a la carga

J_w : momento polar de inercia de la línea de soldadura

l_1 : longitud de la línea de soldadura vertical

l_2 : longitud de la línea de soldadura horizontal

Q_t : tasa de descarga total

β : ángulo óptimo de la pala

n_{rueda} : eficiencia de la rueda hidraulica

A_{int} : área interna de la manguera

L_e : distancia considerada entre rodamientos

d_p : diámetro preliminar

F_{peso} : fuerza que se transmite al perno

V_{min} : fuerza mínima

V_{max} : fuerza máxima

V_a : cortante alternante

V_m : cortante media

S_{su} : resistencia a la tensión en corte

S_{ys} : resistencia a la fluencia en corte

N_f : factor de seguridad en el perno

d_p^* : diámetro del perno

S_{ef} : límite a la resistencia por fatiga

S_e^* : límite de fatiga corregido del eje en flexión o resistencia a la fatiga

K_{fsm}, K_{fsa} : factor de concentración de esfuerzos

A_p : área del perno

τ_a : esfuerzo cortante alternante

τ_m : esfuerzo cortante medio

N_{fs} : cálculo del factor de seguridad a la fatiga utilizando Goodman modificado

N_y : factor de seguridad a la fluencia en cortante del perno

F_T : fuerza gravitacional de la rueda y eje

F_C : fuerza de la corriente fluvial

T_c : tensión de la cuerda

m_{HDPE} : masa de la manguera de alta densidad de polietileno

m_{alabe} : masa de los alabes

m_{rayos} : masa de los rayos

m_{agua} : masa del agua que se encuentra dentro de la manguera

m_T : masa total

V_{agua} : volumen del agua

$m_{bz\ ext}$: masa del brazo exterior

$m_{bz\ int}$: masa del brazo interior

m_{alabe} : masa del alabe

ΔV : variación de velocidad de la corriente al impacto con el chasis

Q_m : caudal medio del agua en el canal

Q_1 : caudal mínimo del agua en el canal

Q_2 : caudal máximo del agua en el canal

LISTA DE SIGLAS

ANSI: Instituto americano nacional de estándares

ASME: Sociedad Americana de ingenierosmecánicos

HDPE: polietileno de alta densidad

DCL: diagrama de cuerpo libre

PET: Polietileno Tereftalato

LDPE: Polietileno de baja Densidad

PEAD: Polietileno e Alta Densidad

PET: Polietileno Tereftalato

PVC: Policloruro de Polivinilo

SENAMHI: Servicio Nacional de Meteorología e hidrografía del Perú

TIR: Tasa de interés de retorno

VAN: Valor Actual neto

VDI: Asociación Alemana de Ingenieros

FEM: Método de elementos finitos

CFD: Computacional Fluid Dynamics

LRFD: Diseño del Factor de Carga y Resistencia

FEXX: Resistencia a tracción última mínima

AWS: American Welding Society

E6011: Electrodo para soldadura con revestimiento

HDPE: Manguera polietileno de alta densidad

DCL: Diagrama de cuerpo libre

CAD: Diseño asistido por computador

INTRODUCCIÓN

En las zonas rurales, el avance hacia un desarrollo agrícola que sea verdaderamente sostenible se encuentra profundamente relacionado con la adopción de tecnologías innovadoras que favorezcan un aprovechamiento más eficaz y consciente del agua, un recurso vital para la existencia misma. Especialmente en regiones como el Valle Sagrado de los Incas, donde la gestión del agua es primordial para la dicha y la prosperidad de las comunidades agrícolas, el progreso en este sentido resulta crucial para el futuro, cuya economía se fundamenta principalmente en la agricultura, el empleo de métodos de riego tradicionales, como el riego por inundación, junto con el uso de maquinaria que depende de combustibles fósiles, crea una serie de retos que abarcan tanto lo económico como lo ambiental para los productores. Los problemas se intensifican debido a las sequías más frecuentes y graves, lo que afecta significativamente el suministro de agua a medida que se vuelve aún más difícil acceder a este recurso escaso a nivel local. La continua dependencia de métodos tradicionales de riego origina altos costos operativos relacionados con el dispendio de energía no renovable, además de contribuir a la manifestación de gases de efecto invernadero. Este fenómeno posee un impacto nocivo tanto en la sostenibilidad de los ecosistemas como en la posibilidad a extenso plazo de los sistemas productivos, poniendo en riesgo la moderación entre el desarrollo agrícola y la preservación del entorno. La ineficiencia de estos sistemas tradicionales de riego limita la capacidad de los agricultores para aprovechar el agua de manera óptima, lo que genera un uso no sostenible de un recurso que está cada vez más restringido. Para hacer frente a esta problemática, es crucial que se introduzcan tecnologías innovadoras que favorezcan un manejo más eficiente del agua, con un enfoque en la utilización de fuentes energéticas limpias y renovables. La implementación de soluciones adaptadas a las condiciones locales no solo optimizaría el uso del recurso hídrico, sino que también fortalecería la cabida de los agricultores para hacer cara a los cambios climáticos, incrementando la productividad agrícola y reduciendo

el impacto ambiental. Esta transformación tecnológica se presenta como un factor esencial no solo para garantizar la sostenibilidad económica de las comunidades rurales, sino también para la preservación de los ambientes y lucha contra el cambio climático, especialmente en áreas donde el agua es crucial tanto para la supervivencia de las personas como para el crecimiento económico. Con el fin de afrontar este desafío, se plantea el diseño y la reconstrucción de una bomba espiral de 0,5 kW, que se alimentará exclusivamente de la energía cinética generada por el flujo de agua en los canales de riego. Este sistema innovador elimina por completo la necesidad de utilizar fuentes de arresto tradicionales, como la electricidad o los combustibles fósiles, ofreciendo una alternativa ecológica, práctica y económicamente viable para las zonas rurales. El objetivo principal de esta proposición es provocar la adopción de sistemas de riego tecnificado, los cuales no solo mejorarán notablemente la eficacia en la rutina del agua, sino que también reducirán considerablemente la subordinación de fuentes de energía no renovables. En consecuencia, observamos reducciones en los gastos operativos relacionados con el mantenimiento de maquinaria, proporcionando a los agricultores locales una solución accesible, rentable y sostenible. Al aprovechar de manera responsable la energía generada por fuentes hídricas naturales, este innovador diseño no solo mejora la eficiencia del riego, sino que, además, actúa como un motor clave en la conservación del medio ambiente. De este modo, siembra un manejo más responsable y armónico del recurso hídrico, asegurando su uso sostenible para futuras generaciones y las generaciones presentes. Además, la simplicidad en su construcción y operación hace que esta bomba sea una alternativa viable para comunidades con recursos limitados, fomentando la inclusión tecnológica y el desarrollo agrícola sostenible en contextos vulnerables. Esta propuesta personifica un paso demostrativo hacia la modernización de las prácticas agrícolas tradicionales, integrando principios de ingeniería ecológica con un enfoque socialmente responsable.

El mecanismo se basa en una rueda hidráulica acoplada a una tubería en espiral, capaz de transformar el movimiento del agua en energía mecánica para elevar el recurso hídrico a zonas más altas. El diseño se apoya en fundamentos de dinámica de fluidos, resistencia de materiales y transferencia de energía, integrando tanto los aspectos hidráulicos como mecánicos y estructurales del sistema.

Este estudio tiene como propósito principal presentar una solución tangible y sustentable dirigida a las comunidades agrícolas de las zonas altoandinas, promoviendo un manejo eficiente y responsable del agua como recurso vital. Al impulsar la incorporación de tecnologías innovadoras adaptadas a las condiciones locales, se busca fortalecer la capacidad productiva de la agricultura familiar, especialmente en territorios caracterizados por limitaciones en infraestructura y recursos económicos. Esta propuesta no solo tiene como objetivo optimizar el uso del agua de manera eficiente, sino que también se presenta como un pilar esencial para fortalecer la autonomía y la resiliencia de los pequeños agricultores ante los complejos desafíos ambientales y sociales que enfrentan actualmente. Al impulsar la aceptación de habilidades agrícolas razonables, se logran efectos positivos no solo en la productividad del campo, sino también en el progreso significativo de las circunstancias de vida de las comunidades rurales. Así, se propone un modelo de desarrollo integral que entrelaza de manera fluida la innovación tecnológica, la protección de las riquezas naturales, entre otros, creando un círculo virtuoso que beneficia tanto al entorno como a las personas que dependen de él. Estos tres elementos constituyen las bases para la sostenibilidad rural, especialmente en contextos de vulnerabilidad, garantizando no solo la viabilidad económica de las familias agricultoras, sino también el beneficio de las generaciones futuras y el respeto por el entorno que los rodea.

CAPITULO I: ASPECTOS GENERALES

Este capítulo aborda el contexto y las problemáticas que impulsan el desarrollo de este proyecto, detallando además los objetivos, la justificación, los alcances y la metodología adoptada para la investigación. Se introduce la formulación del problema en la región del Valle Sagrado de los Incas, un área donde es urgente encontrar soluciones sostenibles para el riego agrícola, un desafío que impacta directamente en la productividad y en la economía local. En este sentido, se identifican las variables clave, las hipótesis que guían el estudio y el enfoque técnico utilizado para abordar los problemas planteados. Asimismo, se lleva a cabo un análisis íntegro y detallado del estado del arte, tanto a nivel nacional e internacional, que respalda con evidencia sólida el diseño y la construcción de una innovadora bomba espiral de 0,5 kW.

1.1. Localización

- Localidad: Valle Sagrado de los Incas
- Distrito: Urubamba
- Provincia: Urubamba
- Departamento: Cusco

1.2. Ubicación Geográfica

- Altitud: 2687 m.s.n.m.
- Longitud: 72°6'58" Oeste
- Latitud: 13°18'21" Sur

Se ilustra la localización a través de mapas de macro localización y Ubicación del Valle Sagrado de los Incas.

Figura 1*Ubicación de Centro Poblado de Yanahuara**Nota:* Google Earth, s. f.

1.3. Formulación del Problema

Actualmente, las parcelas agrícolas del Valle Sagrado de los Incas continúan siendo regadas principalmente mediante sistemas de inundación, complementados con el uso de motobombas para el suministro de agua. Esta situación responde a la carencia de sistemas de riego tecnificado eficientes y accesibles en la región, lo que limita el aprovechamiento óptimo del recurso hídrico y genera altos costos operativos para los agricultores. La dependencia de tecnologías convencionales, como las motobombas que funcionan con combustibles fósiles, no solo incrementa los gastos en combustible y mantenimiento, sino que también contribuye a la degradación ambiental y a la fragilidad de los sistemas productivos en base a la diversidad climática. En este contexto, es urgente la modernización y mejora de las técnicas de riego como una estrategia fundamental para incrementar la productividad, reducir el desperdicio de agua y promover prácticas agrícolas más sostenibles. Estas prácticas no solo garantizarían la estabilidad alimentaria de la región, sino que asimismo promoverían el desarrollo socioeconómico de las comunidades rurales en el emblemático Valle Sagrado de los Incas,

favoreciendo un crecimiento inclusivo que beneficie tanto a los agricultores como a las familias que habitan este significativo territorio. Al integrar soluciones sostenibles, se fortalece la cabida de la región para plantarse los retos del futuro, asegurando un bienestar duradero para sus habitantes y un impulso en la economía local. Este aspecto es de suma importancia, especialmente en una zona tan rica en historia y cultura, pero que también enfrenta desafíos significativos debido a sus particulares condiciones agrícolas y climáticas. La economía del Valle Sagrado depende en gran medida de las actividades agrícolas, ganaderas y acuícolas, siendo la producción de choclo una de sus principales fuentes de ingresos. Sin embargo, las inclemencias climáticas, particularmente la frecuente ocurrencia de sequías severas, limitan de manera considerable la cabida de elaboración, lo que se vuelve en una cosecha anual reducida, afectando directamente la estabilidad y el sustento de las familias campesinas. Esto reduce de forma drástica la capacidad productiva de los cultivos, afectando la seguridad alimentaria y el bienestar económico de las comunidades, y creando una insuficiencia perentoria de realizar tecnologías y estrategias que mitiguen los efectos de la escasez de agua. Ante esta situación, mejorar la gestión del agua y adoptar prácticas agrícolas resilientes se vuelven indispensables para hacer frente a los desafíos mencionados. Este aspecto es crucial no solo para asegurar la continuidad de las actividades productivas en la región, sino también para fomentar un piloto de progreso agrícola que sea más sostenible, resiliente y capaz de adaptarse a las condiciones climáticas cada vez más impredecibles de la zona. En los últimos años, la demanda de productos agrícolas de alta calidad y a precios competitivos ha crecido notablemente, convirtiendo el uso de sistemas de riego tecnificado en una necesidad urgente y esencial. La implementación de estas tecnologías no solo optimiza el uso del agua, sino que también facilita una producción más eficiente y menos susceptible a las variaciones climáticas, posicionándose como un pedazo clave en la indagación de soluciones que aseguren la seguridad alimentaria y la sostenibilidad a largo plazo, garantizando un futuro próspero para la región. Este tipo de

riego permite hidratar el suelo de manera eficiente sin generar compactación, garantizando una adecuada oxigenación del suelo. A su vez, optimiza el uso de recursos como el agua y el abono, favoreciendo un desarrollo homogéneo y acelerado de los cultivos. Dada la ausencia de infraestructura conveniente para la implementación de riego tecnificado en el Valle Sagrado de los Incas, es crucial reconocer la necesidad de adoptar tecnologías de riego avanzadas, como el riego por goteo o aspersión. Estas metodologías no solo permiten un aprovechamiento mucho más eficiente y preciso del agua, sino que se adaptan de manera perfecta a las particularidades geográficas y climáticas del terreno, maximizando el uso de los recursos aprovechables. La proposición innovadora que se plantea se basa en aprovechar la energía hidráulica natural de los canales de riego, canalizando la fuerza del agua para alimentar los sistemas de riego sin depender de fuentes de energía externas, como la electricidad o los combustibles fósiles, que no solo incrementan los costos, sino que también contribuyen al deterioro ambiental. Este enfoque no solo optimiza el uso del agua en un entorno donde la escasez y la variabilidad climática son desafíos constantes, sino que también logra reducir significativamente los costos operativos y minimizar el impacto ecológico, lo que lo vuelve en una opción mucho más accesible, razonable y considerada con el medio ambiente. De esta forma, se presenta una solución integral que potencia la eficiencia, reduce el impacto ambiental y ofrece una respuesta real a los retos del Valle Sagrado de los Incas, contribuyendo a la creación de un modelo de desarrollo agrícola más equilibrado, resiliente y ecológicamente responsable.

1.3.1. Problema general

¿En qué medida se puede diseñar y construir un nuevo modelo de bomba espiral de 0,5 kW que aproveche la energía cinética de un canal de riego para generar energía de bombeo eficiente y sostenible para el riego tecnificado en zonas rurales?

1.3.2. Problemas específicos

- ¿Cómo aplicar la alternativa de diseño VDI para plantear y evaluar alternativas de diseño conceptual del sistema de bombeo espiral?
- ¿Qué parámetros hidráulicos, principios de dinámica de fluidos y artículos sobre bombas espirales deben considerarse para desarrollar el diseño hidráulico adecuado al canal de riego?
- ¿Cómo aplicar la teoría de resistencia de materiales para desarrollar el diseño mecánico eficiente y seleccionar correctamente los componentes mecánicos y funcionales de la bomba?
- ¿Qué resultados proporciona la simulación sobre el comportamiento del fluido dentro del sistema de bombeo espiral?
- ¿Qué tan rentable, factible y viable es económicamente el prototipo de bomba espiral?

1.4. Planteamiento de Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Diseñar y construir un nuevo modelo de bomba espiral de 0,5 kW de potencia, que aproveche la energía cinética de un canal de riego para generar energía de bombeo de manera eficiente, como una alternativa sostenible para el riego tecnificado en zonas rurales.

1.4.2. Objetivos específicos

- Utilizar la alternativa de diseño VDI para plantear y evaluar alternativas de diseño aplicadas en el desarrollo conceptual del sistema de bombeo espiral.
- Desarrollar el diseño hidráulico de la bomba espiral aplicando principios de dinámica de fluidos, turbomáquinas y artículos sobre bombas espirales, considerando las condiciones del canal de riego.

- Desarrollar el diseño mecánico aplicando la teoría de resistencia de materiales para diseñar y seleccionar adecuadamente los componentes mecánicos para así garantizar su resistencia y durabilidad.
- Validar el comportamiento hidráulico del sistema mediante simulación computacional CFD, analizando el comportamiento del fluido.
- Realizar la evaluación económica del prototipo para determinar su rentabilidad, factibilidad técnica y viabilidad financiera mediante indicadores como el VAN y TIR.

1.5. Justificación del Proyecto

1.5.1. Justificación técnica

La infraestructura empleada para el transporte de fluidos, mediante un sistema de bombeo, constituye la fuente esencial de energía hidráulica, posibilitando así la aplicación ininterrumpida del riego tecnificado.

Además, la sierra peruana tiene un índice hídrico alto en comparación con el resto del mundo, con lluvias constantes que aseguran el flujo de agua y también tener en cuenta que el riego tecnificado es más eficiente que el riego tradicional, en el aprovechamiento del recurso hídrico.

1.5.2. Justificación teórica

La bomba-espiral sugerirá ideas, recomendaciones e hipótesis a futuros estudios, ya que es nuevo modelo abarcara la flotabilidad de una maquina en funcionamiento.

1.5.3. Justificación ambiental

Este sistema de bombeo es autosustentable y contribuye a la producción de flora y fauna existente en el sitio, también promoverá la disminución de las manifestaciones de CO₂. Ya que no permite fuente de alimentación externa, no emite gases nocivos y conserva el medio ambiente.

1.5.4. Justificación social

Este sistema de bombeo tiene un impacto sostenible significativo para las comunidades locales, ya que facilitará el acceso a sistemas de riego tecnificado durante las 24 horas del día, todo el año. En el Valle Sagrado de los Incas, el uso generalizado de motobombas para el abastecimiento de agua es una práctica común entre los agricultores, lo cual conlleva altos costos operativos y genera un impacto ambiental considerable debido a la subordinación de combustibles fósiles. Este escenario subraya la importancia de la implementación de proyectos como el propuesto, que brindan una alternativa económica, eficiente y ecológica para el suministro de agua. Al disminuir la dependencia de los sistemas motorizados tradicionales, este proyecto no solo optimiza de manera significativa los costos operativos, sino que también reduce el consumo de combustibles fósiles, lo cual tiene un impacto positivo en la preservación del entorno natural. Esta transición hacia una solución más sostenible no solo tendrá efectos favorables sobre la economía familiar, sino que también potenciará la productividad agrícola en la región, engrandeciendo la eficacia de vida de los agricultores y promoviendo una utilización más eficiente del agua, un recurso fundamental y cada vez más insuficiente en zonas rurales como el Valle Sagrado. En consecuencia, este avance tecnológico no solo supone una mejora sustancial en la infraestructura agrícola local, sino que también se perfila como una alternativa innovadora con un alto potencial transformador, capaz de cambiar la vida de numerosas familias y comunidades rurales, proporcionándoles una herramienta más accesible y ecológicamente responsable para desafiar los desafíos del riego agrícola de manera más eficaz.

1.5.5. Justificación económica

Este sistema de bombeo, que funciona exclusivamente con energía hidráulica, ha sido diseñado para operar sin depender de fuentes de energía cotidianas como electricidad o combustibles fósiles. Este enfoque contribuye significativamente a la reducción de los costos

totales asociados con el riego tecnificado, al eliminar la necesidad de energía externa. Además, su estructura simplificada, que cuenta con un número reducido de piezas móviles y un mínimo de puntos de fricción, garantiza que los requerimientos de mantenimiento sean bajos.

Esto no solo reduce aún más los gastos operativos, sino que también aumenta la durabilidad y vida útil del equipo. Estas características hacen que el sistema sea una opción viable, tanto desde una perspectiva ambiental como económica, especialmente para zonas rurales con recursos limitados y acceso restringido a fuentes energéticas tradicionales. La capacidad del sistema para ofrecer una alternativa rentable y ecológica facilita su adopción en comunidades donde los costos de operación y la sostenibilidad ambiental son preocupaciones clave. Sin embargo, es fundamental tener en cuenta ciertas limitaciones inherentes al diseño y funcionamiento del sistema.

Entre los aspectos a considerar se encuentra la dependencia de un flujo constante de agua para generar la energía cinética emplazada para la maniobra eficiente de la bomba. Además, el sistema podría enfrentar limitaciones al tratar de cubrir grandes extensiones agrícolas o terrenos con alturas de bombeo superiores a las especificadas. Estos factores deben ser evaluados con sumo cuidado, poseyendo en cuenta las circunstancias individuales de cada contexto, con el ecuaníme de asegurar que el sistema no solo cumpla con los requisitos específicos, sino que también se convierta en una solución eficaz, viable y sostenible a largo plazo, adaptándose a las necesidades cambiantes del entorno agrícola.

1.6. Alcances y limitaciones

1.6.1. Alcances

Este proyecto de investigación surge como una respuesta a la imperiosa necesidad de disminuir el uso de combustibles fósiles y fomentar la modernización de los sistemas de riego en el emblemático Valle Sagrado de los Incas, un área clave que enfrenta desafíos significativos en su desarrollo agrícola. Esta región, caracterizada por el predominio de prácticas agrícolas

tradicionales, enfrenta altos costos energéticos que suponen una carga significativa para los agricultores locales. En este escenario, la propuesta se presenta como un subterfugio integral, que alarga desde el diseño mecánico detallado hasta la construcción de un sistema de bombeo alternativo. Este sistema está diseñado para funcionar de manera autónoma, sin necesidad de electricidad ni de combustibles fósiles, aprovechando exclusivamente la energía hidráulica formada por el flujo natural del agua en los canales de riego.

El objetivo fundamental de este proyecto es establecer una solución que sea tanto eficiente como económica y ambientalmente responsable, facilitando la adopción de sistemas de riego tecnificado, como el riego por goteo o aspersión. Estos sistemas no solo mejorarán la gestión del recurso hídrico, sino que también optimizarán la productividad agrícola, promoviendo un desarrollo más sostenible y eficiente en la región. Este enfoque integral no se limita a resolver un desafío técnico, sino que también atiende cuestiones sociales y económicas, buscando generar un impacto positivo en las comunidades rurales, ofreciéndoles una herramienta accesible, replicable y perfectamente adaptada a las condiciones locales.

1.6.2. Limitaciones

La investigación se limita:

- Al estudio detallado de la manguera en espiral, por su complejidad en el comportamiento de los fluidos.
- Al análisis de FEM en software computacional, por la cantidad de parámetros de entrada.
- A la aplicación del material inoxidable, por su elevado costo.

1.7. Formulación de Hipótesis

1.7.1. Hipótesis general

El diseño y construcción de una bomba espiral de 0,5 kW que aproveche la energía cinética de un canal de riego, utilizando herramientas de diseño conceptual, diseño hidráulico

y mecánico, simulación y análisis económico, permitirá obtener un sistema de bombeo eficiente, rentable y sostenible para el riego tecnificado rural.

1.7.2. *Hipótesis específica*

- Si se aplica la alternativa de diseño VDI, entonces se podrán plantear y evaluar correctamente las alternativas conceptuales del sistema de bombeo espiral.
- Si se consideran principios de dinámica de fluidos, turbomáquinas y artículos sobre bombas espirales, entonces se podrá desarrollar un diseño hidráulico eficiente adaptado al canal de riego.
- Si se aplica la teoría de resistencia de materiales, entonces se podrá desarrollar un diseño mecánico adecuado que asegure la resistencia y durabilidad del sistema.
- Si se realiza una simulación computacional, entonces se podrá validar el comportamiento del fluido y mejorar el diseño hidráulico del sistema.
- Si se realiza una evaluación económica mediante indicadores como VAN y TIR, entonces se podrá determinar la rentabilidad y viabilidad del prototipo.

1.8. Variables

1.8.1. *Variables independientes*

- Energía cinética de un canal de riego
- Caudal
- Velocidad

1.8.2. *Variables dependientes*

- Potencia de la bomba-espiral
- Numero de espiras
- Numero de alavés
- Diámetro de la rueda

1.9. Metodología de la investigación

Esta sección proporciona una exposición detallada y minuciosa del tipo, enfoque, nivel y diseño de investigación seleccionados para el perfeccionamiento y validación del innovador prototipo de la bomba espiral. A lo largo de este apartado, se describe con precisión el proceso metodológico implementado, el cual abarca desde la fase inicial de conceptualización y diseño teórico hasta la realización de rigurosas pruebas experimentales. Estas pruebas fueron llevadas a cabo con el propósito de valorar el cometido hidráulico del sistema, simulado bajo circunstancias operantes reales y desafiantes. Este enfoque metodológico, meticulosamente estructurado, permite un análisis exhaustivo y profundo de los diversos componentes y características del prototipo, garantizando que su rendimiento cumpla con las expectativas previamente establecidas y los requisitos técnicos demandados para su implementación exitosa en contextos específicos, asegurando así su funcionalidad y eficacia a largo plazo.

1.9.1. Enfoque de la investigación

El estudio se desarrolla bajo un rumbo cuantitativo, basado en la obtención y análisis de indagación numérica que permite describir, diseñar y evaluar objetivamente el funcionamiento de la bomba espiral propuesta. Este tipo de enfoque resulta especialmente pertinente al tratarse de un estudio técnico, ya que permite la aplicación rigurosa de modelos matemáticos, fórmulas de ingeniería, cálculos hidráulicos y ensayos experimentales, los cuales respaldan cada etapa del diseño mecánico del dispositivo. A través de este enfoque se evalúa con precisión la eficiencia energética del sistema, su rendimiento hidráulico y su capacidad efectiva de bombeo en condiciones reales de operación. Así, la metodología cuantitativa contribuye significativamente a la solidez científica del proyecto, al tiempo que permite una futura replicación y perfeccionamiento del sistema en entornos semejantes, con resultados que pueden ser cuantificados, comparados y validados empíricamente.

1.9.2. Tipo de investigación

Esta investigación se clasifica como un estudio de tipo aplicado o tecnológico, ya que está enfocada en ofrecer una solución práctica y real a un problema técnico específico: aprovechar la energía cinética presente en el caudal de un canal de riego para operar una bomba espiral destinada al suministro de agua. El estudio no se limita únicamente a un enfoque teórico sobre el funcionamiento del sistema, sino que también incluye el progreso de un modelo conceptual basado en principios de dinámica de fluidos y diseño hidráulico. Además, se integra la construcción física de un prototipo funcional. Al combinar la teoría con la práctica, el objetivo es validar empíricamente la viabilidad del diseño propuesto, evaluando su rendimiento tanto en condiciones controladas como en situaciones reales, lo que permitirá determinar su efectividad y aplicabilidad en entornos reales. Así, esta investigación aplicada trasciende el ámbito académico, al generar una tecnología de bajo costo, eficiente y replicable, capaz de ser implementada en zonas rurales donde la falta de infraestructura energética limita el acceso a sistemas modernos de riego.

1.9.3. Nivel de la investigación

El nivel es explicativo y descriptivo:

- **Descriptivo:** porque detalla el diseño, construcción, dimensiones, materiales y funcionamiento del prototipo.
- **Explicativo:** porque analiza el comportamiento hidráulico de la bomba espiral y determina cómo variables como el flujo, geometría y pendiente afectan su desempeño.

1.9.4. Diseño de la Investigación

El presente estudio adopta un diseño metodológico cuasi-experimental, dado que prescinde de la selección aleatoria de la muestra, optando en su lugar por la construcción de un modelo basado en parámetros y criterios técnicos previamente establecidos. Esta elección permite un control riguroso de las variables involucradas en el estudio, las cuales son

cuidadosamente manipuladas con el propósito de analizar su influencia directa sobre el rendimiento del sistema de bombeo espiral. Entre las variables de entrada consideradas se encuentran el caudal del canal de riego, las dimensiones geométricas de la espiral y el ángulo de inclinación de la instalación. Estas variables son ajustadas de manera sistemática para observar su efecto sobre itinerarios clave de ocupación, tales como el volumen de agua bombeada, la altura de elevación lograda y la eficiencia hidráulica global del sistema. Este enfoque experimental facilita una evaluación precisa del desempeño del prototipo frente a diversas condiciones operativas, generando datos cuantitativos clave que respaldan la validación de su funcionalidad, la optimización de su estructura y su viabilidad de aplicación en escenarios reales.

1.10. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

- **Cuestionario:** El objetivo primordial de este proyecto es analizar el impacto y la importancia que tendría para los agricultores del Valle Sagrado de los Incas la implementación de un sistema de bombeo que funcione de manera exclusiva con la energía generada por las aguas del río Vilcanota. Este innovador sistema, al prescindir completamente de fuentes convencionales de energía, se presenta como una solución sostenible, económica y accesible para el riego tecnificado. Principalmente, en las zonas rurales, donde el acceso a las fuentes convencionales de energía se ve restringido, o los costos asociados a su utilización resultan ser considerablemente altos, se presenta una situación compleja que exige una reflexión profunda y la búsqueda urgente de soluciones más accesibles y sostenibles. Este escenario plantea desafíos significativos, ya que los recursos energéticos tradicionales, que en muchos casos son fundamentales para las actividades cotidianas y productivas, no están al alcance de todos, y cuando lo están, el precio que se debe pagar por ellos dificulta aún más el acceso y la viabilidad de su uso, esta alternativa se convierte en una opción clave para promover un desarrollo

agrícola más eficiente y amigable con el medio ambiente, favoreciendo la autonomía energética y mejorando la productividad de los agricultores locales. Mediante el desarrollo y validación de esta tecnología innovadora, se busca identificar los beneficios concretos que podría aportar a los agricultores, tales como la disminución de los costos operativos, una administración más efectiva del recurso hídrico, que permita optimizar su uso de manera racional y sostenible, no solo contribuye al aumento de la productividad agrícola, sino que también refuerza la seguridad alimentaria en la región. Este enfoque busca maximizar el rendimiento de los cultivos, garantizando al mismo tiempo la preservación de los ecosistemas acuáticos y la disponibilidad de agua para las generaciones futuras. De este modo, se asegura que la comunidad pueda contar con alimentos suficientes, de calidad y accesibles, creando una base sólida para el desarrollo económico y social de la zona. Además, este proyecto tiene como propósito demostrar cómo las soluciones basadas en energías renovables pueden ser clave para el desarrollo rural sostenible. Asimismo, se busca promover la autonomía tecnológica de las comunidades y fortalecer su resiliencia frente a las jactancias del cambio climático, en un contexto donde la agricultura es fundamental para la economía local.

- **GPS:** es un sistema de navegación con el cual se determinará la coordenada, altitud, distancia, aproximadas del sistema de bombeo etc. resulta muy necesario al determinar la ubicación del punto donde se instalará la bomba y la ubicación de la fuente hidráulica.
- **Senamhi:** institución que recoge información meteorológica, hidrológica y climática de las diferentes regiones de nuestro país, la cual no proporcionara la información para tener los datos de dicho sistema diseño del sistema de bombeo.

1.11. Estado del arte

Con el propósito de emprender el desarrollo del exhaustivo estudio sobre la bomba espiral, se realizó una profunda y rigurosa investigación de la vasta bibliografía disponible,

abarcando tanto fuentes nacionales como internacionales. Esta revisión meticulosa no solo permitió obtener un panorama integral sobre los avances y enfoques previos relacionados con el tema, sino que también constituyó la base sólida sobre la cual se edificó la investigación, asegurando una comprensión amplia y detallada del contexto y los avances en el área a nivel global y local. Este exhaustivo análisis abarcó la identificación y evaluación detallada de investigaciones previas que exploran el uso de fuentes hidráulicas como método para la generación de energía. Se consideraron estudios relevantes que no solo profundizan en las técnicas y tecnologías empleadas, sino que también examinan los impactos, desafíos y oportunidades que ofrece el aprovechamiento de estas fuentes para la producción energética. Al integrar estos conocimientos previos, se logró contextualizar adecuadamente el estudio y obtener una visión integral de los avances, innovaciones y enfoques existentes en este campo clave para el desarrollo de soluciones energéticas sostenibles, con un enfoque particular en aplicaciones agrícolas y sistemas de bombeo. Los estudios previos no solo proporcionaron una valiosa base teórica, sino también un marco técnico fundamental, al documentar experiencias exitosas en la utilización de la energía cinética del agua en diversas aplicaciones.

1.11.1. En el contexto nacional

- **Gutiérrez y Tafur (2022)** en su trabajo de tesis titulado “Diseño de una bomba tipo espiral para el riego de cultivos en el Centro Poblado La Cría - Lambayeque”, diseñaron una bomba espiral con el objetivo de optimizar el sistema de riego en dicha localidad. Su propuesta se centró en reducir los costos operativos para los pequeños productores locales. Para ello, realizaron encuestas e inspecciones de campo para determinar los requerimientos técnicos adecuados. El sistema diseñado incorporó una rueda de 1.5 m de diámetro, 5 espiras por lado y una velocidad de 2 m/s. El sistema permitió elevar el agua hasta una altura de 6.4 m con un caudal de 0.00274 m³/s (Gutiérrez & Tafur, 2022).

- **Medina (2022)** en su investigación titulada “Diseño de una bomba Barsha para irrigación de cultivos en las tierras cercanas al canal Taymi, distrito de Pátapo”, se diseñó una bomba de tipo Barsha, un innovador dispositivo que aprovecha la energía cinética generada por el flujo natural del canal Taymi, con el objetivo de optimizar la eficiencia del riego agrícola en la región. Este diseño busca transformar la energía del agua en movimiento en una fuente útil para el sistema de riego, reduciendo así la dependencia de fuentes de energía externas y mejorando el aprovechamiento del recurso hídrico. Al integrar esta tecnología, se promueve una solución sostenible que no solo incrementa la productividad agrícola, sino que también minimiza los costos operativos, contribuyendo a un manejo más eficiente y respetuoso con el medio ambiente. A través de pruebas de velocidad utilizando el método de flotadores, se determinó un flujo promedio de 1.3089 m/s, con caudales que variaban entre 7.14 y 15.24 m³/s, dependiendo de la temporada. El diseño de la bomba incluía una rueda hidráulica de 1.5 m de diámetro, 6 paletas y 5 espirales por lado, junto con una manguera de 25 m de longitud y 38.1 mm de diámetro. El sistema fue capaz de elevar el agua hasta 6.7 m (Medina, 2022).
- **Castro y Martínez (2017)** en su tesis “Construcción de una bomba espiral para el riego del canal margen izquierda del Río Tumbes 2017”, se desarrolló una bomba espiral especialmente adaptada para las zonas rurales del canal de irrigación Margen Izquierda del Río Tumbes, con el objetivo de mejorar la eficiencia del riego en estas áreas. Este innovador diseño, cuidadosamente ajustado a las condiciones particulares de la región, optimiza el aprovechamiento del recurso hídrico disponible, permitiendo un flujo continuo y eficiente de agua para las tierras agrícolas. Al estar dirigida a las necesidades específicas de los agricultores rurales, esta bomba no solo mejora la productividad de los cultivos, sino que también proporciona una solución energética sostenible,

reduciendo los costos operativos y promoviendo el desarrollo agrícola local. Con ello, se busca fomentar la resiliencia de las comunidades rurales frente a los retos del cambio climático y asegurar una gestión más eficaz del agua en la región. Su objetivo era elevar agua a baja altura utilizando energía hidráulica disponible en el flujo del río. El estudio fue de tipo observacional-experimental y se enfocó en dos modelos de bomba. Con una velocidad promedio de 1.413 m/s y un caudal de 2.98 m³/s, diseñaron una bomba con 8 espiras y 8 paletas, que logró elevar el agua hasta 10.36 m. En las pruebas prácticas, se obtuvo un caudal de 7.71 L/min a 3 m de altura y 6.86 L/min a 9 m, con una eficiencia del 72.3% (Castro & Martínez, 2017).

1.11.2. En el contexto internacional

- **Wirtz, J. H. (1796) – Bomba Wirtz o “Spiral Pump”**, fue desarrollada a finales del siglo XVIII por el ingeniero suizo Joseph Wirtz. Este dispositivo es uno de los primeros en utilizar la energía cinética generada por el flujo de agua para elevar el líquido a una mayor altura. La bomba consiste en una tubería enrollada en forma de espiral, generalmente sobre un eje inclinado o un tambor giratorio. Al girar dentro del agua, la tubería captura el líquido y lo impulsa hacia arriba a medida que, rota continuamente, sin necesidad de electricidad ni motores.
- **Checa (2022)** en su tesis “Evaluación de la eficiencia energética del sistema hidráulico de bombeo de agua de riego mediante el aprovechamiento de energía cinética del río Tahuando en la comunidad Santa Rosa - Cantón Ibarra”, analizó la eficiencia energética de un sistema de bombeo para riego aprovechando la energía cinética del río Tahuando. El sistema fue diseñado con una bomba espiral que manejaba un caudal de 0.8 m³/s y una velocidad de 0.96 m/s. El diseño incluyó una rueda hidráulica de 1.14 m de diámetro, con una doble tubería de ¾ de pulgada y 8 espiras. El prototipo logrado pudo

elevar el agua a una altura de 10 m, con un caudal de 0.13 L/s a 3 revoluciones por minuto, obteniendo una eficiencia del 45% (Checa, 2022).

- **Millimouno (2022)** en su tesis “Optimización del rendimiento de una bomba de rueda hidráulica en espiral” presentada en la University of Illinois at Urbana–Champaign, Estados Unidos, investigó cómo mejorar el rendimiento de una bomba espiral con rueda hidráulica. Se realizaron pruebas tanto en entornos naturales como de laboratorio en EE. UU. y Sierra Leona. Su estudio se centró en cómo variables como el tamaño de las palas, el diámetro de la rueda, la profundidad y la velocidad del flujo afectan aspectos clave del rendimiento de la bomba, como el caudal, la altura de elevación y la velocidad de rotación. Los resultados indicaron que aumentar el número de espiras (usando tubos más delgados) incrementó tanto la altura máxima como el caudal (Millimouno, 2022).
- **Sanmartín (2022)** en su tesis “Diseño y construcción de un prototipo de bomba Barsha” se diseñó y construyó un prototipo de bomba Barsha con el objetivo de elevar agua en las zonas agrícolas de Loja, Ecuador, proporcionando un apoyo fundamental a los pequeños y medianos productores de la región. Este prototipo, innovador y adaptado a las necesidades locales, aprovecha la energía cinética del flujo de agua para optimizar el proceso de riego, garantizando un suministro constante y eficiente para los cultivos. Con este desarrollo, se busca no solo mejorar la productividad agrícola, sino también reducir los costos operativos de los productores, promoviendo la sostenibilidad y el uso racional de los recursos hídricos. Además, al estar dirigido a los agricultores de la región, se contribuye a fortalecer la seguridad alimentaria y a impulsar el desarrollo económico local, brindando a los productores una herramienta más accesible y eficiente para sus labores. El diseño de la bomba contempló un flujo mínimo de 0.8 m/s y se definieron dimensiones específicas para optimizar su funcionamiento. Entre ellas, se incluyó un radio exterior de 0.75 m, un radio interior de 0.20 m, y mangueras con un

diámetro interno de 32 mm, adaptadas a las necesidades del terreno y las condiciones locales. Las pruebas realizadas en un canal con un caudal de 0.488 m³/s y una velocidad de 0.969 m/s demostraron la eficacia del sistema al medir los tiempos de llenado de un recipiente de 20 litros a distintas alturas (0, 5 y 10 m), alcanzando una eficiencia del 13% a 10 m de altura. Este proyecto, con un costo total de \$453.89 USD, representó una solución económica y viable para el riego agrícola en áreas rurales, facilitando el acceso de los productores a una tecnología eficiente y accesible que contribuye al desarrollo sostenible de las comunidades agrícolas locales (Sanmartín, 2022).

CAPITULO II: MARCO TEÓRICO

Este enfoque teórico analiza cómo un impulsor giratorio convierte la energía hidráulica en movimiento mecánico en canales de riego. Examina las leyes hidrodinámicas y mecánicas que influyen en la dinámica de fluidos, además de los principios fundamentales sobre la conversión de energía cinética en energía utilizable en sistemas de bombas. El estudio profundiza en cómo el dispositivo de agua giratorio mejora el rendimiento, reduciendo costos operativos, el impacto ambiental y aumentando la efectividad del riego. Proporciona una base sólida para comprender cómo esta tecnología transformará el riego en áreas rurales, promoviendo la conservación del agua y prácticas agrícolas sostenibles. Además, se enfoca en la mecánica de fluidos, las características del producto y elementos que aumentan la eficiencia, destacando su sostenibilidad y capacidad para operar sin energía externa, siendo especialmente útil para sistemas de riego rurales. También analiza el comportamiento del agua, el principio de bombas sin motor, el diseño del rotor espiral y la eficiencia del sistema, respaldado por experiencias previas que validan la viabilidad del proyecto.

2.1. Criterios de diseño de Ingeniería mecánica

Los razonamientos de diseño en ingeniería mecánica son fundamentales y varían según la complejidad del problema a resolver. Las decisiones involucradas pueden ser simples o complejas, y el proceso de solución puede incluir enfoques matemáticos y prácticos. Existen diversos métodos de diseño, los cuales proporcionan soluciones eficientes adaptadas a las necesidades específicas del proyecto.

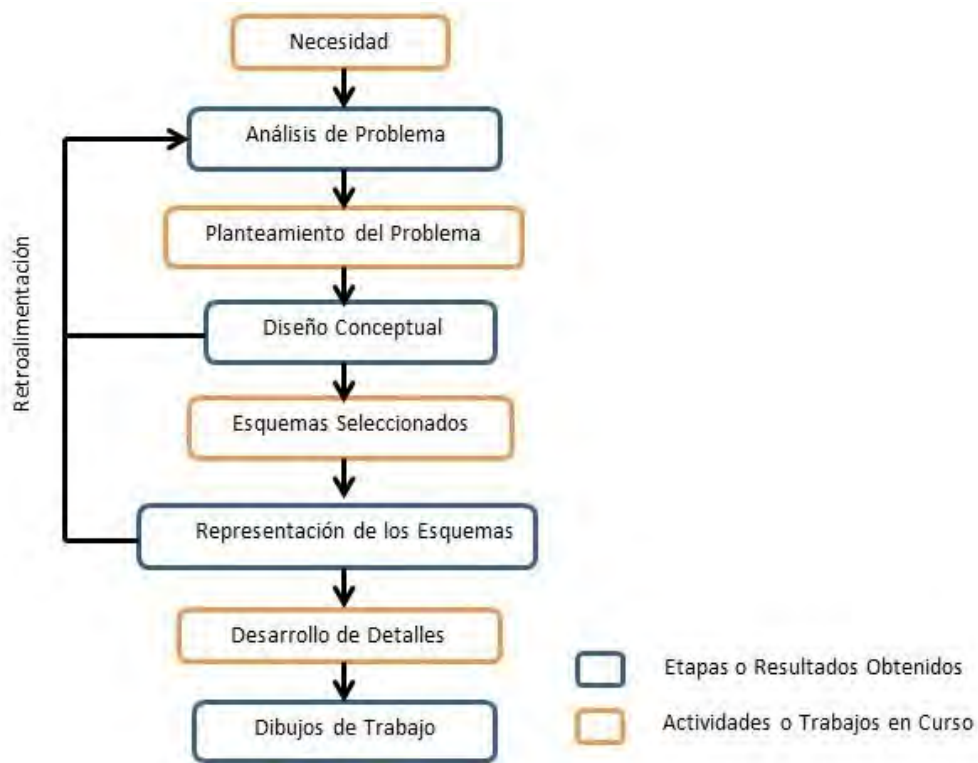
2.1.1. *Modelo de fases de Michael French*

El modelo de fases de Michael French (1970) es un enfoque clásico del diseño técnico y mecánico, caracterizado por su método sistemático, racional y detallado. Divide el proceso de diseño en etapas que permiten definir el problema, establecer los resultados esperados y desarrollar soluciones adecuadas. Incluye una retroalimentación continua entre fases para

perfeccionar el diseño. Según Bonsiepe (1978), el modelo culmina con la fase de dibujo, que representa visual y funcionalmente el producto final, facilitando su comprensión y comunicación.

Figura 2

Modelo De Fases de Michael French, 1985



Nota: Tomado de Diseño industrial, Tecnología y Dependencia.

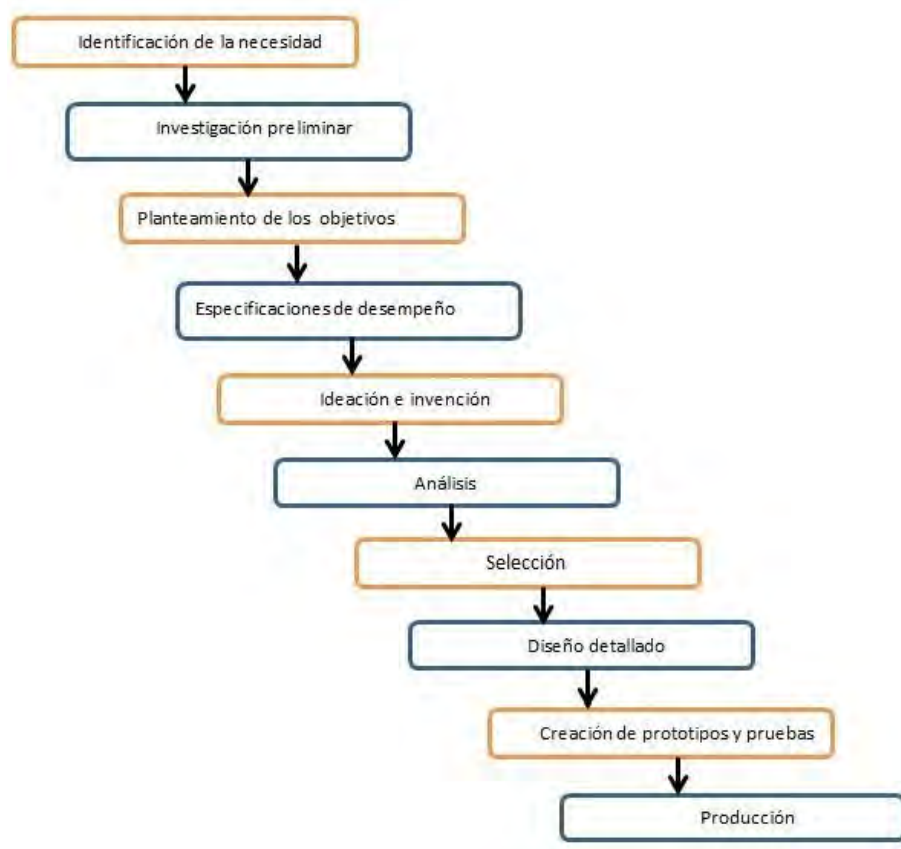
2.1.2. Modelo de Robert Norton

A partir de la década de 1980, surgió un enfoque más estructurado y detallado del diseño técnico, que amplió y mejoró el modelo de French. Este método se compone de diez pasos que abarcan desde la individualización exhaustiva del problema hasta la valoración preliminar de la solución. Inicia con un análisis profundo del problema, considerando si existe una solución previa o se requiere una nueva. Luego se define un programa de trabajo según los recursos disponibles, seguido por la generación de ideas y el trabajo colaborativo en equipos multidisciplinarios para evaluar alternativas. Posteriormente, se desarrolla el diseño detallado, donde se elaboran planos y especificaciones técnicas, y se construyen prototipos para realizar

pruebas en condiciones reales. Estas pruebas permiten ajustar y optimizar el diseño antes de su producción. El valor central de este enfoque radica en integrar la innovación y el trabajo en equipo durante todo el proceso, garantizando que la solución final sea técnicamente viable, eficiente y efectiva para resolver el problema planteado.

Figura 3

Modelo de Robert Norton



Nota: Tomado del Manual de Diseño Industrial

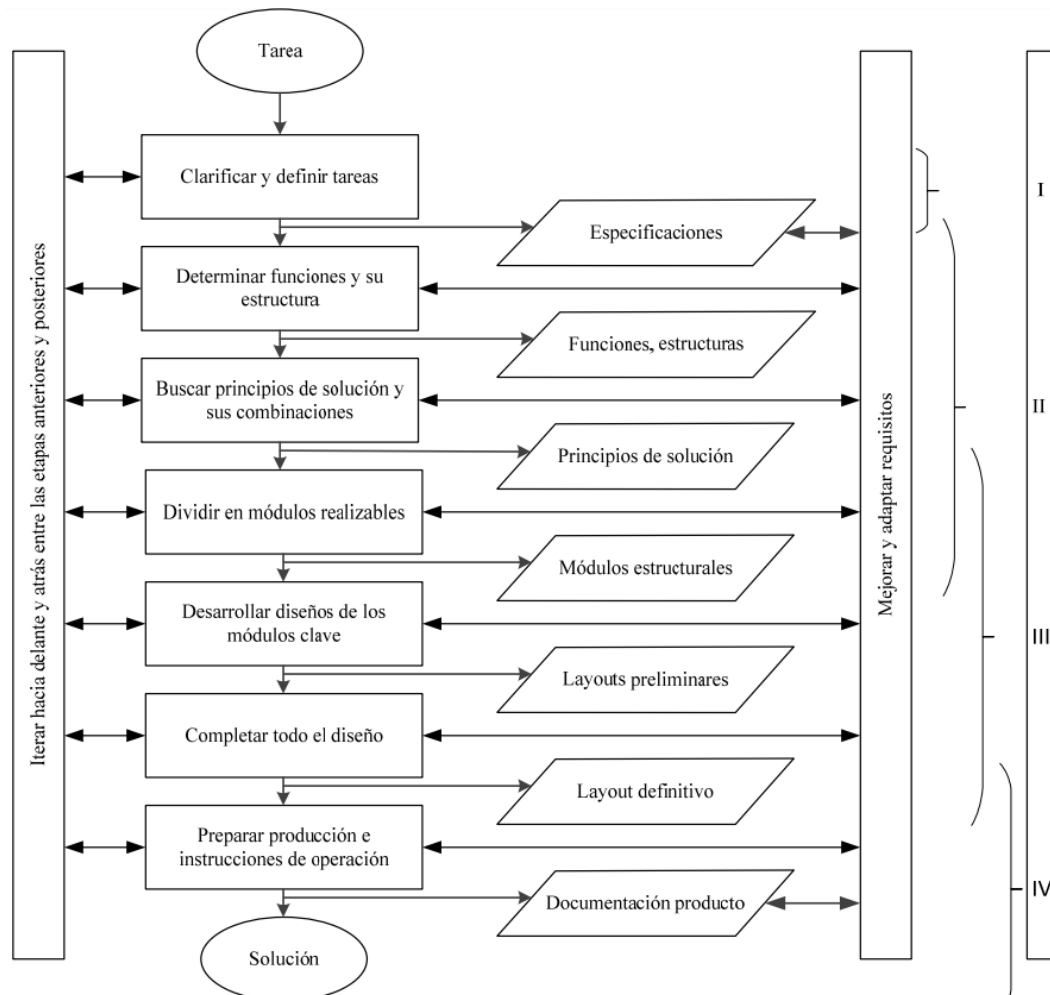
2.1.3. Modelo Pahl y Beitz

Esta metodología se fundamenta en una estructura coherente y planificada, lo que la hace propicia para abordar el diseño de productos técnicamente elaborados. Este método guía el proceso de diseño a través de varias fases claramente definidas: la clarificación del problema, conceptualización, diseño preliminar, diseño detallado, prototipado y documentación. Es

especialmente útil en proyectos de ingeniería mecánica que requieren un análisis detallado y secuencial del diseño, como el desarrollo de maquinaria compleja (Blanco Romero, 2018).

Figura 4

Esquema de metodología de Pahl & Beitz



Nota: Tomado de tesis doctoral “Metodología de diseño de máquinas apropiadas para contextos de comunidades en desarrollo”, por (Blanco Romero, 2018).

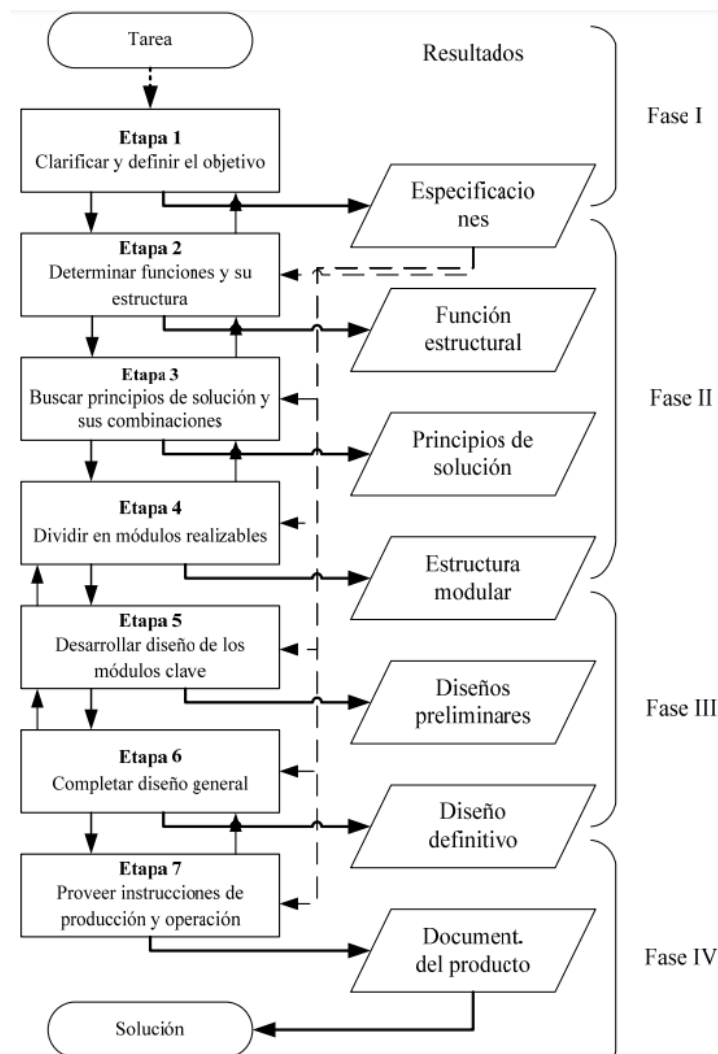
2.1.4. Modelo VDI 2221

El método VDI 2221 es una valiosa herramienta en el diseño de productos, ofreciendo un enfoque claro, organizado y detallado que guía al ingeniero en el desarrollo modular. Esta metodología no solo estructura el proceso creativo, sino que eleva la ingeniería a una disciplina estratégica, permitiendo la creación de componentes individuales que se ensamblan con precisión para formar un sistema completo y funcional. A través de sus etapas, el método

facilita la clarificación de la tarea, la identificación de funciones, la búsqueda de soluciones, y el desarrollo de módulos. Finalmente, promueve la integración de estos módulos, la preparación para su fabricación y la documentación cuidadosa de todo el proceso. En el noble campo de la ingeniería mecánica, donde la precisión se funde con la innovación, el VDI 2221 se posiciona como el compañero ideal para diseñar sistemas modulares complejos, en los cuales cada componente debe encajar con exactitud y funcionar en armonía, elevando así la eficiencia, la funcionalidad y la excelencia técnica del producto final (Blanco Romero, 2018).

Figura 5

Esquema de metodología VDI 2221



Nota: Tomado de tesis doctoral “Metodología de diseño de máquinas apropiadas para contextos de comunidades en desarrollo”, por (Blanco Romero, 2018).

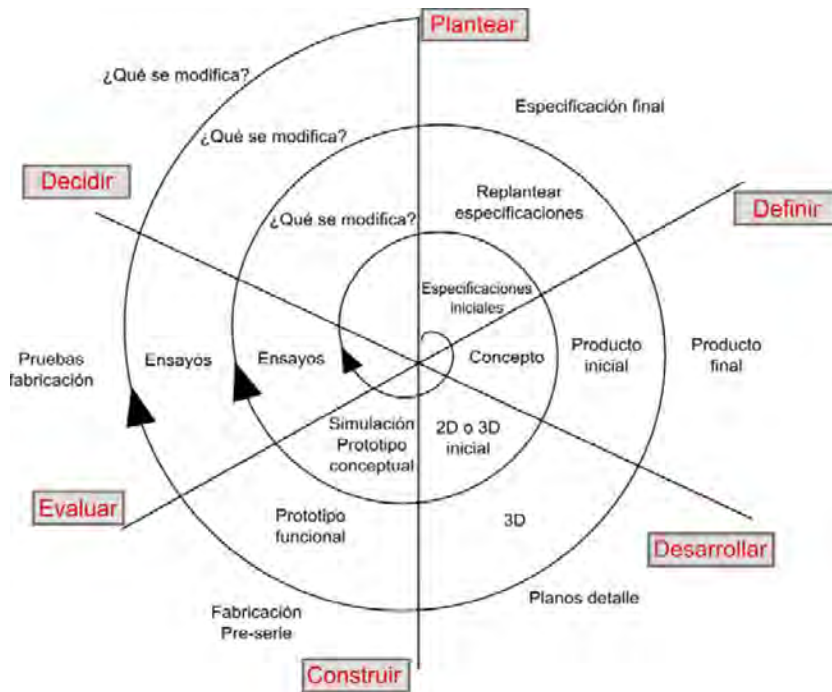
2.1.5. Método C. Riba

Las metodologías de la VDI 2221 y de Pahl & Beitz han establecido un marco robusto y eficiente que ha permitido simplificar el proceso de diseño, dividiéndolo en cuatro fases fundamentales: definición, diseño conceptual, diseño de materialización y diseño de detalle. Estas fases clave han sido adoptadas como pilares en este estudio debido a su probada efectividad y su amplia aplicación en el campo del diseño de maquinaria. La VDI 2221, en particular, se destaca como una fuente de referencia esencial para otros métodos de diseño, siendo altamente valorada por su enfoque exhaustivo y preciso. Su meticulosidad y claridad en la estructuración del proceso de diseño la han convertido en un estándar de referencia para los profesionales del área, garantizando que cada fase del diseño esté cuidadosamente alineada con los objetivos técnicos y funcionales del proyecto. Según C. Sianipar, Yudoko, Dowaki y Adhiutama (2013), esta metodología resume diversas técnicas previas, se utiliza como base para la creación de nuevos enfoques y es aplicable en el diseño de productos en varios sectores industriales. Aunque estas metodologías presentan las etapas como procesos claramente diferenciados, en la práctica, las fronteras entre ellas tienden a ser más difusas (Sianipar, Yudoko, Dowaki, & Adhiutama, 2013). En las etapas iniciales del proceso de diseño, se comienzan a definir aspectos que normalmente se abordan en fases posteriores, como la selección de materiales o métodos de fabricación. Esta flexibilidad del proceso permite realizar ajustes constantes mientras avanza el desarrollo. Modelos como los de Pahl & Beitz, VDI y Ullman sugieren que, aunque las fases sigan un orden secuencial, debe existir espacio para iteraciones o retrocesos entre ellas. Esta capacidad de revisar etapas previas permite un diseño más flexible y adaptado a las necesidades cambiantes. Algunos enfoques incluso representan el ciclo de diseño como un proceso espiral, donde las fases de definición, conceptualización y desarrollo están interrelacionadas y se ajustan de manera continua. Este enfoque permite una mayor flexibilidad y adaptación, asegurando que el diseño evolucione de manera dinámica y

responda de forma más efectiva a los cambios y descubrimientos que surgen a lo largo del proceso, desarrollo y evaluación se repiten varias veces a lo largo del proyecto, refinando el diseño hasta alcanzar el producto final (Blanco Romero, 2018).

Figura 6

Esquema de metodología propuesto por C. Riba



Nota: Tomado de tesis doctoral “Metodología de diseño de máquinas apropiadas para contextos de comunidades en desarrollo”, por (Blanco Romero, 2018).

2.1.6. Modelo de Design Thinking

La metodología Design Thinking, originada en la Universidad de Stanford, es un enfoque profundamente centrado en el usuario, cuyo objetivo es resolver problemas complejos a través de la innovación y la creatividad. Aunque comenzó a utilizarse principalmente en el diseño de productos y servicios, su aplicabilidad se ha extendido de manera efectiva a áreas como la ingeniería mecánica. La principal característica de este enfoque es la adaptación del proceso de diseño a las necesidades específicas del usuario, lo que permite generar soluciones tanto prácticas como originales. Este método fomenta una reflexión profunda sobre el problema desde distintas perspectivas, alentando la colaboración multidisciplinaria y el pensamiento

innovador para encontrar respuestas eficaces a desafíos complejos. Este modelo impulsa la colaboración y la innovación, permitiendo desarrollar propuestas que responden directamente a las experiencias y requerimientos de los usuarios.

Figura 7

Modelo de Design Thinking



Nota: Metodología Design Thinking Para La Innovación.

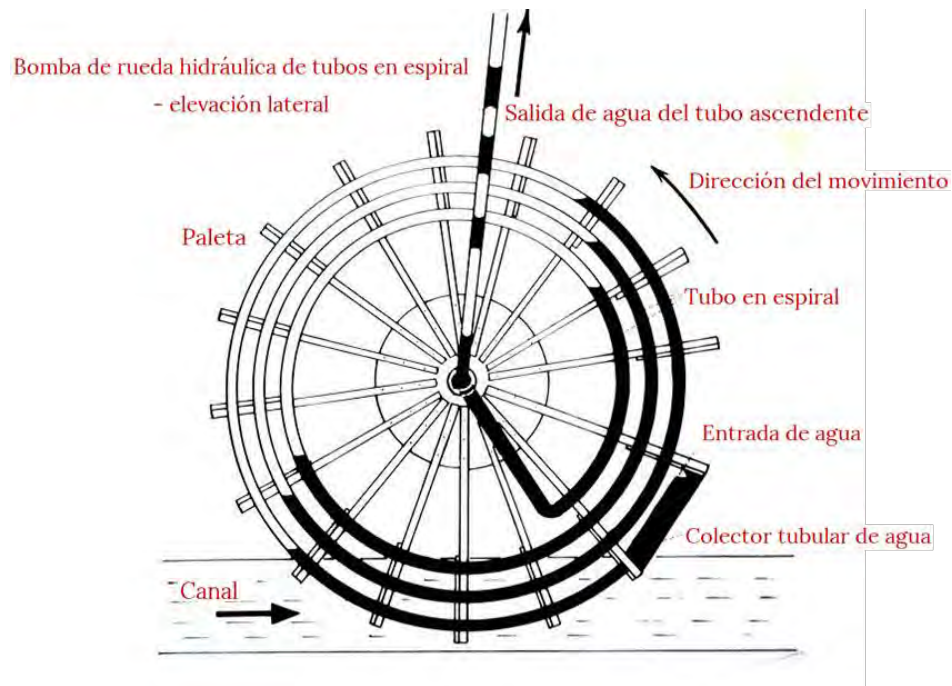
2.2. Principio de Funcionamiento de una bomba tipo espiral

Este tipo de bomba, de diseño espiral y funcionamiento por desplazamiento positivo, se caracteriza por operar a revoluciones reducidas; su creación se remonta a 1746 y se atribuye a H.A. Wirtz, y se caracteriza por una bobina de tubo enrollada alrededor de una superficie en forma de espiral, la cual suele tener más de tres vueltas (Khanal, Acharya, Shrestha, Chitrakar, & Prasad, 2021).

La bomba consiste en un tubo en espiral acoplado a una rueda hidráulica que gira en un canal, arroyo o río. El tubo espiral o el par de tubos helicoidales acoplados a la rueda gira impulsado por el flujo del agua que incide sobre las paletas. Durante este giro, el conducto en espiral alterna la captación de volúmenes de agua y aire, generando así un proceso de succión intermitente de ambos elementos. Éstos se transfieren al eje de la bomba y ascienden por una tubería vertical hasta un depósito de almacenamiento situado por encima del nivel del canal o río (Morgan, 2020). En la figura se ilustra el funcionamiento de una bomba tipo espiral, la cual se caracteriza por su diseño innovador que aprovecha la energía cinética del agua para su proceso de elevación. El flujo de agua, al entrar en la bomba, se canaliza hacia una espiral interna que va dirigiendo el fluido de manera controlada, permitiendo que la energía del agua en movimiento se convierta en energía útil para el sistema. Este tipo de bomba está especialmente diseñada para maximizar la eficiencia en el aprovechamiento del recurso hídrico, optimizando su capacidad de elevar el agua a distintas alturas según las necesidades del sistema de riego. A través de su diseño particular, la bomba espiral ofrece una solución económica y sostenible, especialmente en áreas agrícolas que dependen de la energía cinética natural de los ríos o canales de riego.

Figura 8

Representación esquemática de una bomba de agua tipo espiral



Nota: Tomado del libro “My garden laboratory”, por (Morgan, 2020).

2.3. Componentes de una bomba tipo espiral

Los elementos principales de una bomba tipo espiral incluyen el colector, la tubería, las espirales, las palas, la estructura, el eje y el tubo de descarga. Estos componentes son fundamentales para el funcionamiento y eficiencia de la bomba, y su disposición está ilustrada en la Figura (8).

a) Colector

El colector es un componente clave del sistema, encargado de permitir la entrada alternada de agua y aire conforme la rueda gira y se sumerge. Está conectado al extremo exterior de la tubería espiral y tiene la función de capturar eficientemente el flujo de agua hacia el interior. Su diámetro debe ser mayor que el de la tubería para afirmar un flujo conveniente. Además, la forma y longitud del colector se ajustan según las condiciones del canal o río y las especificaciones técnicas de la bomba, con el fin de maximizar la eficiencia y el rendimiento del sistema (Terán, 2012).

b) Manguera

La manguera cumple una función fundamental como punto de admisión alternante de agua y aire, sincronizada con la rotación de la rueda. Está dispuesta en una estructura espiral envolvente, donde la espira externa se conecta al colector, permitiendo el ingreso controlado de los fluidos. Durante la rotación, el agua y el aire avanzan por la manguera espiralada hacia el eje central, siguiendo una trayectoria precisa. Este diseño optimiza el flujo y aprovechamiento de la energía cinética de la rueda, garantizando una conducción eficiente de los fluidos y un mayor rendimiento del sistema (Terán, 2012).

c) Espiras

Las espiras son cada uno de los giros de la manguera enrollada, con la disposición de los mismos comenzando desde el extremo exterior de la rueda hacia su interior. Cada espira tiene un diámetro específico, siendo el de la primera espira, ubicada en el exterior, el más grande, mientras que el de la espira más interna es el más pequeño (Terán, 2012).

d) Paletas o alabes

Las palas son componentes esenciales del sistema, responsables de capturar la energía cinética del agua en movimiento y transformarla en energía rotatoria para impulsar la rueda. Están distribuidas alrededor del perímetro y se sumergen parcialmente al girar, transfiriendo de forma continua la energía del flujo al sistema. Su material de fabricación ya sea madera, plástico o aleaciones metálicas se elige según las condiciones del entorno y las exigencias del diseño, influyendo directamente en su durabilidad y eficiencia. En conjunto, las palas garantizan una transferencia energética óptima y un rendimiento eficiente del sistema (Terán, 2012).

e) Radios – estructura

Los radios son mecanismos que constituyen parte de la organización de soporte y anclaje, cuyo objetivo es mantener la tubería enrollada en forma de rueda, permitiendo su rotación. También sirven como puntos de sujeción para otros elementos, como las palas o el eje, entre otros (Terán, 2012).

f) Eje

El eje es un componente fijo que no rota ni transmite torque, cuya función es sostener las ruedas, rodamientos y otros elementos (Budynas & Nisbett, 2020). Se ubica en el centro de la rueda, actuando como enlace entre la tubería espiral en movimiento y la tubería de descarga fija que conduce el agua hasta su destino. Su papel principal es canalizar el flujo de agua de manera continua y controlada, garantizando una transferencia eficiente de energía desde la rueda hacia la descarga. Al estar en el núcleo del sistema, el eje sincroniza y dirige el flujo, optimizando la eficiencia hidráulica y la distribución del agua en el sistema de riego (Terán, 2012).

g) Manguera de descarga

La manguera de descarga es el conducto esencial que se encarga de transportar el agua desde el eje de la bomba hasta su destino final. Esta manguera, conectada directamente al sistema de bombeo, permite que el fluido elevado sea dirigido con precisión hacia las áreas de riego o almacenamiento, según se requiera. Su diseño y materiales son fundamentales para garantizar que el agua fluya de manera continua y sin obstáculos, manteniendo una presión adecuada para asegurar un rendimiento eficiente del sistema. Además, la manguera de descarga debe ser resistente a las condiciones del entorno, como la abrasión, los cambios de temperatura y la exposición al sol, para garantizar su durabilidad y el buen funcionamiento del sistema de bombeo a largo plazo, garantizando una distribución eficiente y controlada del recurso hídrico. A diferencia de la tubería espiral en movimiento, esta manguera permanece fija, extendiéndose

sobre el terreno para conducir el flujo hacia el punto de descarga. Su longitud se ajusta según las dimensiones de la bomba, las condiciones del terreno y la ubicación del destino del agua. Gracias a su diseño, permite mantener un flujo estable, con la presión y caudal adecuados, asegurando la eficiencia del sistema de riego o aplicación prevista (Terán, 2012).

2.4. Tipos de bomba espiral.

2.4.1. Ruedas por encima Admisión Superior (Overshot)

Estas ruedas funcionan aprovechando el peso del agua y están equipadas con un eje horizontal, junto con varios compartimentos situados en el borde del cilindro. El agua puede entrar en los compartimentos desde la parte superior o desde un punto intermedio, dependiendo de si se llena en la parte superior o en los compartimentos.

2.4.2. Ruedas de costado Admisión intermedia (Breastshot)

En las ruedas de admisión intermedia, el agua entra a la altura del eje, llenando las palas con líquido hasta alcanzar un peso suficiente para hacer girar la rueda gracias a la gravedad.

2.4.3. Ruedas por debajo Admisión inferior (Undershot)

Las ruedas están diseñadas para aprovechar la energía cinética del agua que fluye por debajo del canal. Su ubicación estratégica permite que las palas entren en contacto directo con el flujo, capturando su energía y generando el movimiento rotatorio necesario para accionar la bomba. Este impacto constante del agua actúa como fuerza motriz, permitiendo que el sistema funcione de manera continua y eficiente. Así, el flujo no solo suministra el recurso hídrico, sino que también se convierte en la fuente de energía que impulsa todo el proceso de bombeo.

2.5. Aplicaciones del sistema de bomba-espiral

- Riego tecnificado
- Acuicultura
- Agua potable
- Ganadería

2.6. Las principales condiciones que determinan la configuración de una bomba-espiral

- Las condiciones hidráulicas, el caudal del río, la presión hidrostática, densidad y las pérdidas en los accesorios y tuberías.
- Distancia y altura máximas y mínimas.
- De acuerdo con estas condiciones se puede definir varias configuraciones de este sistema de bombeo.

2.7. Tipos de energía

2.7.1. Energía

La energía es la capacidad de un sistema para realizar trabajo o provocar cambios, y se manifiesta en diversas formas como cinética, térmica, potencial o eléctrica. Es fundamental para que los procesos y actividades ocurran, facilitando transformaciones como el movimiento de objetos, el calentamiento de materiales o la generación de electricidad. Según la ley de conservación de la energía, esta no se destruye, sino que se transforma. Este poder de transformación es crucial en sistemas complejos, como los mecanismos de bombeo o procesos industriales, permitiendo que los sistemas cambien e interactúen con su entorno. A lo largo de los procesos físicos y químicos, la energía se transfiere y se conserva, siendo esencial para el funcionamiento del mundo. Su capacidad para transferirse y transformarse es vital para todos los procesos del universo, permitiendo la evolución y el mantenimiento de la materia y la energía.

2.7.1.1. Energía cinética

La energía cinética, una de las formas más fundamentales de energía, se encuentra intrínsecamente conectada al movimiento de cualquier objeto. Es la manifestación de la capacidad de un cuerpo para realizar trabajo gracias a su desplazamiento. Esta energía se determina mediante una ecuación que refleja la relación entre la masa del objeto y la velocidad con la que se desplaza, elevando esta última al cuadrado. Matemáticamente, se expresa como

la mitad del producto de la masa por el cuadrado de la velocidad. Esta relación resalta cómo, a medida que un objeto aumenta su velocidad, su energía cinética crece de manera exponencial, lo que implica que un ligero aumento en la velocidad puede generar un impacto significativo en la energía que posee el cuerpo en movimiento. En términos sencillos, cuanto mayor sea la masa de un objeto y más rápido se desplace, mayor será su energía cinética.

2.7.1.2. Energía potencial

La energía potencial es la capacidad de un objeto para generar movimiento en el futuro, basada en su posición dentro de un campo de fuerzas. Se acumula cuando un cuerpo se eleva, como en el caso de la energía potencial gravitatoria, donde cuanto mayor es la altura, mayor es la energía almacenada, lista para liberarse en forma de movimiento o trabajo mecánico. Esta energía, a diferencia de la cinética, no está vinculada al movimiento inmediato, sino a la capacidad de un objeto para moverse o realizar trabajo cuando las condiciones lo permitan, como al caer por la acción de la gravedad.

El principio de conservación de la energía, esencial en diversas disciplinas como la dinámica de fluidos, la física térmica y la ingeniería, establece que la energía no se destruye, sino que se transforma entre diferentes formas, como de cinética a potencial o a mecánica. Esta idea es clave para desarrollar tecnologías eficientes y sostenibles, como máquinas de vapor y plantas hidroeléctricas. En resumen, la conservación de la energía optimiza la eficacia y el uso responsable de los recursos, siendo fundamental para avances tecnológicos y enfoques medioambientales.

2.7.1.3. Energía Mecánica

La mecánica de la energía involucra dos tipos principales: la energía cinética, asociada al movimiento, y la energía potencial gravitacional, dependiente de la posición de los objetos. En un sistema aislado, sin fricción ni resistencia, la cantidad total de energía cinética y potencial se conserva durante un proceso físico. Aunque la energía puede transformarse entre diferentes

formas, su cantidad total no cambia. Este principio es esencial para entender cómo funcionan los sistemas físicos de manera eficiente, ya que la energía se convierte y dispersa continuamente, por lo que optimizar su uso es clave para garantizar un rendimiento óptimo en diversos procesos. Este principio admite pronosticar el procedimiento de sistemas físicos y es clave en la mecánica clásica, con aplicaciones en el diseño de maquinaria, estructuras, motores, turbinas y en el estudio de fenómenos naturales y astronómicos.

En síntesis, la preservación de la energía mecánica es un pilar fundamental para comprender, analizar y optimizar sistemas físicos y de ingeniería.

La energía mecánica (E_M) se puede expresar mediante la siguiente ecuación:

$$E_M = E_C + E_P$$

$$E_C = \frac{1}{2}mv^2, E_P = mgh$$

Donde:

- E_C : Energía cinética
- E_P : Energía potencial
- E_M : Energía mecánica
- m : Masa
- v : Velocidad
- g : Aceleración de la gravedad
- h : Altura

La energía potencial, que varía según el tipo de energía potencial en cuestión, como la energía potencial gravitatoria o la energía potencial elástica (Çengel & Cimbala, 2018).

2.8. Conceptos importantes

a) Principio de Bernoulli

La teoría de Bernoulli, fundamental en la dinámica de fluidos, establece que en un flujo constante de un fluido incompresible, la suma de la presión estática, la energía cinética y la

energía potencial permanece constante. Este principio revela que cuando la velocidad del fluido aumenta, la presión disminuye, y cuando la velocidad disminuye, la presión aumenta. Esta relación es clave para comprender fenómenos naturales y tiene aplicaciones en ingeniería, como la aerodinámica de aeronaves, el diseño de sistemas hidráulicos y el comportamiento de los líquidos en conductos. Así, la teoría de Bernoulli es una herramienta crucial para entender y optimizar el comportamiento de los fluidos y el diseño de sistemas que dependen de su control.

Este principio es fundamental en la dinámica de fluidos y tiene amplias aplicaciones prácticas: en la aeronáutica (sustentación de las alas), la hidráulica (diseño de sistemas de riego, presas y canales) y la ingeniería de tuberías (distribución de presiones y optimización del flujo).

En esencia, Bernoulli demuestra cómo se redistribuye la energía en los fluidos en movimiento y ofrece una herramienta clave para diseñar y controlar sistemas eficientes en múltiples campos de la ciencia y la ingeniería.

b) Ecuación de continuidad

La normativa de conservación de la masa es un principio fundamental en la dinámica de fluidos, que asegura que la masa de un fluido se mantiene constante durante su flujo. Establece que, en un sistema de flujo constante, la cantidad de fluido que entra por un extremo de un conducto debe ser igual a la que sale por el otro extremo, garantizando que no haya pérdida ni ganancia de masa, a pesar de posibles cambios en presión o velocidad. Este principio es esencial tanto en la teoría de flujos de fluidos como en la práctica, siendo crucial para el diseño y optimización de sistemas hidráulicos, redes de tuberías y otros mecanismos que transportan líquidos. La conservación de la masa es clave para asegurar la eficiencia y estabilidad de estos sistemas en diversas aplicaciones, desde la ingeniería civil hasta la industria energética. Este concepto se puede expresar de manera matemática mediante la fórmula, que describe cómo la velocidad y el área del conducto están relacionadas para mantener esta

conservación de masa, garantizando un comportamiento estable y predecible del flujo de fluido a través de los sistemas:

$$A_1 * V_1 = A_2 * V_2$$

Donde A_1 y A_2 corresponden al área de las secciones transversales del conducto en dos puntos diferentes, y V_1 y V_2 representan las velocidades del fluido en esos mismos puntos. Esta ecuación resalta un aspecto fascinante de los fluidos: aunque su velocidad y la sección transversal del conducto puedan variar a lo largo del sistema, la cantidad total de fluido que pasa por un punto del conducto se mantiene constante. El principio de conservación de la masa establece que, en un sistema cerrado, la masa no se crea ni se destruye, solo se redistribuye. La ecuación de continuidad es fundamental para analizar el flujo de fluidos en sistemas cerrados, como tuberías, canales de riego y túneles, y es clave tanto en teoría como en práctica. En ingeniería, asegura un flujo eficiente, como en redes hidráulicas, donde optimiza el suministro de agua, o en procesos industriales, donde controla y ajusta el flujo de fluido para maximizar la eficiencia, reducir desperdicios y garantizar la calidad del producto final. En un nivel más avanzado, esta ecuación también juega un papel fundamental en la comprensión de cómo los cambios en el área del conducto afectan la velocidad del fluido, permitiendo a los ingenieros diseñar sistemas más eficientes y adaptados a las necesidades del entorno o de las condiciones de operación, como es el caso en la construcción de sistemas de transporte de agua o en la optimización de motores de combustión (Rogd, 2023).

c) Conservación de la masa

El principio de conservación de la masa establece que, en un sistema cerrado, la cantidad total de materia se mantiene constante a lo largo del tiempo, sin ser creada ni destruida, solo transformada o reconfigurada. Este principio es clave para comprender fenómenos naturales, como las reacciones químicas y los procesos físicos, donde la materia cambia de forma, pero no se pierde. Actúa como una guía en la ciencia, mostrando que, incluso en

procesos complejos, hay un orden subyacente. La conservación de la masa asegura que la cantidad de materia al inicio de un proceso sea la misma al final, independientemente de las transformaciones que ocurran, lo que facilita el análisis y la predicción en diversas áreas científicas. Este concepto es clave en física, química e ingeniería, ya que permite analizar reacciones, flujos y procesos industriales garantizando predicciones precisas y eficientes. Su aplicación es esencial en áreas como el diseño de motores, sistemas hidráulicos y tratamiento de agua, convirtiéndolo en una herramienta práctica y fundamental para el desarrollo científico y tecnológico (Rogd, 2023).

d) Conservación de la energía

El principio de conservación de la energía, base de la física clásica y la primera ley de la termodinámica, establece que en un sistema cerrado la energía nunca se crea ni se destruye, solo se transforma de una forma a otra, como de cinética a potencial o de térmica a mecánica. Esta constante transformación de la energía es fundamental para comprender los fenómenos físicos, ya que revela cómo la energía se redistribuye y transforma sin perderse. En sistemas mecánicos, por ejemplo, la energía cinética puede convertirse en potencial o disiparse como calor, pero el total del sistema se mantiene equilibrado. Este principio no solo es clave para el análisis técnico y científico, sino que también ofrece una visión del universo donde la energía, aunque cambia de forma, permanece intacta. Es esencial en física e ingeniería, ya que permite predecir el comportamiento de los sistemas según sus interacciones energéticas. Este principio es fundamental para analizar procesos físicos, diseñar sistemas energéticamente eficientes y comprender fenómenos naturales y tecnológicos, desde motores y centrales eléctricas hasta exploración espacial. En síntesis, es una ley universal que guía tanto el avance científico como el desarrollo de soluciones tecnológicas sostenibles (Rogd, 2023).

e) Energía mecánica y eficiencia

La energía mecánica es la suma de la energía cinética y potencial de un sistema. En ausencia de fuerzas no conservativas, se conserva constante. La eficiencia mide la proporción de energía de entrada que se convierte en trabajo útil, siendo mayor cuando se minimizan pérdidas por fricción, calor o deformaciones. En ingeniería, optimizar la eficiencia es clave para mejorar el rendimiento de sistemas mecánicos, eléctricos y térmicos, reduciendo costos, ahorrando recursos y disminuyendo el impacto ambiental, lo que la convierte en un objetivo esencial para la sostenibilidad y el desarrollo tecnológico (Rogd, 2023).

f) Presión manométrica y absoluta

En la mecánica de fluidos, se distinguen dos tipos de presión que son esenciales para la descripción y medición de las presiones en un sistema (Rogd, 2023).

g) Presión Manométrica

La presión manométrica es la diferencia entre la presión interna de un sistema y la presión atmosférica externa. Se mide con un manómetro, que muestra un valor positivo si la presión interna es mayor a la atmosférica, o negativo si es menor (vacío). Este concepto es clave en ingeniería y aplicaciones prácticas como calderas, tanques de gas, circuitos hidráulicos y sistemas industriales, ya que permite controlar la presión relativa para garantizar seguridad, eficiencia y buen funcionamiento (Rogd, 2023).

La fórmula para calcular la presión manométrica se expresa de la siguiente manera:

$$\text{Presión Manométrica} = \text{Presión Absoluta} - \text{Presión Atmosférica}$$

La presión manométrica es útil cuando se trabaja con sistemas cerrados, como tuberías o tanques, ya que proporciona una medida de la presión interna relativa a la presión externa (Rogd, 2023).

h) Presión Absoluta

La presión total o absoluta es la presión real que ejerce un fluido en un sistema, medida desde el cero absoluto (0°K , $-273,15^{\circ}\text{C}$), por lo que siempre incluye la presión atmosférica y nunca es negativa. A diferencia de la presión manométrica, que se mide en relación con la atmósfera, la presión absoluta refleja el valor real del fluido sin depender de su entorno. Es esencial en ingeniería y dinámica de fluidos para analizar gases, flujos en conductos y aplicaciones como aeronáutica, donde la precisión en la presión absoluta garantiza seguridad y eficiencia (Rogd, 2023; Mauro, 2015).

i) Pérdidas menores

Las pérdidas menores en dinámica de fluidos se refieren a la reducción de energía que experimenta un fluido al transitar por diversos componentes del sistema, tales como válvulas, codos, conexiones y otras obstrucciones. A diferencia de las pérdidas asociadas a la altura o la velocidad, que afectan de manera directa la velocidad del flujo del fluido, las pérdidas menores son causadas por la resistencia interna de estos elementos, así como por otros factores que alteran el comportamiento del fluido dentro de un conducto. Estas pérdidas, aunque no tan evidentes como las variaciones en la presión o la velocidad, son cruciales para el diseño y funcionamiento de los sistemas de transporte de fluidos, ya que influyen en la eficiencia global del sistema. La comprensión y el manejo de estas pérdidas menores permiten optimizar el rendimiento de los sistemas hidráulicos y mejorar el control sobre el flujo de los fluidos en diversas aplicaciones. Estas pérdidas son importantes en el diseño de sistemas de tuberías y en la optimización del flujo en diversos dispositivos (Mauro, 2015).

Las pérdidas menores pueden ser agrupadas en varias categorías, incluyendo:

- **Pérdidas por fricción:** Estas pérdidas están relacionadas con la resistencia que experimenta un fluido al desplazarse a lo largo de las paredes internas de un conducto

o tubería. A medida que el fluido fluye, la fricción disminuye su energía y puede resultar en una pérdida de presión a lo largo de la longitud del conducto (Mauro, 2015).

- **Pérdidas locales o menores:** Estas pérdidas ocurren en componentes específicos del sistema, como válvulas, codos y accesorios. Las características geométricas y el diseño de estos componentes pueden dar lugar a turbulencias y cambios en la velocidad del fluido, lo que contribuye a pérdidas adicionales de energía (Mauro, 2015).
- **Pérdidas por expansión y contracción:** Cuando el diámetro del conducto se expande o contrae, se generan pérdidas de energía debido a cambios en la velocidad del fluido. La magnitud de estas pérdidas depende de la amplitud de la expansión o contracción (Mauro, 2015).
- **Pérdidas en las entradas y salidas:** Las pérdidas menores ocurren en las zonas de entrada y salida de un sistema de fluidos, generadas por cambios abruptos en la geometría o dirección del flujo. Estas pérdidas reducen la energía disponible y deben considerarse en el diseño de tuberías y canales para garantizar eficiencia y evitar desperdicios. Su cálculo se realiza mediante ecuaciones específicas que consideran las características del sistema (Mauro, 2015).

j) Flotabilidad

La ley de flotación atribuida a Arquímedes establece que los objetos flotantes en un fluido experimentan una fuerza ascendente proporcional al volumen de líquido desplazado. Esta fuerza asegura el equilibrio entre la masa del objeto sumergido y el peso del agua desplazada. Aunque parece sencilla, la ley implica que un objeto flotará si es más liviano que el fluido que lo rodea, ya que desplaza más agua en términos de masa que su propio peso, lo que genera una fuerza de flotación. Este principio es esencial en diversos campos, como la ciencia marítima, el diseño mecánico, la mecánica teórica y los estudios biológicos, permitiendo entender la flotabilidad de barcos, submarinos y otros objetos acuáticos. Si la masa

de un objeto es mayor que el líquido desplazado, se hundirá. Este principio tiene aplicaciones importantes en la tecnología marítima, el diseño aeroespacial, las ciencias atmosféricas y la hidrodinámica, además de ser utilizado para medir la densidad de materiales y comparar las propiedades físicas de distintos objetos. El principio de flotabilidad no solo ha sido una piedra angular en el avance de la tecnología, sino que sigue siendo esencial en el desarrollo de innovaciones científicas y tecnológicas en múltiples campos.

k) Sostenibilidad energética

La sostenibilidad en el sector energético busca satisfacer la creciente demanda de energía sin poner en riesgo la capacidad de las futuras generaciones para cubrir sus propias necesidades. Esto se logra mediante el uso de fuentes de energía renovables como solar, eólica, hidroeléctrica y térmica, adoptando tecnologías limpias que disminuyan la contaminación. La estrategia tiene dos objetivos principales: proteger el medio ambiente y mitigar el calentamiento global, y mejorar el acceso a la energía renovable para todos, promoviendo una distribución equitativa. Además, el uso sostenible de los recursos impulsa avances tecnológicos y mejora la eficiencia en la producción y consumo de energía. La sostenibilidad energética no solo busca proteger el medio ambiente, sino también crear un futuro más justo y equitativo, desempeñando un papel clave en la lucha contra el cambio climático y garantizando el bienestar de las generaciones futuras.

l) Eficiencia en la conversión de energía

La eficiencia en la conversión de energía mide la proporción entre la energía útil obtenida y la energía total suministrada, indicando cuánta se aprovecha y cuánta se pierde. Este concepto es esencial en ingeniería para optimizar sistemas, reducir costos y minimizar impactos ambientales. Su aplicación en motores, dispositivos eléctricos y energías renovables permite mejorar el rendimiento, disminuir el consumo de recursos y avanzar hacia un desarrollo más sostenible.

m) Riesgo tecnificado

El riego tecnificado utiliza sensores y automatización para aplicar de forma precisa el agua necesaria a los cultivos, optimizando su uso y evitando desperdicios. Este sistema incrementa la productividad agrícola, reduce costos y contribuye a la sostenibilidad, siendo clave en regiones con escasez de agua (Rogd, 2023).

2.9. Consideraciones mecánicas

Las consideraciones mecánicas abarcan los aspectos relacionados con la resistencia, integridad y desempeño de componentes y estructuras en ingeniería. Esto incluye la evaluación de la carga que soportan, los materiales utilizados, la geometría del diseño y las normas de seguridad que deben cumplirse. Asegurar que estos elementos sean apropiados para las condiciones operativas y cumplan con los requisitos del diseño es esencial para garantizar la durabilidad y el rendimiento de los sistemas mecánicos (Rogd, 2023).

2.10. Análisis por el método de elementos finitos

El Método de Elementos Finitos (FEM) es una técnica computacional que divide un dominio complejo en pequeños elementos interconectados para resolver numéricamente problemas de ingeniería y física. Mediante funciones de interpolación y el ensamblaje de ecuaciones locales, permite obtener resultados detallados del comportamiento del sistema, optimizando el diseño y análisis de estructuras, fluidos y otros fenómenos (American Institute of Steel Construction, 2016).

- **Discretización del Dominio:** El área del problema se divide en elementos finitos, que pueden ser de diversas formas, como triángulos, cuadriláteros o tetraedros, representando secciones del dominio (American Institute of Steel Construction, 2016).
- **Formulación Matemática:** Se desarrollan modelos matemáticos que describen el comportamiento físico de cada elemento, aplicando las ecuaciones que rigen las propiedades físicas del problema (American Institute of Steel Construction, 2016).

- **Condiciones de Contorno:** Se definen las restricciones y condiciones impuestas al sistema, como desplazamientos fijos o fuerzas aplicadas (American Institute of Steel Construction, 2016).
- **Ensamblaje de la Matriz Global:** e ensamblan las matrices de rigidez de los elementos para crear una matriz global que permita analizar las interacciones entre los elementos (American Institute of Steel Construction, 2016).
- **Resolución del Sistema de Ecuaciones:** El sistema global de ecuaciones se resuelve numéricamente mediante algoritmos específicos en software especializado (American Institute of Steel Construction, 2016).
- **Post - procesamiento de Resultados:** Los resultados se analizan y se presentan de forma visual para entender el comportamiento del sistema (American Institute of Steel Construction, 2016).

2.11. Dinámica de fluidos computacional

La dinámica de fluidos computacional (CFD) es una disciplina que combina la dinámica de fluidos, las matemáticas avanzadas y la computación para crear simulaciones detalladas del comportamiento de los fluidos en sistemas específicos. Esta herramienta es esencial en la ingeniería moderna, ya que permite modelar fenómenos complejos relacionados con el flujo de fluidos y la transferencia de calor. A través de la CFD, es posible predecir con precisión el comportamiento de los fluidos en diversas condiciones, lo que permite optimizar el diseño de sistemas que dependen de estos procesos, como redes de calefacción, ventilación, turbinas hidráulicas y flujos en la industria automotriz. Además de predecir, la CFD facilita la creación de soluciones innovadoras, mejorando la eficiencia y efectividad de los sistemas. Esta tecnología también permite visualizar y analizar interacciones fluidas que no siempre son visibles en experimentos, aumentando la seguridad y eficiencia de los proyectos. En resumen, la CFD es una herramienta clave para la innovación y mejora en los procesos ingenieriles,

transformando la comprensión y el manejo de los fluidos. Se aplica en el diseño de vehículos, la predicción del clima y en la optimización de procesos industriales (American Institute of Steel Construction, 2016). A continuación, se describen los conceptos fundamentales de la CFD:

- **Modelización Matemática:** La dinámica de fluidos computacional (CFD) utiliza las ecuaciones de Navier-Stokes para modelar el movimiento de los fluidos y la transferencia de momento y energía. Según la aplicación, se incluyen términos adicionales para fenómenos como turbulencia, convección, compresibilidad y transferencia de calor, lo que hace de la CFD una herramienta versátil para simular flujos complejos en ingeniería y ciencias aplicadas (American Institute of Steel Construction, 2016).
- **Discretización del Dominio:** Para resolver las ecuaciones matemáticas, el dominio del problema se divide en una malla tridimensional de elementos más pequeños, que pueden ser tetraedros, hexaedros u otros tipos de elementos. Esta discretización permite aproximar una solución numérica al mapear propiedades físicas a puntos dentro de la malla. (American Institute of Steel Construction, 2016).
- **Condiciones de Contorno:** Se establecen las condiciones de contorno que describen cómo el fluido interactúa con las superficies límite. Esto puede incluir la imposición de velocidades, presiones, temperaturas u otras propiedades en las fronteras del dominio. (American Institute of Steel Construction, 2016).
- **Resolución Numérica:** Utilizando métodos numéricos, las ecuaciones matemáticas discretizadas se resuelven de manera iterativa para calcular las propiedades del fluido, como velocidades, presiones y temperaturas en cada punto de la malla. La elección de algoritmos y métodos numéricos adecuados es crucial para obtener resultados precisos y eficientes. (American Institute of Steel Construction, 2016).

- **Visualización y Post - procesamiento:** Tras obtener los resultados, se lleva a cabo un análisis visual y cuantitativo para interpretar los datos. Esto puede implicar la creación de visualizaciones gráficas que ayuden a comprender el flujo del fluido, identificar áreas de alta presión o temperatura, y evaluar el rendimiento del diseño. (American Institute of Steel Construction, 2016). La CFD se aplica en una amplia variedad de campos, como la optimización del diseño de vehículos y aeronaves, la simulación de procesos de combustión en motores, la predicción del clima y la modelización de flujos en sistemas de tuberías y redes de distribución. Además, desempeña un papel crucial en la mejora y comprensión de sistemas que involucran fluidos en movimiento y transferencia de calor en diversas industrias. (American Institute of Steel Construction, 2016).

2.12. Flujo en canales abiertos

El flujo en canales abiertos ocurre cuando el líquido circula en conductos con superficie libre expuesta al aire. Puede ser uniforme, cuando la velocidad y la profundidad permanecen constantes, o no uniforme, cuando existen variaciones debidas a pendiente, obstáculos o cambios en el caudal. Su análisis es clave en sistemas de riego, drenaje y distribución de agua (Çengel & Cimbala, 2018; Mott & Untener, 2015).

2.12.1. Flujos laminares y turbulentos en canales abiertos

De manera similar al flujo en tuberías, el flujo en canales abiertos puede clasificarse como laminar, transitorio o turbulento, dependiendo del valor del número de Reynolds (Çengel & Cimbala, 2018) el cual se representa en la siguiente ecuación.

$$N_R = \frac{vR_h}{\nu}$$

Donde:

- N_R : número de reynolds
- ν : velocidad media del líquido

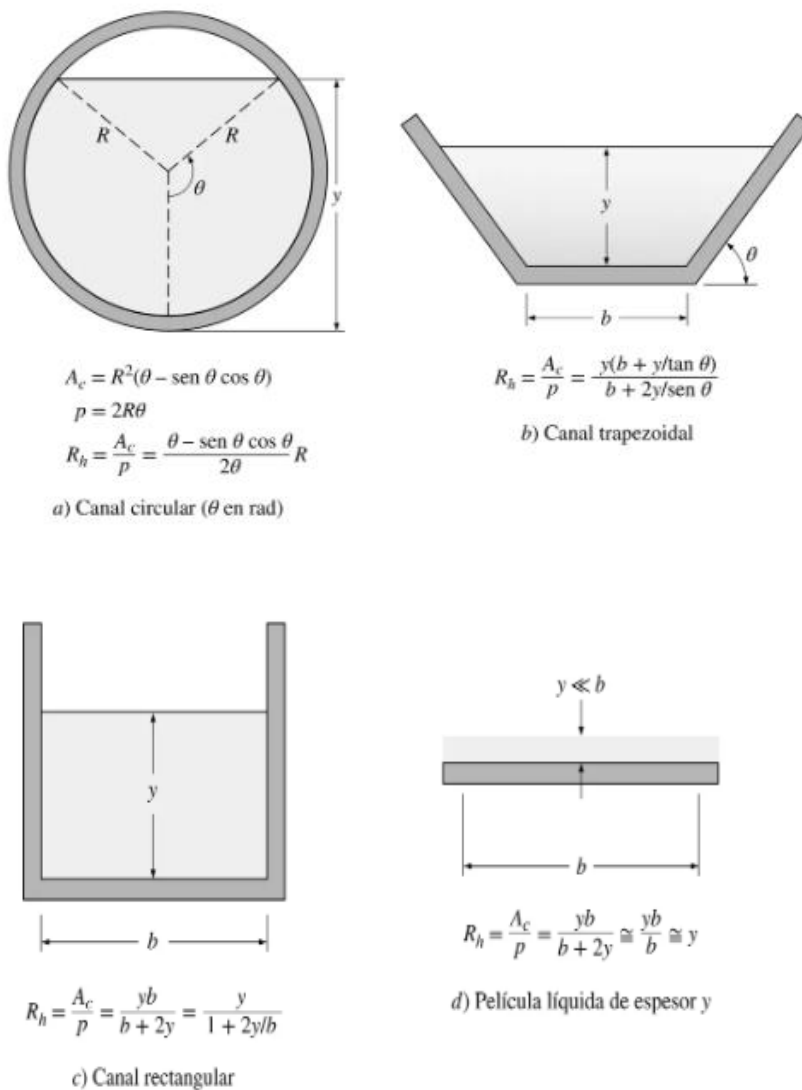
- ν : viscosidad cinemática
- R_h : radio hidráulico (definido en la Figura (9), en función del tipo de canal a analizar).

Para canales abiertos:

- R_h : cuando es menor que 500, se trata de un flujo laminar
- R_h : se encuentra entre 500 y 2500, el flujo se considera transitorio
- R_h : supera los 2500, se clasifica como un flujo turbulento (Çengel & Cimbala, 2018).

Figura 9

Relaciones de radio hidráulico para diversas geometrías de canal abierto



Nota: Tomado del libro “Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones”, por (Çengel & Cimbala, 2018).

2.13. Presión hidrostática

Un líquido aplica presión sobre las superficies del contenedor que lo aloja; esta presión, conocida como presión hidrostática, genera fuerzas perpendiculares a las superficies, sin importar la orientación de estas (Gutiérrez & Tafur, 2022).

En una bomba de tipo espiral, la rotación de la rueda genera una presión ascendente en el conducto espiral, ya que el flujo de agua en las espirales ascendentes es mayor que en las descendentes. Este movimiento crea "núcleos" de agua que comprimen el aire intercalado entre ellos a medida que avanzan a lo largo de las espirales. La presión combinada resultante empuja tanto el agua como el aire hacia el eje central de la bomba. La interacción entre el agua y el aire mejora la eficiencia del flujo, optimizando la transferencia de energía dentro del sistema. Además, el flujo de agua se acelera en el conducto vertical gracias a la expansión del aire comprimido que se libera en la salida del eje de la rueda. Este fenómeno también contribuye al ascenso del agua hacia el depósito de almacenamiento (Refugio, y otros, 2018).

La acción de bombeo de la bomba tipo espiral se debe a la presencia de columnas sucesivas de aire y agua en la bobina; cada columna de agua transmite presión a través del aire a la columna de agua precedente debido al movimiento rotativo que obliga al agua a moverse; por lo tanto, en cada vuelta de las bobinas, se genera una diferencia de presión (Khanal, Acharya, Shrestha, Chitrakar, & Prasad, 2021).

Según Terán (2012), el análisis de una bomba de tipo espiral se lleva a cabo mediante un sistema de tubos en forma de U interconectados, lo que permite el uso de una columna de fluido para medir las variaciones de presión. Este principio se fundamenta en el funcionamiento de un manómetro, un dispositivo compuesto por un tubo en forma de U, generalmente hecho de vidrio o plástico, que contiene uno o más fluidos. A través de este mecanismo, la columna de fluido en el manómetro se emplea para cuantificar las diferencias de presión dentro de un

sistema específico, proporcionando una herramienta precisa para evaluar y monitorear las variaciones en la presión de los fluidos (Çengel, Boles, & Kanoglu, 2024).

La columna de fluido, cuya altura diferencial h está en equilibrio estático y está abierta al ambiente, permite calcular la presión en el extremo de la columna de agua. Para ello, se aplica la siguiente ecuación, que relaciona la altura de la columna con la presión ejercida por el fluido en esa sección del sistema (Cai, 2020).

$$P_1 = \rho gh + P_0$$

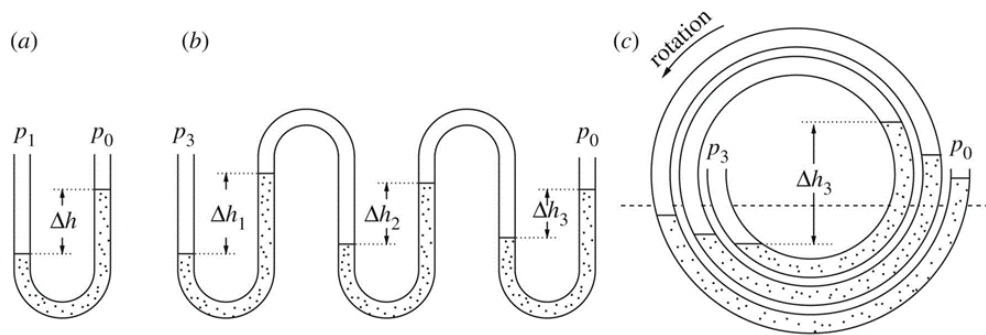
Donde:

- P_1 : presión al final de la columna de agua
- ρ : densidad del fluido
- g : aceleración gravitatoria
- h : diferencia de altura de la columna de agua
- P_0 : presión atmosférica.

En la Figura 10(c) se muestra gráficamente cómo funciona una bomba espiral de tubos en rotación. La figura 10(a) muestra un manómetro de tubo en U; la cual, mediante la ley de Pascal, nos dice que la diferencia de presión ' $P_1 - P_0$ ' es directamente proporcional a la diferencia de altura ' Δh ', entre las superficies del agua en los miembros derecho e izquierdo, respectivamente.

En la Figura 10(b) se presentan tres manómetros de este tipo conectados en serie, lo que resulta en un aumento de la diferencia de presión ' $P_3 - P_0$ ' proporcional a la suma de las diferencias de altura ' $\Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_3$ '.

Finalmente, en la Figura (10c) se muestra la configuración se dobla alrededor de extremidades verticales alternas, generando una disposición en espiral (Deane & Bevan, 2018).

Figura 10*Funcionamiento de la bomba espiral*

Nota: Hydrostatic model of the Wirtz pump”, por Deane y Bevan (2018).

La presión al final de la columna de agua en el serpentín n ésimo es proporcional a la suma de las diferencias de altura; por lo tanto, reemplazando en la siguiente ecuación se tiene que:

$$P_n = \rho g(h_1 + h_2 + h_3 + \dots + h_n) + P_0$$

2.14. Diseño de una bomba de tipo espiral

Cuando la rotación de la espiral ocurre a baja velocidad, el aire presente dentro de la espiral actúa como un gas ideal y no experimenta transferencia de calor, lo que equivale a un proceso adiabático; por lo que, se emplea la Ley de Boyle para representar la compresión del aire en una bomba de tipo espiral (Deane & Bevan, 2018).

2.14.1. Diseño de la bobina

Según Tailer (2005), para el cálculo de una bomba espiral de hasta 100 pies (30.48 m) que están montados en una rueda de un tamaño específico, se considera las siguientes suposiciones:

- Las espirales pueden describirse como una sucesión fija de conductos en forma de U conectados entre sí por presión, donde cada conducto equivale al volumen de agua (que se considera constante y equivalente a la mitad del volumen total del primer serpentín) más el volumen de aire. De igual manera, el aire es compresible, lo que provoca que el

volumen de cada conducto en U se reduzca conforme se aproxima al centro de la rueda (Tailer, 2005).

- Otra suposición se relaciona con la altura hidráulica, que se asume igual al diámetro de cada espiral (Tailer, 2005).
- La presión en las espiras sigue la relación presión – volumen de Boyle, tal como se muestra en la ecuación.

$$P_n V_n = P_1 V_1$$

Donde P_1 es la presión en la primera espira, P_n es la presión en la enésima espira, V_1 es el volumen de aire en la primera espira y V_n es el volumen de aire en la enésima espira. Conociendo los valores de presión y volumen en la primera espira (que incluyen la presión atmosférica y el diámetro de la rueda de la bobina), y, además, la presión manométrica requerida en la enésima espira de la bobina es posible calcular el volumen de la enésima bobina, el cual representa su altura o diámetro en esta simplificación (Tailer, 2005); estas variables se definen como:

- $P_1 = P_0 + h_c$
- $P_n = P_0 + H$
- $V_1 = \pi \times \left(\frac{d}{2}\right)^2 \times h_c$
- $V_n = \pi \times \left(\frac{d}{2}\right)^2 \times h_n$

Donde h_c es la altura de la primera espira de la bobina, que se asume es igual al diámetro exterior de la rueda de la bobina (D), h_n es la altura en la enésima espira de la bobina, n es el número de espiras de la bobina, H es la altura total de descarga y d es el diámetro interno de la tubería. Sustituyendo las 4 ecuaciones en la siguiente ecuación, se obtiene que:

$$h_n = \frac{(P_0 + h_c) \times h_c}{P_0 + H}$$

La altura de descarga se calcula considerando el promedio entre el diámetro exterior de la rueda de la bobina y el diámetro de la enésima espira de la bobina; que, luego multiplicando este valor por el número de espiras, nos proporciona la altura total (H).

$$H = \frac{n \times (h_c + h_n)}{2}$$

Partiendo de la anterior ecuación se puede determinar el número de espiras, tal como se muestra en la siguiente ecuación:

$$n = \frac{2H}{h_c + h_n}$$

Según Tailer (2005), al diseñar una bomba de tipo espiral, es aconsejable agregar un margen del 20% al número de espiras calculado. Este margen se considera necesario para tener en cuenta diversas variables, como diferentes diámetros de tuberías y otras consideraciones de diseño; por lo tanto, el número real de espiras (n_r) se determina por:

$$n_r = 1.2 \times n$$

2.14.2. Caudal de descarga de la bomba tipo espiral

Para la bomba tipo espiral se utilizó una manguera polietileno de alta densidad (HDPE) PN10, la tasa de descarga (Q_b) Según Mortimer y Annable (1984), se determina mediante la siguiente ecuación:

$$Q_b = N_c \times \pi r^2 \times L_c$$

Donde:

- Q_b : caudal de descarga
- r : radio interno de la tubería de la bobina
- N_c : número de revoluciones por unidad de tiempo de la bomba tipo espiral
- L_c : longitud de espira que permanece sumergida en la entrada de tubería

Sin pérdidas dinámicas, la longitud teórica de espira que permanece sumergida en la entrada de tubería debe ser igual a la medida experimentalmente; sin embargo, Mortimer y

Annable (1984) afirman que las longitudes medidas experimentalmente son un 4% superiores a las longitudes teóricas, lo que supone un error aceptable para el cálculo.

$$L_c = \theta R$$

Donde θ es el ángulo comprendido en el centro de la hélice por una columna de agua recogida en una revolución, y R es el radio de la espiral exterior de la rueda de la bobina; en consecuencia, se tiene que $R = D/2 = h_c/2$. Por lo tanto, reemplazando en la siguiente ecuación se tiene:

$$Q_b = \frac{\pi r^2 \times N \times \theta \times h_c}{2}$$

2.14.3. Componentes mecánicos para la bomba de tipo espiral

El funcionamiento de una rueda hidráulica depende de componentes clave como el eje, rodamientos y pernos, que deben ser analizados detalladamente para identificar posibles fallos y garantizar su durabilidad. Este enfoque proactivo asegura un rendimiento confiable, reduce costos de mantenimiento y refuerza la fiabilidad del sistema, permitiendo que cada componente sea resistente y duradero. Este análisis es crucial para asegurar que el equipo mantenga su integridad y funcionalidad durante toda su vida útil (Hernández, 2021).

2.14.4. Peso total de la bomba espiral

Es la masa total del prototipo considerando el peso de las bobinas (manguera polietileno de alta densidad), estructura de base y rueda hidráulica.

Por otra parte, la masa de agua que estará dentro de la tubería espiral se determina por:

$$m_{H_2O} = \rho \times A \times L_t$$

Donde:

ρ_{H_2O} : densidad del agua (1000kg/m³)

A: área interna de la manguera

L_t : longitud total de la manguera.

Por otra parte, la longitud total de la manguera se determina por:

$$L_t = n_r \left(\frac{h_c + h_n}{2} \right)$$

Seguidamente, el peso total se determina por:

$$W_t = g(m_p + m_{\text{agua}})$$

2.15. Diseño de los espirales de la bomba tipo espiral

2.15.1. Presión atmosférica

La presión atmosférica en función de la altura se puede expresar por:

$$P_z = P_0 \times e^{-\alpha z}$$

Sabiendo que:

- P_0 : presión atmosférica a nivel del mar
- ρ_{aire} : densidad del aire
- g : aceleración de la gravedad(gravedad)

Tabla 1

Parámetros generales

Parámetros generales			
Parámetros	Símbolo	Valor	Unidad
Aceleración de la gravedad	g	9.81	m/s^2
Presión atmosférica	P_0	101325	Pa
Densidad del agua	ρ_{agua}	1000	kg/m^3
Densidad del aire	ρ_{aire}	1.225	kg/m^3

Nota: Elaboración propia

Tabla 2

Parámetros para el prototipo de la bomba

Parámetros	Símbolo
Número de vueltas	N

Radio interno	r
Área transversal del tubo	A
Radio de la bomba	R

Nota: Elaboración propia

En consecuencia, el valor " α " se determina por la siguiente formula:

$$\alpha = \frac{\rho_{\text{aire}} \times g}{P_0}$$

Una vez calculado el valor de α se puede determinar el valor de la altitud.

Para calcular La presión a esa altura se determina por:

$$P_z = P_0 \times e^{-\alpha z}$$

Para calcular la presión en base a metros de columna de agua (mca) se realiza mediante la siguiente formula:

$$P_a = P_z \times \frac{10.33\text{m}}{P_0}$$

2.15.2. Diámetro de la primera espira o diámetro óptimo de la rueda

Asimismo, Quaranta (2020) determinó que el diámetro exterior óptimo de la rueda (D_{opt}) debe cumplir la siguiente condición:

$$D_{\text{opt}} \geq 2.1 * H_c$$

Por otro lado, tenemos que el diámetro exterior el igual a la altura de la primera espira, por lo tanto:

$$D_{\text{ext}} = D_{\text{opt}} = h_c$$

2.15.3. Altura enésima de la enésima espira

Teniendo estos parámetros, la altura en la enésima espira de la bobina (h_n) se determina por:

$$h_n = \frac{(P_a + h_c) \times h_c}{P_a + H}$$

2.15.4. Número de espiras

El número de espiras (n) se determina por:

$$n = \frac{2H}{h_c + h_n}$$

Según Tailer (2005) al diseñar una bomba de tipo espiral, es aconsejable agregar un margen del 20% al número de espiras calculado; por lo tanto, el número real de espiras (n_r) se determina por:

$$n_r = 1.2 \times n$$

2.15.5. Diámetro máximo de espira

El diámetro máximo de espira (d_s) se determinar por:

$$d_s = \frac{h_c - h_n}{2n_r}$$

Para el proyecto se ha seleccionado una manguera polietileno de alta densidad (HDPE) PN10 de 25mm de diámetro exterior.

2.15.6. Velocidad de la rueda hidráulica

El fluido en el canal tiene una velocidad superficial media de 1m/s y según Adanta et al. la velocidad de la rueda está en función de la velocidad del canal (v_c) y del radio exterior de la rueda (r_s) y se recomienda que el coeficiente de velocidad (ϕ) este entre 0.38 a 0.4; esta condición proviene de resultados experimentales.

Por lo tanto, La velocidad de la pala (V_p) se determina por:

$$v_p = \phi * V_c$$

2.15.7. Estudios de ruedas hidráulicas flotantes

Un estudio realizado por Zhao et al. (2020) en su artículo “Performance Investigation of the Immersed Depth Effects on a Water Wheel Using Experimental and Numerical Analyses”, cuyo propósito fue investigar el efecto de diferentes profundidades de inmersión en el rendimiento de la rueda hidráulica y en las características del flujo utilizando simulaciones

numéricas (con un error máximo menor al 5%); observaron que antes de una relación de radio sumergido del 68.96%, el coeficiente de potencia aumenta significativamente (rendimiento aumentó significativamente y alcanzó una eficiencia máxima de 16.98%); sin embargo, después de eso, el coeficiente de potencia óptimo comienza a aumentar mucho más lentamente hasta una relación de radio inmerso del 82.76% (punto máximo en una relación de radio sumergido y alcanzó una eficiencia máxima del 18.05%). Finalmente, se observó que el torque se vuelve negativo cuando el radio de inmersión alcanza el 96.56%, lo cual sugiere que la rueda hidráulica no puede operar en esta configuración.

Teoh, Wong y Lim (2021) en su artículo “Investigation of design parameters on self-floating water wheel for micro-hydropower generation”, estudiaron diversos parámetros como, el perfil del álabe (plano y curvo), el número de palas (4, 6, 8) y la relación de radio inmerso (0.6, 0.7, 0.8). Los resultados mostraron que los álabes curvos en la rueda hidráulica superan en rendimiento a las palas planas. Asimismo, se observó que el diseño óptimo para obtener el mejor rendimiento debe tener una configuración de seis álabes con una relación de radio inmerso de 0.8.

Tevata e Inprasit (2011) en su artículo “The Effect of Paddle Number and Immersed Radius Ratio on Water Wheel Performance”, llevaron a cabo pruebas utilizando diversos modelos de ruedas hidráulicas en un canal de agua. Para impulsar el agua a través del canal, se empleó una bomba de 3 HP con una velocidad constante de 0.3 m/s. Durante las pruebas, se ajustó la carga de torque y se midió la velocidad de rotación de cada modelo, lo que permitió determinar su potencia máxima. Se varió el número de paletas en los modelos de 6 a 12, mientras que el radio inmerso se modificó en un rango de 0.05 a 0.15 m, manteniendo constante el radio total de la rueda de agua en 0.20 m. Esto se hizo para lograr diferentes relaciones de radio inmerso: 0.25, 0.5 y 0.75. Los resultados revelaron que el mejor rendimiento se alcanzó con un número de paletas de 6 y una relación de radio inmerso de 0.5. Para la relación de radio

inmerso de 0.75, la gran fuerza de arrastre en la parte posterior de las paletas resultó en una potencia más baja en comparación con la relación de radio inmerso de 0.5; esto indica que hay un equilibrio óptimo entre la fuerza de arrastre y la fuerza de impulso del agua para maximizar la generación de energía. Por el contrario, la relación de radio inmerso de 0.25 mostró la potencia más baja debido a su pequeña área de impulso de agua.

2.15.8. Profundidad de pala sumergida

Para este estudio se consideró una relación de radio inmerso de 1/2 (0.5).

2.15.9. Profundidad de pala no sumergida

La profundidad de pala no sumergida (H_{s-no}) se determina por:

$$H_{s-no} = \left(\frac{h_c}{2}\right) (1 - H_s)$$

2.15.10. Velocidad angular

La velocidad angular es una medida del número de vueltas de la rueda en un determinado tiempo.

La velocidad angular (N_c) se determina por:

$$N_c = \frac{v_p}{H_{s-no} \times 2\pi \text{ rad}}$$

2.16. Diseño de la rueda hidráulica

Las espirales pueden describirse como una sucesión fija de conductos en forma de U conectados entre sí por presión, donde cada conducto equivale al volumen de agua (que se considera constante y equivalente a la mitad del volumen total del primer serpentín) más el volumen de aire. De igual manera, el aire es compresible, lo que provoca que el volumen de cada conducto en U se reduzca conforme se aproxima al centro de la rueda (Tailer, 2005).

2.16.1. Dimensionamiento de la rueda hidráulica

El tamaño básico de la rueda de agua depende de la velocidad del flujo de agua, el volumen de agua (Q) que actúa en un punto fijo en la rueda de agua y la profundidad del nivel

del agua (H_c) por lo que, para garantizar la eficiencia y la compacidad de la rueda de agua, su diámetro externo debe seleccionarse de acuerdo con la siguiente regla: $D_{ext} \geq 2.1 * H_c$ (Kodirov & Tursunov, 2019).

por otra parte, el ingeniero alemán Carl von Bach (1886) recomienda que:

$$D_{ext} = H_c + 3.5m.$$

2.16.2. Profundidad de la rueda

La profundidad de la rueda en el agua, es decir, la diferencia entre los diámetros externo e interno se determina mediante la ecuación que se determinó anteriormente que es una formula encontrada mediante un enfoque empírico (Zaman & Khan, 2012).

$$\delta \geq k \times \sqrt[3]{\frac{D_{ext}}{H_c}}$$

Donde $0.4 \leq k \leq 0.5$ es el coeficiente de flujo de agua en la pala de la rueda.

por lo tanto, se puede calcular la profundidad máxima y profundidad mínima:

Profundidad mínima (δ_{min})

$$\delta_{min} \geq 0.4 \times \sqrt[3]{\frac{2m}{0.9m}}$$

Profundidad máxima (δ_{max})

$$\delta_{max} \geq 0.5 \times \sqrt[3]{\frac{2m}{0.9m}}$$

Como se vio en el estudio de ruedas flotantes; por lo que, el diámetro interior (D_{int}) se puede determinar por:

$$D_{int} = D_{ext} - 2\delta_{min}$$

2.16.3. Ángulo de entrada de agua en la rueda hidráulica

Según Kodirov y Tursunoy (2019), el ancho de una rueda hidráulica (B) se define mediante:

$$B = \frac{Q}{k \times V_c \times \delta_{min}}$$

Según Kodirov y Tursunoy (2019) el área de los álabes (S) de la rueda hidráulica se puede determinar por:

$$S = B \times \delta_{\min} \left[1 + \frac{\cos(2 \alpha)}{\sin(\alpha)} \right]$$

Asimismo, la longitud del álabe (l) se determina por:

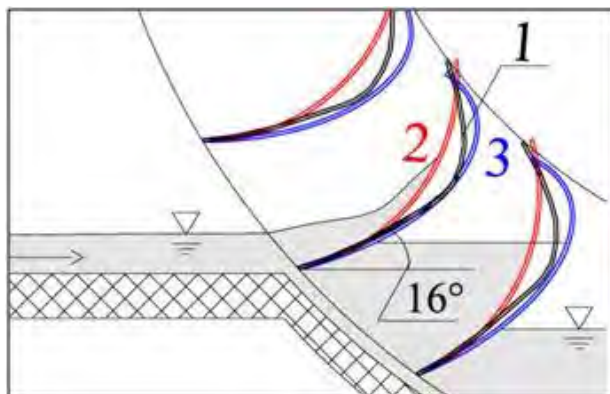
$$l = \sqrt{B^2 + \delta_{\min}^2}$$

Finalmente, Kodirov y Tursunoy (2019) mencionan que el ángulo debe ser seleccionado estratégicamente para maximizar la eficiencia del álabe al entrar en contacto con el agua, asegurando que la fuerza de la corriente sea máxima en ese momento y se minimice al salir del agua.

Weisbach en 1849 describe el procedimiento para ruedas Poncelet, donde se requiere una inclinación de la punta del álabe en el punto de impacto a 16° (Quaranta y Revelli, 2017). Asimismo, un estudio realizado por Kodirov y Tursunov (2019) mostraron que cuando las palas están ubicadas en ángulo con la superficie del agua $\alpha = 15^\circ$, producen energía eléctrica cercano al ángulo determinado por el método teórico $\alpha = 16^\circ$. Por lo tanto, En la Figura (11) se muestra el ángulo en la punta del álabe, respecto al nivel del agua.

Figura 11

Ángulo de ataque en la punta del álabe



Nota: Tomado de Quaranta y Revelli(2017) del artículo "CFD simulations to optimize the blade design of water wheels" pág. 29.

En el diseño hidráulico, el ángulo α es una variable clave que representa la inclinación de las aspas en relación con la superficie del agua. Este ángulo no solo es una medida geométrica, sino un factor crucial que determina cómo el agua interactúa con las palas en su recorrido espiral. Junto con el ancho de las aspas, representado por B , que define la superficie de contacto con el fluido, el ángulo α se selecciona cuidadosamente para maximizar la fuerza ejercida por el agua sobre las palas al entrar y minimizarla al salir. Esta calibración optimiza el ciclo de impulso y el rendimiento del sistema, convirtiendo al ángulo α en un elemento esencial que convierte el movimiento del agua en energía útil y mejora la eficiencia del sistema hidráulico.

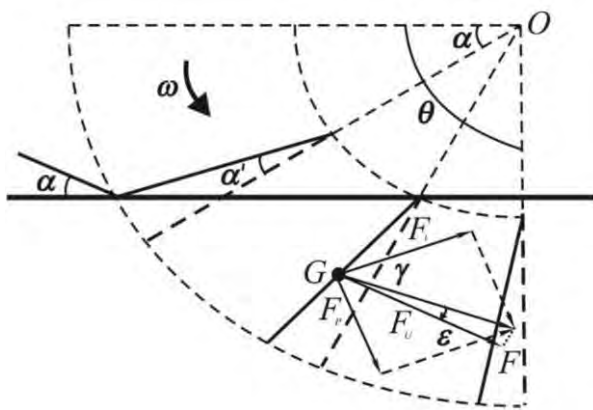
$$\alpha = 180^\circ - \left[\sin^{-1} \left(\frac{D - 2l}{D} \right) \right]$$

Donde l es la longitud de la pala y se calcula como:

$$l = \sqrt{B^2 + \delta^2}$$

Figura 12

Ángulo de los álabes



Nota: Tomado del artículo "Calculation of Water Wheel Design Parameters for Micro Hydroelectric Power Station", por Kodirov y Tursunov (2019).

2.16.4. Curvatura de la pala de la rueda hidráulica

El surgimiento de la pala desde debajo del agua es determinante para el ángulo óptimo de la pala (β); asimismo, es la altura sumergida de la pala (H_s). Por lo tanto:

$$\beta = \cos^{-1} \left[\sqrt{1 - \left(1 - \frac{H_s}{D_{\text{ext}}}\right)} \right]$$

La forma curvada de la parte frontal de la pala se define mediante un círculo de diseño; el cuál se determina por:

$$r_s = \frac{\left(\frac{D_{\text{ext}}}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{\text{int}}}{2}\right)^2}{D_{\text{ext}} \times \cos(\beta) + D_{\text{int}}}$$

El centro del círculo de construcción para la curvatura de la pala se determina por:

$$r_{k2} = \frac{D_{\text{int}}}{2} + r_s$$

La parte trasera recta de la pala se construye de manera similar a Müller (1899), usando una tangente al círculo de diseño y otra al círculo centrado en la rueda con radio r_{k1} .

$$r_{k1} = \frac{H_s}{2}$$

El número de palas según Müller (1899) se puede determinar mediante la siguiente ecuación:

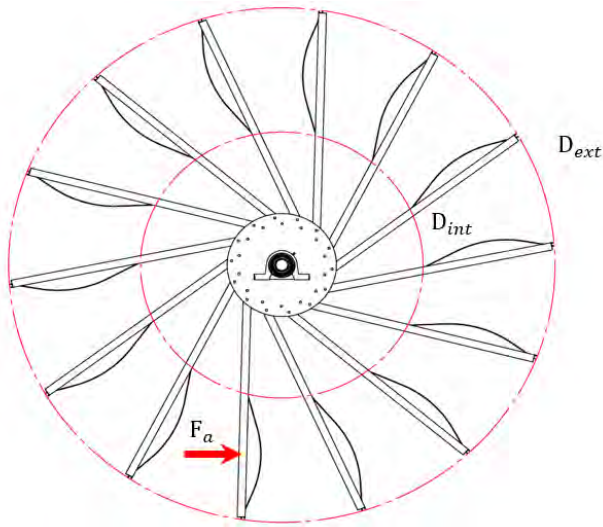
$$Z = \frac{\pi * D_{\text{ext}}}{0.45m}$$

2.17. Fuerza en el álabe

La presión que se aplica sobre el aspa de la rueda hidráulica es la responsable de generar la rotación de la rueda, transformando así la energía cinética del flujo de agua en energía mecánica. Este proceso de conversión es crucial para el funcionamiento de la rueda hidráulica, ya que aprovecha la energía del agua en movimiento para producir trabajo mecánico. El esquema de la fuerza aplicada se ilustra de manera detallada en la Figura (13), proporcionando una representación visual clara de cómo la fuerza del agua interactúa con el aspa, permitiendo su rotación y el aprovechamiento de la energía hidráulica de manera eficiente.

Figura 13

Fuerza ejercida en el alabe de la bomba espiral.



Nota: Elaboración propia.

Según Denny (2004), la fuerza total ejercida sobre las palas de la rueda hidráulica (F_a) es variable y se determina mediante la siguiente ecuación:

$$F_a = \rho \times v_c^2 \times S \times (1 - c)$$

Donde:

- F_a : fuerza total ejercida sobre las palas de la rueda hidráulica
- V_c : Velocidad del flujo másico en el canal
- S^* : Área sumergida proyectada de la pala
- c : es constante, el valor de c esta entre $0 < c < 1$.

Tomándose para este estudio un valor de 0.5.

El valor de c es una relación entre la velocidad periférica de la rueda (v_r) y la velocidad media del agua entrante (v_c).

La velocidad periférica se define como:

$$v_r = \omega R \cong c \times v_c$$

2.18. Reacciones en los cojinetes

Las reacciones en la coordenada “y” se genera debido al peso de la bomba espiral; por otra parte, las reacciones en la coordenada “x” se generan debido a la fuerza ejercida en el álabe de la rueda hidráulica.

Las reacciones en los cojinetes se determinan por:

$$R_x = \frac{F_a}{2}$$

$$R_y = \frac{W_t}{2}$$

2.19. Momento torsional resultante

Según Hernández (2021), el momento torsional en una rueda hidráulica se determina por:

$$T = F_a \left[D_{int} + \frac{D_{ext} - D_{int}}{2} \right]$$

2.20. Momento flector resultante

Según Hernández (2021), el momento flector se determina por:

$$M = W_t \left(\frac{L_e}{2} \right)$$

2.21. Factor de seguridad

El coeficiente de seguridad (F.S.) es un indicador crucial que refleja la relación entre la capacidad máxima estimada de un sistema y la magnitud real de las fuerzas o exigencias a las que se espera que esté sometido. Este valor no es solo un número; es la esencia misma de la confianza en la robustez del sistema, garantizando que el mismo pueda resistir sin problemas las tensiones, cargas y presiones a las que se verá expuesto en su funcionamiento real. En otras palabras, el coeficiente de seguridad establece un margen adicional de protección, asegurando que, incluso en condiciones extremas o imprevistas, el sistema cuente con una reserva de resistencia que prevenga cualquier tipo de fallo catastrófico o accidente. Este enfoque no solo

es fundamental para la seguridad operativa, sino que también es clave para la longevidad y fiabilidad de los sistemas, proporcionándoles una estabilidad adicional frente a variables no previstas. Con el coeficiente de seguridad, se establece un balance perfecto entre la eficiencia del diseño y la protección ante riesgos, ofreciendo una capa extra de seguridad en cada aspecto del proceso de ingeniería. Cuanto mayor sea el valor del coeficiente de seguridad, mayor será el margen entre la capacidad del sistema y las condiciones operativas extremas, garantizando así un funcionamiento más seguro y fiable bajo circunstancias imprevistas o variables.

2.22. Ejes de transmisión

La norma **ANSI/ASME B106.1M** (1985) presenta el procedimiento de diseño sistemático para determinar el diámetro apropiado de ejes de acero rotativos, ya sean huecos o sólidos, cuando están sometidos a una combinación de flexión cíclica y carga torsional constante, con el objetivo de lograr una vida útil ilimitada.

El diámetro para un eje hueco se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$d_e = \left[\frac{1}{\sqrt[3]{1 - K^4}} \right] \times \sqrt[3]{\frac{32 * F.S.}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$

Donde:

- d_e : diámetro del eje.
- FS: factor de seguridad.
- M: momento flector.
- S_e : límite de fatiga corregido del eje en flexión o resistencia a la fatiga.
- T: par torsional sobre el eje.
- S_y : resistencia a la tensión.
- K: relación de ahuecado

La relación de ahuecado está dada por la relación del diámetro interno d_i entre el diámetro externo d , por lo tanto, $K = d_i / d$.

2.22.1. Falla por fatiga

Las pruebas de flexión rotatoria y los ensayos de tracción uniaxial realizados en aceros indican una variabilidad en los límites de resistencia, que oscila aproximadamente entre el 40 y el 60% de la resistencia a la tracción, alcanzando hasta unos 210 kpsi o 1450 MPa (Budynas & Nisbett, 2020).

El límite de resistencia por fatiga se calcula utilizando la siguiente ecuación.

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Donde S'_e es el límite a la resistencia por fatiga y S_{ut} es la resistencia mínima a la tracción.

2.22.2. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

En su investigación, Marin logró identificar una serie de factores que permiten cuantificar de manera precisa los efectos de múltiples variables, tales como la condición superficial, el tamaño, la carga, la temperatura y otros aspectos relevantes (Budynas & Nisbett, 2020).

La ecuación propuesta por Marin se expresa de la siguiente manera:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$$

Donde:

- k_a : Factor de modificación por la condición superficial.
- k_b : Factor de modificación por el tamaño.
- k_c : Factor de modificación por la carga.
- k_d : Factor de modificación por la temperatura.
- k_e : Factor de confiabilidad.

- k_f : Factor de modificación por efectos varios.
- S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de la máquina, considerando la geometría y la condición de uso.

2.22.2.1. Factor de superficie (k_a)

El factor de superficie está intrínsecamente ligado a la calidad del acabado superficial de la pieza y a la resistencia a la tensión del material utilizado (Budynas y Nisbett, 2020); y se puede representar mediante:

$$k_a = a * S_{ut}^b$$

Donde S_{ut} representa la resistencia mínima a la tensión, y los valores de a y b se muestran en la Tabla (3).

Parámetros de ajuste de la curva para el factor de superficie.

Tabla 3

Acabado superficial

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.21	1.38	-0.067
Maquinado o laminado en frío	2.00	3.04	-0.217
Laminado en caliente	11.00	38.6	-0.650
Como sale de la forja	12.7	54.9	-0.758

Nota: Tomado del libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, por Budynas y Nisbett (2020).

2.22.2.2. Factor de tamaño (k_b)

Se ha observado que el límite de resistencia a la fatiga de especímenes sometidos a cargas de flexión y torsión disminuye ligeramente a medida que aumenta el tamaño del espécimen (Budynas & Nisbett, 2020).

El factor de modificación por tamaño se puede representar mediante:

$$k_b = \begin{cases} 0.879d^{-0.107} & 0.3 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 \leq d \leq 10 \text{ in} \\ 1.24d^{-0.107} & 7.62 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Para cargas axiales, no se observa un efecto de tamaño, por lo tanto, no se aplica ningún factor de corrección.

2.22.2.3. Factor de carga (k_c)

Cuando se llevan a cabo pruebas de fatiga con cargas de flexión rotatoria, carga axial (empuje y tracción) y torsión, los límites de resistencia a la fatiga varían en función de la resistencia última S_{ut} (Budynas & Nisbett, 2020).

El factor de modificación por carga se puede representar mediante:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

2.22.2.4. Factor de temperatura (k_d)

Para aceros que operan a temperaturas constantes por debajo de aproximadamente el 40% del punto de fusión absoluto, que es aproximadamente 380°C (720°F), es probable que el mecanismo principal de vida a fatiga sea el efecto de la temperatura en las propiedades de resistencia (Budynas & Nisbett, 2020).

En consecuencia, el factor de modificación por temperatura se puede representar mediante:

$$k_d = S_T/S_{RT} = 0.99 + 5.9(10^{-4})T_C - 2.1(10^{-6})T_C^2$$

Donde S_T y S_{RT} son las resistencias últimas a la temperatura de operación y a temperatura ambiente, respectivamente, y T_C es la temperatura de operación en grados Celsius.

2.22.2.5. Factor de confiabilidad (k_e)

Experimentalmente, se ha establecido una relación entre el límite de resistencia a la fatiga (S_e) y la resistencia última (S_{ut}) igual a 0.5, lo que representa una línea central a través de los datos dispersos.

El factor de confiabilidad permite ajustar la pendiente de la línea para aumentar la fiabilidad de los puntos de datos que se encuentran por encima de la línea; en consecuencia, el límite de resistencia a la fatiga ajustado (menor) reflejará una mayor confiabilidad en el diagrama S-N, donde los puntos reales de fallo se sitúan por encima de las predicciones de la línea de alta frecuencia (Budynas & Nisbett, 2020).

El factor de modificación por temperatura se puede representar mediante:

$$k_e = 1 - 0.08z_a$$

En este contexto, z_a representa un estadístico Z, el cual se emplea en pruebas de hipótesis para medir y cuantificar la diferencia entre un valor observado y su valor hipotético en la población. Esta diferencia se expresa en términos de unidades de desviación estándar, lo que permite estandarizar los datos y comparar de manera consistente las variaciones dentro de diferentes contextos o muestras. El estadístico Z proporciona una forma de evaluar cuán significativa es la diferencia observada en relación con la variabilidad esperada, facilitando la toma de decisiones sobre la hipótesis nula.

Este estadístico permite evaluar si los resultados observados son significativamente diferentes de lo que se esperaría bajo la hipótesis nula (Hernández, 2021). Los valores correspondientes a esta prueba se presentan en la Tabla (4), que proporciona las distribuciones Z para diferentes niveles de significancia y grados de libertad.

Factores de fiabilidad k_e corresponden a una desviación típica del 8% del límite de resistencia.

Tabla 4*Factores de confiabilidad*

Confiabilidad (%)	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0.000	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702

Nota: Tomado del libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, por Budynas y Nisbett (2020).

2.22.2.6. Factor de efectos varios (k_f)

A existencia de irregularidades o discontinuidades, como agujeros, ranuras o muescas, provoca un incremento significativo en los esfuerzos internos cercanos a esas discontinuidades. Estas alteraciones en la geometría de un componente actúan como concentradores de esfuerzos, generando una mayor concentración de tensión en las áreas circundantes. Esto puede llevar a una disminución en la resistencia del material, favoreciendo la formación de fisuras o fracturas en puntos críticos del diseño (Budynas & Nisbett, 2020).

El factor de modificación por estos efectos se puede representar mediante:

$$k_e = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \sqrt{a}/\sqrt{r}}$$

Donde K_t es el factor de concentración de esfuerzos (los valores se muestran en la Figura 14), r_m representa el radio de la muesca y $\sqrt{a}$ es la constante de Neuber. La constante de Neuber para los aceros, se correlaciona con la resistencia última y puede representarse mediante las siguientes ecuaciones:

Para flexión:

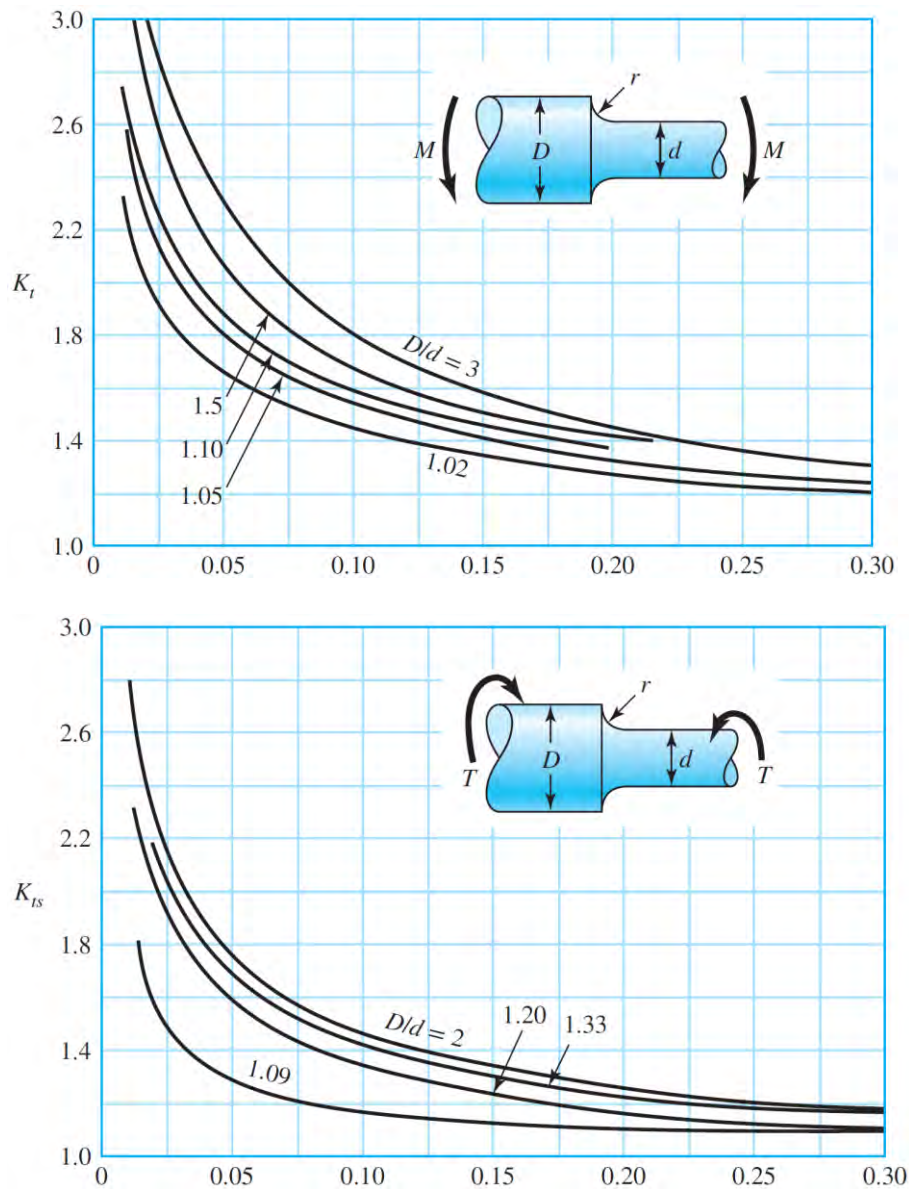
$$\sqrt{a} = 1.24 - 2.25(10^{-3})S_{ut} + 1.60(10^{-6})S_{ut}^2 - 4.10(10^{-10})S_{ut}^3$$

Para torsión:

$$\sqrt{a} = 0.958 - 1.83(10^{-3})S_{ut} + 1.43(10^{-6})S_{ut}^2 - 4.11(10^{-10})S_{ut}^3$$

Figura 14

Factores K_t para flexión y K_{ts} para torsión



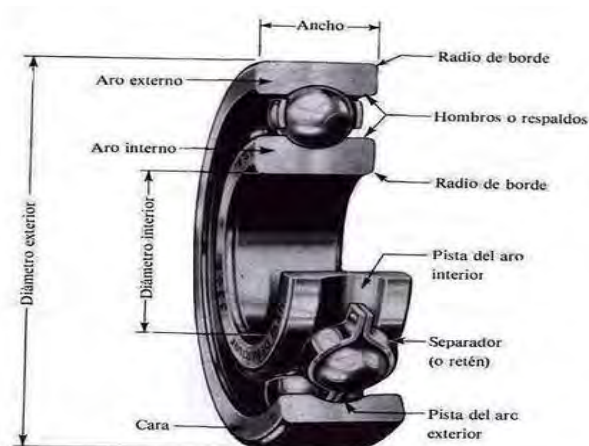
Nota: “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, por Budynas y Nisbett (2020).

2.23. Rodamientos

Los cojinetes son componentes cruciales que desempeñan el rol de transmitir las cargas entre los diferentes elementos de la maquinaria, a la vez que sostienen y guían partes rotativas u oscilantes, como ejes, árboles o ruedas. Gracias a su alta precisión y baja fricción, los cojinetes permiten alcanzar altas velocidades de rotación sin comprometer el rendimiento. Su diseño optimizado no solo facilita un funcionamiento eficiente, sino que también contribuye a la reducción del ruido, minimizando las vibraciones indeseadas. Además, al disminuir la generación de calor y el desgaste de los componentes, los cojinetes ayudan a prolongar la vida útil de las máquinas y sistemas en los que se emplean. Este conjunto de ventajas también se traduce en una importante reducción del consumo energético, ya que la fricción minimizada implica una menor necesidad de energía para mantener las rotaciones, lo que mejora la eficiencia global del sistema. En el contexto específico de nuestro análisis, el tipo de rodamiento que se seleccionará es el rodamiento de bolas, dado que este tipo es particularmente eficiente en aplicaciones donde solo se presenta carga radial.

Figura 15

Partes principales de un rodamiento



Nota: Badiola, (2004)

2.23.1. Los rodamientos se clasifican según

La manera en que soportan las cargas:

- Radiales
- Axiales
- Combinados

Los tipos de elementos rodantes que tienen como:

- Esferas
- Cilindros
- Esféricos
- Cónicos
- Agujas

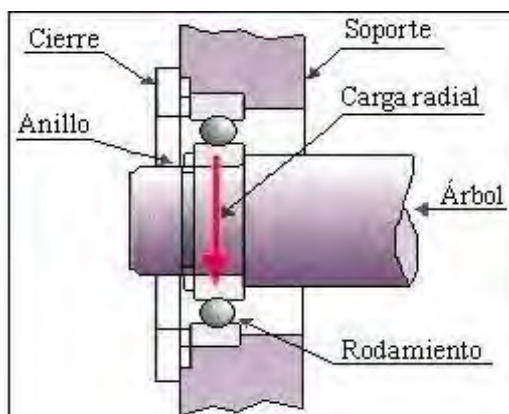
2.23.2. Tipos de rodamientos según la carga que soportan

2.23.2.1. Rodamientos radiales

Diseñados específicamente para soportar cargas que actúan en dirección perpendicular al eje de giro, la carga radial genera reacciones en los soportes, igualmente en dirección radial.

Figura 16

Rodamiento carga radial



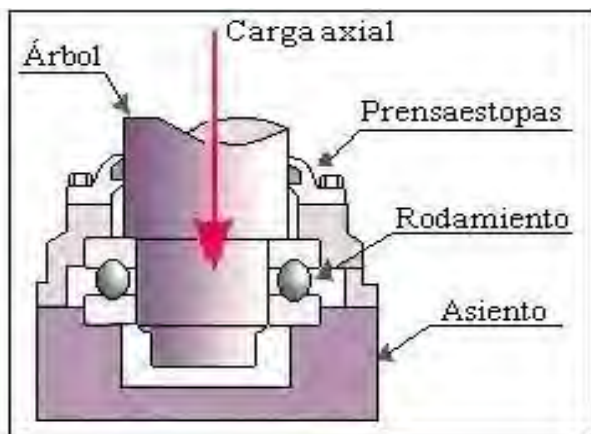
Nota: Portal ESO, (s.f)

2.23.2.2. Rodamientos axiales

Diseñados para resistir fuerzas aplicadas en dirección paralela al eje de rotación, los cojinetes generan reacciones que actúan en sentido opuesto a la carga aplicada. Esto asegura que la carga se distribuya de manera adecuada sin comprometer la integridad del sistema. Dado este tipo de carga, solo se utilizan rodamientos de bolas, ya que son los más adecuados para soportar este tipo de esfuerzos, garantizando un rendimiento óptimo y eficiente en aplicaciones con carga radial.

Figura 17

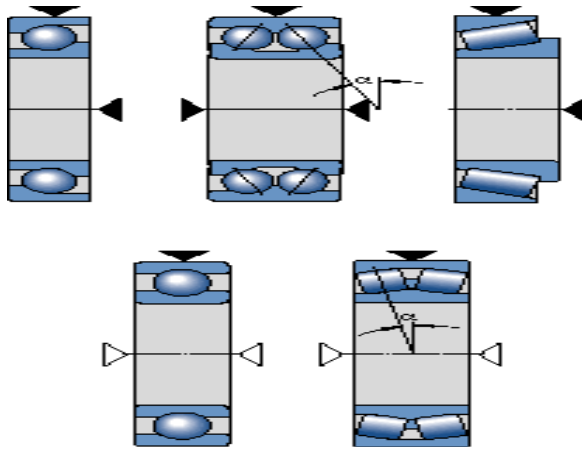
Rodamiento de carga axial



Nota: Portal ESO, (s.f)

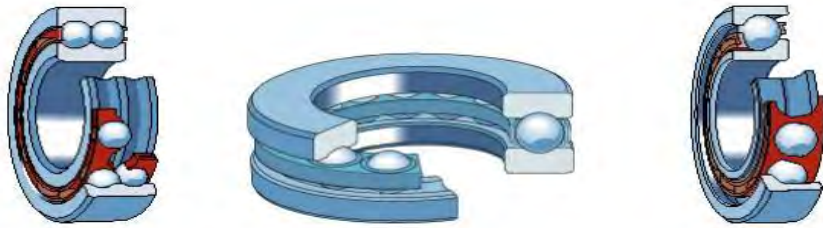
2.23.2.3. Rodamientos para cargas combinadas

Este diseño está preparado para soportar una combinación de fuerzas axiales y radiales, lo que implica que el sistema experimenta reacciones en los soportes que se generan en dirección contraria a las fuerzas aplicadas. Este tipo de configuración permite que el cojinete gestione tanto fuerzas perpendiculares al eje de rotación como aquellas alineadas con el eje, asegurando una distribución equilibrada de las cargas a lo largo de los componentes.

Figura 18*Rodamiento de carga combinada**Nota: SKF G., (2014)***2.23.3. Rodamientos de contacto angular****2.23.3.1. Rodamientos rígidos de bolas**

Los rodamientos de bolas son esenciales en aplicaciones con cargas radiales, ofreciendo un rendimiento suave y fiable. Bajo carga de empuje, la fuerza se transmite a través de las bolas hacia la carcasa, asegurando eficiencia y manteniendo la integridad del sistema. Estos rodamientos manejan tanto cargas radiales como axiales, proporcionando flexibilidad y durabilidad en diversas condiciones operativas.

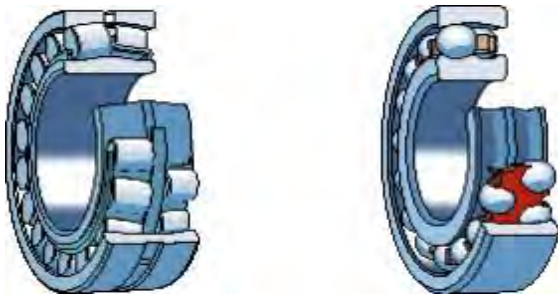
De acuerdo con Quijorna (2007), los rodamientos de bolas de contacto angular son particularmente efectivos para soportar cargas de empuje significativas, o en casos donde se presentan cargas combinadas. En la figura 19, se ilustran los rodamientos con filas de bolas, que son adecuados para tales aplicaciones, proporcionando una distribución eficiente de las fuerzas en direcciones específicas.

Figura 19*Rodamientos rígidos de bolas**Nota: SKF G., (2014)***2.23.3.2. Rodamientos de rodillos cilíndricos**

Según Quijorna (2007), los rodamientos de rodillos se caracterizan por un cambio en su diseño interno que mejora la capacidad de carga radial. En teoría, el contacto entre el rodillo y la pista debería ser una línea, pero este contacto se transforma en una forma rectangular cuando las piezas se deforman debido a la carga aplicada.

Figura 20*Rodamientos de rodillos cilíndricos**Nota: SKF G., (2014)***2.23.3.3. Rodamientos auto alineados**

El rodamiento de rodillos cónicos es un tipo especializado de rodamiento que tiene la capacidad de alinearse automáticamente. Este nombre se debe a la rotación relativa entre la pista externa, los rodillos y la pista interna, que ocurre cuando hay una desalineación angular. Esta característica permite que el rodamiento maneje de manera eficiente las desalineaciones, mientras mantiene su capacidad para soportar fuerzas radiales significativas (Quijorna, 2007)

Figura 21*Rodamientos autos alineados**Nota: SKF G., (2014)***2.23.3.4. Rodamientos de rodillos cónicos**

Estos rodamientos son ampliamente utilizados y son especialmente adecuados cuando las fuerzas de empuje y radiales son elevadas. Son comunes en aplicaciones como vehículos, donde su desempeño destacado bajo cargas radiales hace que sean una opción preferida. Su capacidad para soportar altas cargas, tanto radiales como axiales, les permite garantizar un funcionamiento eficiente y duradero en entornos exigentes (Quijorna, 2007).

Figura 22*Rodamientos de rodillos cónicos**Nota: SKF G., (2014)***2.23.3.5. Rodamientos de agujas**

Son una variante de los rodamientos de rodillos cilíndricos, destacándose por su menor tamaño y su limitada capacidad para manejar empujes y desalineaciones (Quijorna, 2007).

Figura 23*Rodamiento de Agujas**Nota: SKF G., (2014)***2.24. Juntas de soldadura****2.24.1. Tamaño mínimo de soldadura de filete**

El Comité de Soldadura Estructural de la American Welding Society (AWS) establece un tamaño mínimo de soldadura (ver Tabla 5), que se aplica si es mayor que el tamaño requerido para la resistencia.

Tabla 5*Tamaños mínimos de soldadura de filete*

Base Metal Thickness (T)		Minimum Size of Fillet Weld	
in.	mm	in.	mm
$T \leq 1/4$	$T \leq 6$	1/8	3
$1/4 < T \leq 1/2$	$6 < T \leq 12$	3/16	5
$1/2 < T \leq 3/4$	$12 < T \leq 20$	1/4	6
$3/4 < T$	$20 < T$	5/16	8

Nota: Tomado de American Welding Society (AWS) Committee on Structural Welding, 2000, Structural Welding Code-Steel, D1.1:2000, Miami: American Welding Society.

2.24.2. Tipo de electrodo a utilizar

Las propiedades de los electrodos varían según su tipo y aplicación. La Tabla (6) ofrece una lista detallada de las propiedades mínimas de diferentes clases de electrodos, incluyendo

resistencia a tracción, composición química y capacidad de carga. Esta información permite a ingenieros y soldadores seleccionar el electrodo adecuado para garantizar un rendimiento óptimo y una soldadura de calidad en las condiciones específicas de trabajo.

Tabla 6

Propiedades mínimas del metal de soldadura

AWS	Electrode	Tensile Strength kpsi	Yield Strength, kpsi	Percent
Number		(MPa)	(MPa)	Elongation
E60xx		62 (427)	50 (345)	17–25
E70xx		70 (482)	57 (393)	22
E80xx		80 (551)	67 (462)	19
E90xx		90 (620)	77 (531)	14–17
E100xx		100 (689)	87 (600)	13–16
E120xx		120 (827)	107 (737)	14

Nota: Tomado del libro "Shigley' Mechanical Engineering Design", por Budynas y Nisbett (2020).

Según la Sociedad Americana de Soldadura (2001), en su ampliamente reconocido libro “Welding Handbook”, se establece que la resistencia a cortante de diseño para el metal de soldadura de acero en soldaduras de ranura y de filete, cuando se emplea el Factor de Carga y Resistencia (LRFD), es aproximadamente el 45% de la resistencia a tracción nominal del metal de soldadura. Esta relación se expresa a través de la fórmula $0.75 * 0.6 * F_{EXX} = 0.45 * F_{EXX}$, donde F_{EXX} representa la resistencia a tracción última mínima especificada del metal de soldadura, medida en unidades de ksi (kilolibras por pulgada cuadrada) o en MPa (megapascuales). Este principio es fundamental en la ingeniería de soldadura, ya que proporciona una base técnica para dimensionar adecuadamente las soldaduras, garantizando que puedan soportar las fuerzas de cortante que se les aplicarán durante el funcionamiento. Al seguir estas pautas, se asegura que las uniones soldadas no solo sean eficientes, sino también

seguras y duraderas, optimizando la integridad estructural de las piezas unidas. Este enfoque, ampliamente aceptado en la industria, permite diseñar sistemas de soldadura que cumplen con altos estándares de calidad y rendimiento, minimizando el riesgo de fallas durante su operación.

Asimismo, la American Institute of Steel Construction (1994) en su libro Load and Resistance Factor Design, señala que, para una soldadura en ángulo cargada a cortante en su área efectiva corresponde un factor $\phi = 0.75$ la resistencia de diseño del metal de soldadura se determina por:

$$\phi R_n = F_w \times A_w$$

Donde:

- F_w : $0.6 \times F_{EXX}$ (siendo F_{EXX} la resistencia a tracción última mínima especificada del metal de soldadura)
- A_w : Área efectiva de la soldadura

Para soldar las piezas del proyecto se utilizó Electrodo revestido del tipo celulósico con clasificación E6011 (Norma técnica: AWS A5.1 / ASME-SFA 5.1 E6011), que tiene en el área efectiva del metal de soldadura una resistencia última a la tracción de 413 MPa.

La resistencia nominal corregida del metal de soldadura se determina utilizando los procedimientos LRFD, como sigue:

$$\phi F_n = 0.75(0.6 \times F_{EXX})$$

2.24.3. Dimensionamiento de cordones de soldadura

El momento torsional es aplicado al eje hueco debido a la fuerza sobre las palas de la rueda hidráulica. Por lo tanto, según la Sociedad Americana de soldadura (2001) en su libro "Welding Handbook".

La fuerza por unidad de longitud aplicado en la junta de soldadura se determina por:

$$\tau = \frac{T \times c}{J_w}$$

Donde:

- T: torque en la junta de soldadura
- c: distancia del eje neutro a las fibras extremas de la línea de soldadura
- J_w : momento polar de inercia de la línea de soldadura

El momento polar de inercia se determina por:

$$J_w = 2\pi \left(\frac{d}{2}\right)^3$$

Donde:

d: diámetro de la línea de soldadura

Además, siendo $c = d/2$

La garganta efectiva (E) de la junta de soldadura se determina por:

$$E = \frac{\tau}{\phi F_n}$$

El tamaño de soldadura (S), según Khurmi y Gupta (2005) se determina por:

$$s = \frac{E}{\sin 45^\circ}$$

Asimismo, el torque máximo (τ_{max}) que puede soportar la junta soldada se determina por:

$$\tau_{max} = \frac{\pi \times s_{aws} \times d^2 \times (\phi F_n)}{2.83}$$

Por lo tanto, según K. Lingaiah (2003) en su libro "Machine Design Databook", la fuerza por unidad de longitud aplicado en la junta de soldadura se determina por:

$$P_r = \sqrt{P_d^2 + P_n^2 + 2 \times P_d \times P_n \times \cos \theta}$$

Donde:

- $P_d = \frac{F_a}{l}$
- $P_n = \frac{F_a \times e \times r}{J_w}$

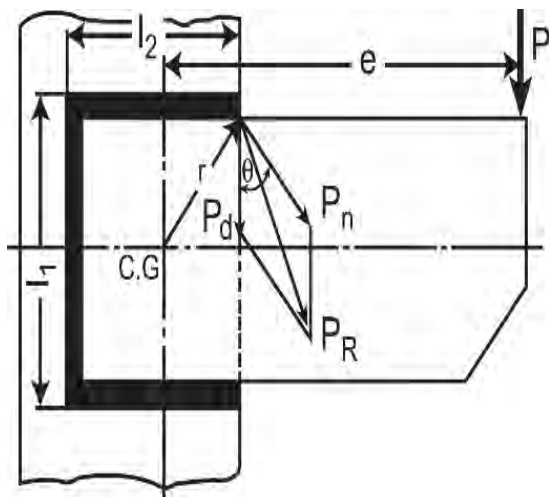
- $J_w = \frac{(l_2)^3}{3} \left(\frac{l_2 + 2l_1}{2l_2 + l_1} \right) + \frac{(l_1)^2}{12} (6l_2 + l_1)$
- $\cos \theta = \frac{l_2}{\sqrt{(l_1)^2 + (l_2)^2}}$

Donde:

- P_r : carga resultante por unidad de longitud de soldadura
- P_d : carga directa por unidad de longitud de soldadura
- P_n : carga debida a la flexión por unidad de longitud de soldadura.
- l : longitud efectiva de la soldadura
- e : longitud del eje neutro a la carga
- r : distancia del eje neutro a las fibras extremas de la línea de soldadura
- J_w : momento polar de inercia de la línea de soldadura
- l_1 : longitud de la línea de soldadura vertical
- l_2 : longitud de la línea de soldadura horizontal

Figura 24

Configuración de soldadura en la pala



Nota: tomado del libro Load and Resistance Factor Design.

CAPITULO III: DISEÑO CONCEPTUAL

3.1. Modelo VDI 2221

La VDI 2221, conocida como “Enfoque sistemático de los sistemas y productos técnicos”, es un estándar reconocido que ofrece una metodología detallada para el desarrollo de productos. Su estructura organizada facilita el diseño y la implementación de sistemas técnicos, asegurando una planificación precisa y un seguimiento en cada etapa del proceso. Esta metodología optimiza los recursos y el tiempo de desarrollo, garantizando que el producto final cumpla con los estándares técnicos y las expectativas de calidad. La VDI 2221 es clave en ingeniería, guiando a los profesionales para crear soluciones eficaces y optimizadas a través de un enfoque estructurado. En nuestra disertación sobre la "Metodología de Diseño de Ingeniería", aplicamos esta norma, que divide el proceso de diseño en tres fases principales para asegurar que el producto sea funcional, estético, viable técnicamente y económicamente. La norma proporciona un marco estructurado para guiar a los diseñadores a través de un proceso que comienza con la definición del problema, continúa con la planificación del diseño y culmina en la realización detallada del producto, asegurando que todas las necesidades y desafíos sean abordados de manera efectiva en cada etapa:

3.2. Fase I: La comprensión de la solicitud

La fase inicial busca entender el problema identificado con el fin de establecer cálculos adecuados, las especificaciones de los materiales de la bomba espiral, las limitaciones y los recursos tecnológicos, personal, gastos, insumos, entre otros.

3.2.1. Estado de tecnología

Esta etapa implica la investigación y selección de los principios hidráulicos y mecánicos necesarios para diseñar y construir una bomba espiral eficiente, considerando su aplicación en sistemas de riego con bajo costo de fabricación y operación.

3.2.2. Lista de exigencias

La lista de exigencias es un contrato formal entre el diseñador y el cliente, que define los términos y condiciones del proyecto. Este documento clave surge de la fase de comprensión de la solicitud, donde se recopilan y organizan todas las funciones, características y requisitos del proyecto. A lo largo de este proceso, se responde a preguntas clave para establecer los parámetros del diseño, asegurando que se comprendan y se satisfagan las expectativas del cliente. Este enfoque garantiza una planificación cuidadosa y proporciona una base sólida para un desarrollo eficiente y exitoso.

- ¿Qué propósitos tiene que satisfacer la solución?
- ¿Qué propiedades debe tener esta solución?
- ¿Qué propiedades no debe tener esta solución?

Tabla 7

Lista de exigencias

Lista de exigencias				
Proyecto		Autores		
“Diseño y construcción de una bomba-espiral de 0.5 kW de potencia utilizando la energía cinética de un canal de riego”		Fecha		02/11/2023
		Quispe Julio		Asesora:
		Romario Villaca	Revisado	Evelyn G. Tamayo
Característica	Deseo o exigencia	Descripción	Responsable	
Requerimientos generales				
Función principal	E	Bombear agua para riego	Quispe Julio	
Geometría	E	Capaz de integrarse en canales de riego.	Quispe Julio	
		Diámetro máximo de rueda: 2 m		

Fuerza	E	Soporte de carga dinámica (fuerza del agua + peso de componentes).	Villaca Romario
Energía	E	Aprovechar la energía cinética de canales de riego	Quispe Julio
Señal	E	La bomba espiral contará con señal de apertura y cierre para el flujo de agua. Señal de presión de salida de agua.	Quispe Julio
Seguridad	E	Cumplir normas ISO 4413 (hidráulica) y protección contra sobrecargas mecánicas. Los elementos serán diseñados y adquiridos de manera que proteja al usuario.	Villaca Romario
Ergonomía	D	El uso de la bomba no causará fatiga al usuario y será de fácil operación. De fácil adquisición de sus elementos en el mercado local.	Villaca Romario
Construcción	E	De fabricación en talleres en locales. Uso de materiales reciclables y bajo impacto ambiental.	Villaca Romario
Montaje	D	De fácil montaje con herramientas manuales. La bomba deberá ser transportada en la tolva de una	Quispe Julio
Transporte	D	camioneta. De fácil transporte para la instalación en canal de riego.	Quispe Julio

uso	E	Operación continua (24 hr/día, 365 días/año)	Quispe Julio
Mantenimiento	E	De fácil acceso a espiras y paletas para su limpieza/reemplazo (sin herramientas especiales).	Villaca Romario
Costos	D	Presupuesto máximo: S/5,000 (materiales y mano de obra).	Villaca Romario
Condiciones ambientales	D	Resistir condiciones fluviales.	Quispe Julio
Plazos	E	Entrega final: 10/12/2023 (prototipo funcional + documentación técnica)	Villaca Romario

Fuente: Elaboración propia

3.3. Fase II: Estructura de funciones

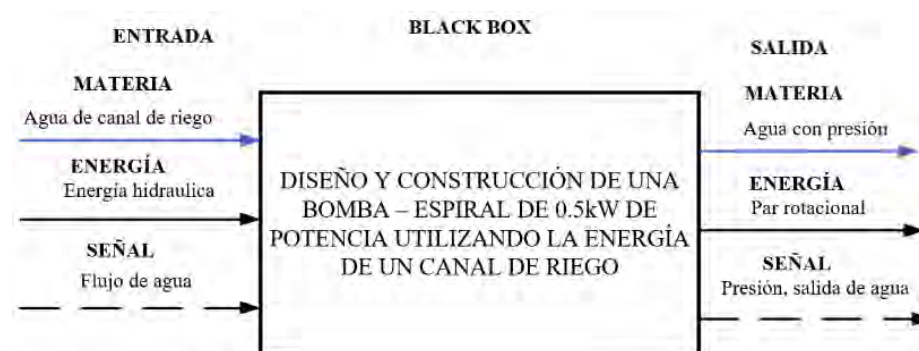
Una vez que se ha creado el listado de requisitos, se avanza con la creación de la estructura de funciones. Para lo cual se elaboró la caja negra, que se describe a continuación:

3.3.1. Abstracción: Caja negra (Black-Box)

La caja negra ofrece una perspectiva integral sobre el tipo de solución necesaria mediante un enfoque basado en procesos, donde se especifican tanto las entradas como las salidas, así como las limitaciones tenidas en cuenta que pueden influir de manera importante en el avance del diseño y la construcción de la bomba espiral.

Figura 25

Caja negra



Fuente: Elaboración propia.

3.3.2. *Funciones parciales:*

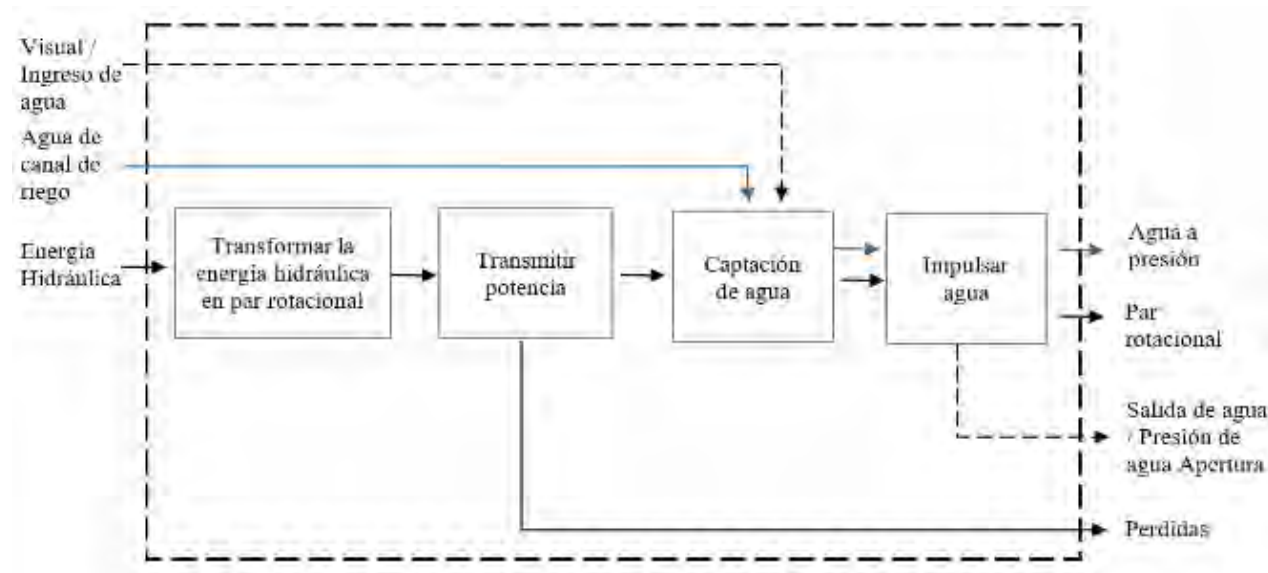
Cada componente de una máquina tiene un papel esencial en el funcionamiento del sistema global, con funciones parciales que, aunque pequeñas, son cruciales para su desempeño. La máquina en su totalidad es la suma de estas funciones, que pueden estar organizadas en configuraciones en serie o en paralelo según el diseño. El proceso de diseño va más allá de lo técnico; implica identificar, analizar y coordinar estas funciones para lograr un sistema eficiente y armonioso. Cada pieza, aunque parezca aislada, juega un rol clave en el rendimiento global, y su correcta integración asegura el funcionamiento óptimo de la máquina. El diseño debe considerar no solo la funcionalidad individual de cada componente, sino también su interacción con el sistema completo, maximizando la eficiencia, precisión y durabilidad del producto final.

- **Transformar la energía hidráulica del canal en par rotacional:** Una función clave es transformar la energía hidráulica del agua en energía mecánica.
- **Transmitir potencia:** Consiste en transmitir el par torsional hacia el espiral.
- **Captación de agua:** Se busca aprovechar el máximo caudal del agua a ser impulsado.
- **Impulsar agua:** En esta función se requiere impulsar la mayor cantidad de agua hacia los campos de riego aprovechando al máximo la energía generada.

3.3.3. Estructura de funciones

Figura 26

Diagrama de funciones

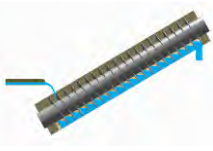
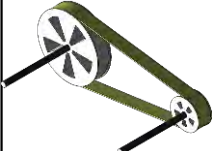
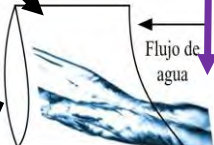
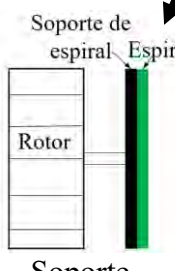
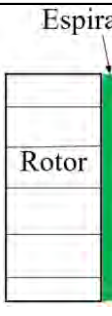
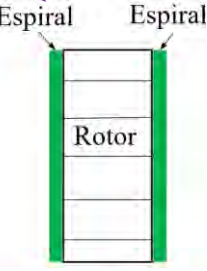


Nota: Elaboración propia

3.4. Fase III: Conceptos de solución

Tabla 8

Matriz morfológica

ITEM	FUNCIÓN PARCIAL	SOLUCIONES PARCIALES		
		1	2	3
1	Transformar la energía cinética en par rotacional	 Tornillo de Arquimedes	 Rueda de pelton	 Rodete Kaplan
2	Transmitir potencia	 Transmisión por fajas	 Acople directo	 Cadena de rodillos
3	Captar agua	 Entrada recta	 Entrada Curva	
4	Impulsar agua	 Soporte independiente	 Acople simple	 Acople doble

Nota: Elaboración propia

Tabla 9

Leyenda de los conceptos de solución

Leyenda	Solución
	Solución 1
	Solución 2
	Solución 3

-
- Solución 4
 - Solución 5
-

Nota: Elaboración propia

3.4.1. Propuestas solución

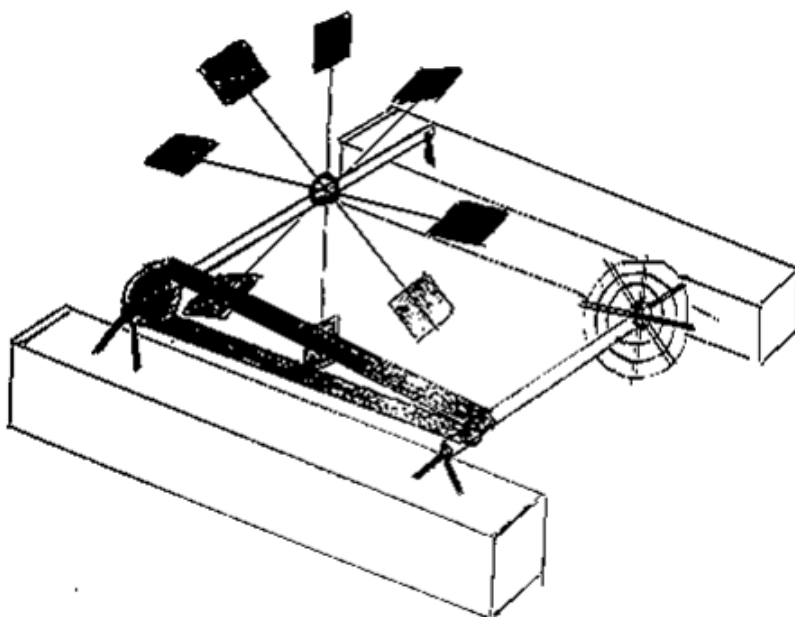
Las 5 configuraciones funcionales presentadas en la matriz morfológica fueron desarrolladas a partir de combinaciones de componentes y sistemas mecánicos disponibles en el mercado nacional, priorizando el uso de tecnologías accesibles, sostenibles y adaptables a entornos rurales.

3.4.1.1. Solución 1

La configuración aprovecha la energía del agua para accionar una rueda hidráulica. El movimiento rotatorio generado se transmite mediante un eje a un sistema de faja que acciona la rueda donde se posiciona la espiral y de esa forma captar el agua para su impulso. El sistema de rodete que aprovecha la energía del agua y la espiral son soportados cada una por estructuras. Este concepto describe una bomba de espiral que usa un soporte independiente.

Figura 27

Bomba tipo espiral por cadena



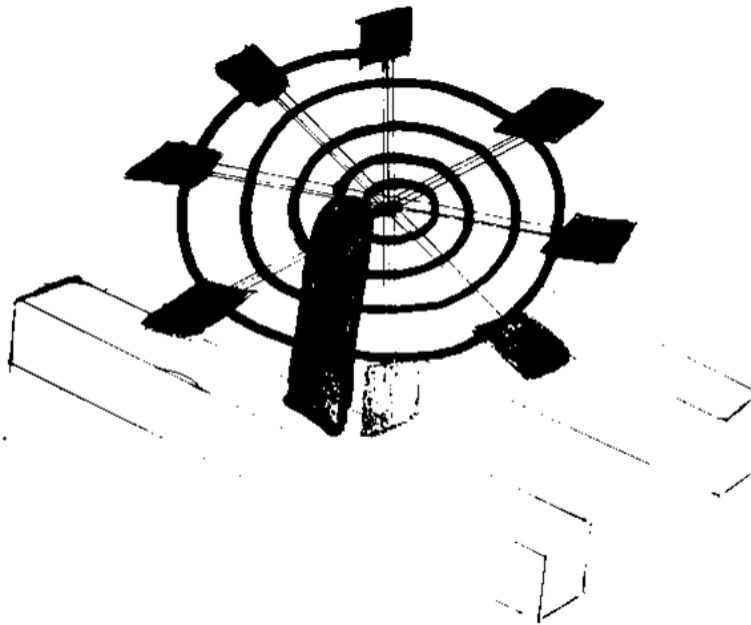
Nota: Elaboración propia.

3.4.1.2. Solución 2

En esta solución el espiral se instala en el rodete disminuyendo la adquisición de componentes para la transmisión de potencia. La disposición geométrica es menor por la instalación directa de la espiral en el rodete y tiene geometrías reducidas.

Figura 28

Bomba tipo espiral simple



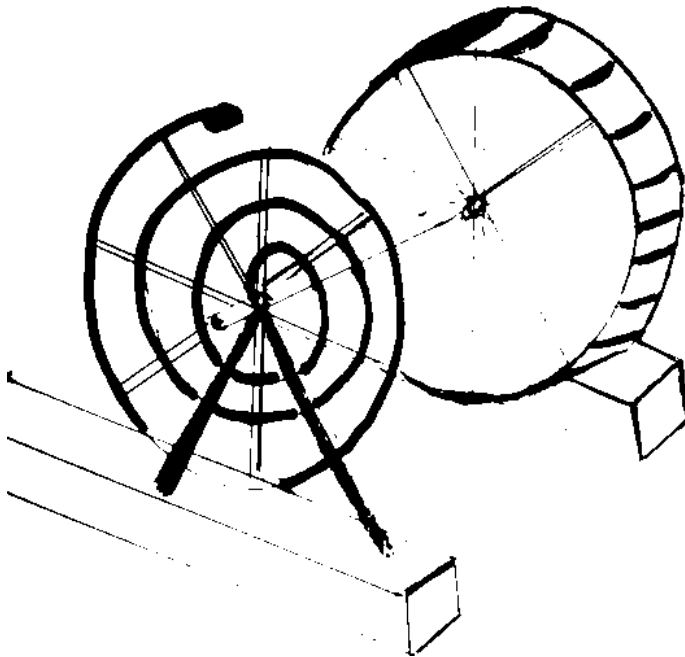
Nota: Elaboración propia.

3.4.1.3. Solución 3

En esta solución el espiral se instala en un elemento diferente al rodete y la potencia que necesita es transmitida directamente por el eje, las pérdidas que se da por la transmisión son menor que por la transmisión por fajas. Sin embargo, la configuración geométrica es de dimensiones mayores.

Figura 29

Bomba tipo espiral con rueda hidráulica.



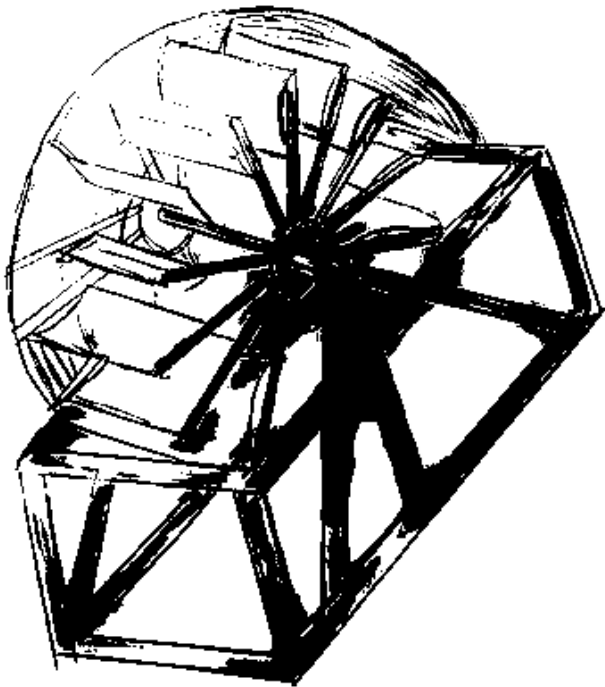
Nota: Elaboración propia.

3.4.1.4. Solución 4

En esta solución el espiral se instala en el rodete disminuyendo la adquisición de los elementos mecánicos para la transmisión de potencia. La disposición geométrica es menor por la instalación directa de la espiral en el rodete y tiene geometrías reducidas. Este diseño incorpora una única capa de espirales, la cual está conectada directamente a la rueda hidráulica responsable de generar el movimiento. A medida que la rueda rota, la capa de espirales también gira, facilitando el impulso del agua a través del sistema.

Figura 30

Bomba tipo espiral con una capa de espiras



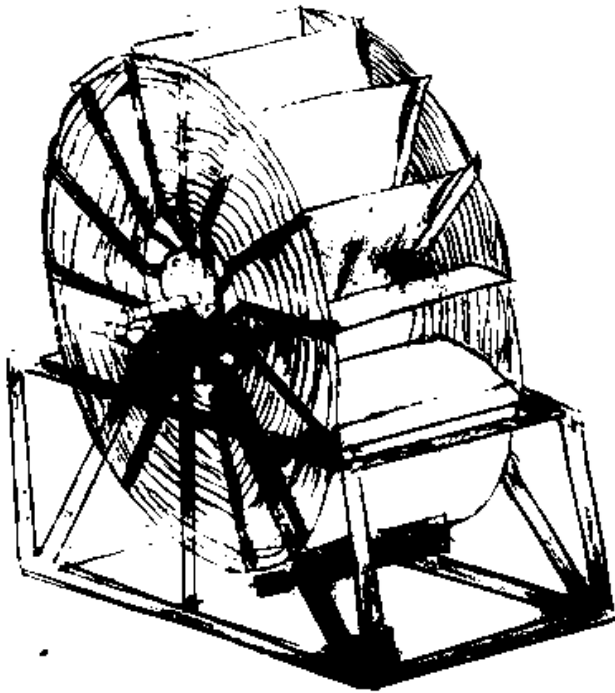
Nota: Elaboración propia.

3.4.1.5. Solución 5

En esta solución el espiral se instala en el rodete disminuyendo la adquisición de los elementos mecánicos para la transmisión de potencia. La disposición geométrica es menor por la instalación directa de la espiral en el rodete y tiene geometrías reducidas. Este diseño incorpora una única capa de espirales, la cual está conectada directamente a la rueda hidráulica responsable de generar el movimiento. A medida que la rueda rota, la capa de espirales también gira, facilitando el impulso del agua a través del sistema.

Figura 31

Bomba tipo espiral con dos capas de espiras



Nota: Elaboración propia.

3.4.2. Criterios de evaluación

Se definieron las pautas tanto técnicas como económicas para analizar las alternativas, determinando la importancia de cada criterio y los hallazgos correspondientes a cada una de las opciones presentadas.

3.4.2.1. Valorización técnica

La norma VDI 2225 establece criterios para evaluar el desempeño del diseño de una bomba espiral de 0.5 kW: un valor superior a 0.8 es excelente, entre 0.7 y 0.8 es aceptable, y por debajo de 0.6 es insatisfactorio. En la Tabla (10), se presenta un análisis detallado de las opciones para el sistema de bombeo espiral, evaluando aspectos clave como eficiencia energética, capacidad de bombeo, resistencia estructural y facilidad de fabricación. Este enfoque comparativo permite identificar la solución que mejor balancea desempeño técnico,

robustez y eficiencia económica, asegurando que el diseño cumpla con los objetivos técnicos, operativos y económicos, y garantizando la viabilidad a largo plazo del sistema.

Tabla 10

Criterios técnicos VDI 2225.

PROYECTO														
		S1		S2		S3		S4		S5		Soluc.		
Nº	Criterios de evaluación	w	p	wp	p	wp	p	wp	p	wp	p	wp	p	wp
1	Mantenimiento	0.13	1	0.13	2	0.26	3	0.39	2	0.26	2	0.26	4	0.52
2	Manufactura	0.13	2	0.26	3	0.39	2	0.26	2	0.26	2	0.26	4	0.52
3	Eficiencia	0.13	3	0.39	2	0.26	2	0.26	2	0.26	3	0.39	4	0.52
4	Confiabilidad	0.13	2	0.26	2	0.26	3	0.39	3	0.39	3	0.39	4	0.52
5	Durabilidad	0.1	2	0.19	2	0.19	2	0.19	2	0.19	2	0.19	4	0.39
7	Montaje	0.1	1	0.1	3	0.29	1	0.1	3	0.29	3	0.29	4	0.39
8	Seguridad	0.1	2	0.19	2	0.19	2	0.19	2	0.19	2	0.19	4	0.39
9	Ergonomía	0.06	2	0.13	3	0.19	3	0.19	3	0.19	3	0.19	4	0.26
10	Transportabilidad	0.06	1	0.06	3	0.19	1	0.06	3	0.19	3	0.19	4	0.26
11	Geometría	0.06	2	0.13	3	0.19	2	0.13	3	0.19	3	0.19	4	0.26
Puntaje Max		1.00		1.84		2.42		2.16		2.42		2.55		4.00
(Σ wp)														
Valor				0.46		0.60		0.54		0.60		0.64		1.00

Nota: Elaboración propia.

3.4.2.2. Valorización económica

La norma VDI 2225 indica que las modificaciones técnicas suelen afectar los aspectos económicos del proyecto. Para garantizar la viabilidad financiera a largo plazo, se recomienda alcanzar un valor económico mínimo de 0.7, aunque un desempeño técnico superior (valor > 0.8) puede compensar esta deficiencia. En la Tabla (11) del estudio sobre el diseño de una

bomba-espiral de 0.5 kW, se presenta una evaluación económica comparativa de las diferentes opciones, considerando costos de materiales, fabricación, operación y mantenimiento, lo que permite encontrar el equilibrio óptimo entre rentabilidad y eficiencia técnica para el sistema.

Tabla 11

Criterios económicos VDI 2221.

PROYECTO															
		S1				S2		S3		S4		S5		Soluc.	
Nº	Criterios de evaluación	w	p	wp	p	wp	p	wp	w	wp	p	wp	p	wp	
1	Mantenimiento	0.25	2	0.5	3	0.75	3	0.75	3	0.75	3	0.75	4	1	
2	Materiales	0.25	2	0.5	3	0.75	3	0.75	2	0.5	2	0.5	4	1	
3	Transporte y montaje	0.19	2	0.38	3	0.56	1	0.19	3	0.56	3	0.56	4	0.75	
4	Fabricación	0.19	2	0.38	3	0.56	3	0.56	2	0.38	2	0.38	4	0.75	
5	Adquisición de repues- tos	0.13	3	0.38	3	0.38	3	0.38	3	0.38	3	0.38	4	0.5	
Puntaje															
Max		1.00	2.13		3.00		2.63		2.56		2.56		4.00		
(Σ wp)															
Valor		0.53		0.75		0.66		0.64		0.64		1.00			

Nota: Elaboración propia.

Tabla 12

Comparación de resultados evaluados.

	Valoración técnica	Valoración económica
Solución 1	0.46	0.53

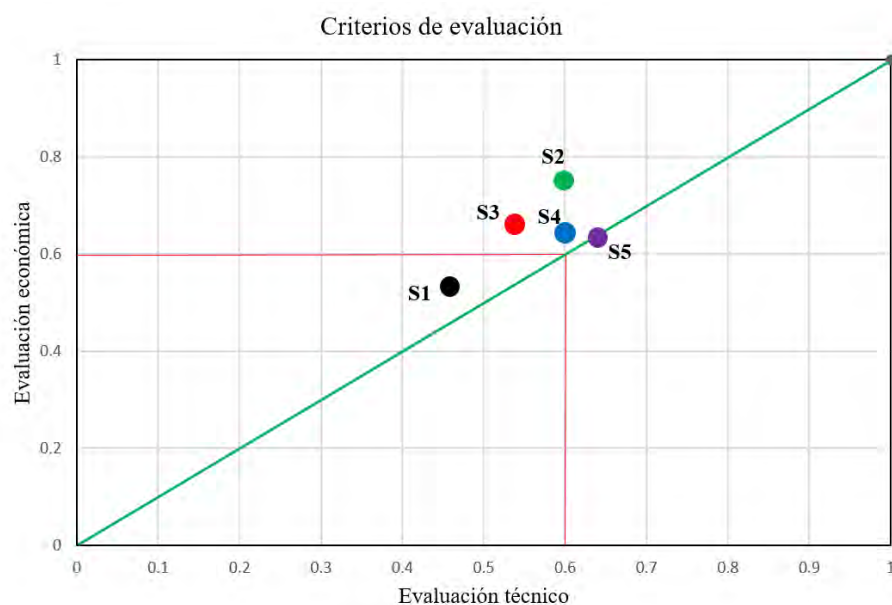
Solución 2	0.60	0.75
Solución 3	0.54	0.66
Solución 4	0.60	0.64
Solución 5	0.64	0.64
Solución ideal	1	1

Nota: Elaboración propia.

La selección de la mejor alternativa para el sistema de bomba espiral de 0.5 kW se realiza mediante un análisis gráfico comparativo, que no solo es una herramienta visual, sino una síntesis técnica y económica clave. Este enfoque permite mostrar claramente las ventajas y desventajas de cada opción, revelando tanto el rendimiento y los costos como la viabilidad operativa de cada propuesta. La Figura (32) sirve como un mapa visual que facilita la toma de decisiones informadas, alineadas con los objetivos del proyecto. Gracias a esta metodología, se identifica la alternativa que ofrece el mejor equilibrio entre eficiencia, robustez y sostenibilidad económica, integrando la ingeniería con la estrategia a largo plazo.

Figura 32

Gráfico de evaluación técnico-económica



Nota: Elaboración propia.

El análisis integral representado en la Figura (32), se identifica claramente a la solución S5 (punto morado) como la alternativa óptima para el sistema de bomba-espiral de 0.5 kW, al ubicarse en la posición más favorable del diagrama al cumplir simultáneamente con los requisitos técnicos (valor > 0.6 según VDI 2225) y económicos (valor > 0.6), y se encuentra cercano a la línea de la solución ideal superando a las demás opciones al presentar el mejor equilibrio técnico - económico.

CAPITULO IV: DISEÑO HIDRAULICO

Este capítulo detalla el diseño hidráulico de una bomba espiral, considerando las condiciones específicas del canal de riego donde se instalará el prototipo. Se definen parámetros clave como caudal, velocidad de flujo, altura de elevación y características geométricas del sistema, los cuales guiarán el diseño. El objetivo es dimensionar cuidadosamente todos los componentes del sistema, como el número de espiras, el diámetro de la rueda y la tubería, y la geometría de las palas, para optimizar la eficiencia y rendimiento del sistema. Los cálculos se basarán en principios de mecánica de fluidos y conservación de la energía, garantizando un sistema eficiente, fiable y sostenible, adaptado al entorno rural.

4.1. Diseño de los espirales

4.1.1. Cálculo de la Presión atmosférica en huayoccari

La presión atmosférica sabemos que:

$$P_z = P_0 \times e^{-\alpha z}$$

Sabiendo que:

- ✓ Presión atmosférica a nivel del mar (P_0) = 101325Pa
- ✓ Densidad del aire = 1.225kg/m³
- ✓ Gravedad = 9.81m/s².

En consecuencia, calculamos el valor " α " se determina por:

$$\alpha = \frac{\rho_{\text{aire}} \times g}{P_0}$$

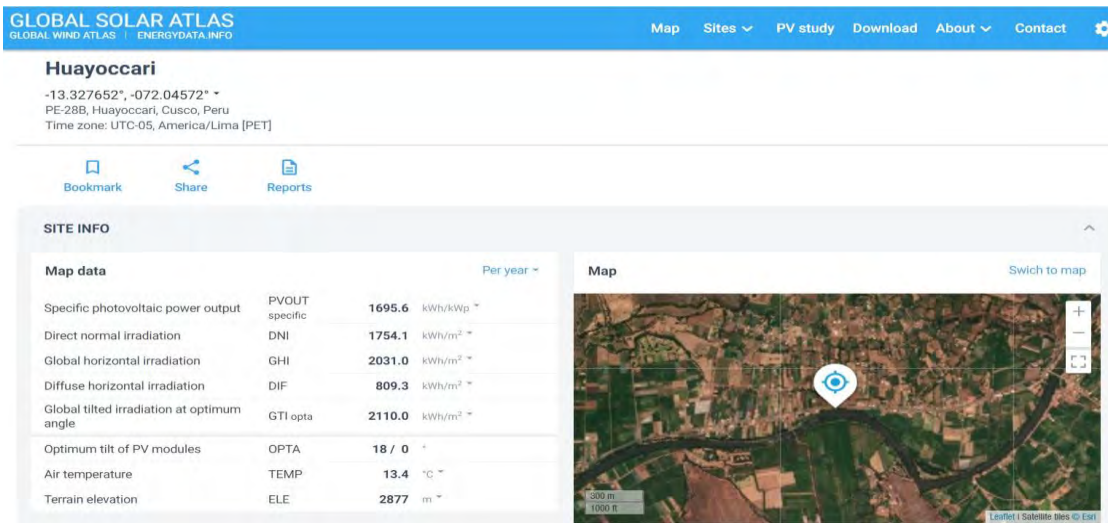
$$\alpha = \frac{1.225\text{kg/m}^3 \times 9.81\text{m/s}^2}{101325\text{Pa}}$$

$$\alpha = 118.56 \times 10^{-6}\text{m}^{-1}$$

El canal se encuentra a una altitud de 2877 msnm como se observa en la siguiente figura:

Figura 33

Ubicación del lugar de implementación de la bomba tipo espiral



Nota: Tomado de Global Solar Atlas.

La presión a esa altura se determina por:

$$P_z = P_0 \times e^{-\alpha z}$$

$$P_z = 101325 \text{ Pa} \times e^{-118.56 \times 10^{-6} \text{ m}^{-1} \times 2877 \text{ m}}$$

$$P_z = 72040.94 \text{ Pa}$$

Para calcular la presión en base a metros de columna de agua (mca) se realiza mediante la siguiente equivalencia:

$$P_a = P_z \times \frac{10.33 \text{ m}}{P_0}$$

$$P_a = 72040.94 \text{ Pa} \times \frac{10.33 \text{ m}}{101325 \text{ Pa}}$$

$$P_a = 7.34 \text{ mca}$$

4.1.2. Cálculo del diámetro exterior de la rueda hidráulica

Para determinar el diámetro exterior de la rueda hidráulica, se calculará mediante la siguiente formula:

$$D_{\text{opt}} \geq 2.1 * H_c$$

Donde H_c es la profundidad del fluido en el canal que varía entre 0.5 a 0.9, para nuestro caso tomaremos el valor máximo (0.9) con fines de diseñar la rueda para el nivel de agua más crítico.

Por lo tanto:

$$D_{opt} \geq 2.1H_c$$

$$D_{opt} \geq 2.1 \times 0.9m$$

$$D_{opt} \geq 1.89m$$

Por lo tanto, se ha considerado un diámetro exterior de la rueda (D_{opt}) de 2m.

La bomba debe cumplir los siguientes parámetros

- El diámetro exterior de la rueda hidráulica (D_{opt}) debe ser igual a la altura de primera espira (h_c)
- El desnivel entre la sección de entrada y salida de la bomba (h^*) es de 0.5m
- La altura de impulsión de una bomba de 500W es aprox. de 20m para estos parámetros la altura total de descarga (H) de 20.5m.

4.1.3. Cálculo de la altura en la enésima espira de la bobina

Teniendo estos parámetros, la altura en la enésima espira de la bobina (h_n) se determina por:

$$h_n = \frac{(P_a + h_c) \times h_c}{P_a + H}$$

$$h_n = \frac{(7.34m + 2m) \times 2m}{7.34m + 20.5m}$$

$$h_n = 0.67m$$

4.1.4. Cálculo del número de espiras de la bomba espiral

El número de espiras (n) se determina por:

$$n = \frac{2H}{h_c + h_n}$$

$$n = \frac{2 \times 20.5\text{m}}{2\text{m} + 0.67\text{m}}$$

$$n = 15.30 \text{ espiras}$$

Según Taler (2005) al diseñar una bomba de tipo espiral, es aconsejable agregar un margen del 20% al número de espiras calculado; por lo tanto, el número real de espiras (n_r) se determina por:

$$n_r = 1.2 \times n$$

$$n_r = 1.2 \times 15.30$$

$$n_r = 18.36 \text{ espiras} = 19 \text{ espiras}$$

4.1.5. Selección del diámetro de la espira

Para el proyecto se ha seleccionado una manguera polietileno de alta densidad (HDPE) PN10 de 25mm de diámetro exterior.

4.1.6. Cálculo de velocidad de la pala

Para el cálculo de la velocidad de la rueda hidráulica, se calculará mediante la siguiente formula:

$$v_p = \phi V_c$$

El fluido en el canal tiene una velocidad superficial media de 1 m/s, se recomienda que el coeficiente de velocidad (ϕ) este entre 0.38 a 0.4; esta condición proviene de resultados experimentales, para nuestro calculo el coeficiente de velocidad a considerar es 0.4.

La velocidad de la pala como sabemos se determina por:

$$v_p = \phi V_c$$

$$v_p = 0.4 \times 1\text{m/s}$$

$$v_p = 0.4\text{m/s}$$

4.1.7. Cálculo de la profundidad de pala sumergida

Para este estudio se consideró una relación de radio inmerso de 1/2 (0.5):

Por lo tanto, la Profundidad de pala sumergida:

$$H_s = 1/2$$

4.1.8. Cálculo de la profundidad de pala no sumergida

La profundidad de pala no sumergida (H_{s-no}) se determina por:

$$H_{s-no} = \left(\frac{h_c}{2}\right) (1 - H_s)$$

$$H_{s-no} = \left(\frac{2m}{2}\right) (1 - 0.5)$$

$$H_{s-no} = 0.5m$$

4.1.9. Cálculo de la velocidad angular

La velocidad angular (N_c) se determina por:

$$N_c = \frac{v_p}{H_{s-no} \times 2\pi \text{ rad}}$$

$$N_c = \frac{0.4m/s}{0.5m \times 2\pi \text{ rad}}$$

$$N_c = 7.639 \text{ rpm} = 8 \text{ rpm}$$

4.1.10. Cálculo de la longitud de espira que permanece sumergida

La longitud de espira (L_c) que permanece sumergida a la entrada es de 2.10 mm.

4.1.11. Cálculo del caudal o tasa de descarga de la bomba tipo espiral

Para la bomba tipo espiral se utilizó una manguera polietileno de alta densidad (HDPE) PN10 de 25mm de diámetro exterior (D_{ext}), la cual tiene un diámetro interior (D_{int}) de 21mm.

Por consiguiente, la tasa de descarga (Q_b) se determinar por:

$$Q_b = N_c \times L_c \times \pi r^2$$

$$Q_b = 8 \text{ rpm} \times 2.1m \times \pi(10.5 \times 10^{-3}m)^2$$

$$Q_b = 0.581 \text{ Lt/s}$$

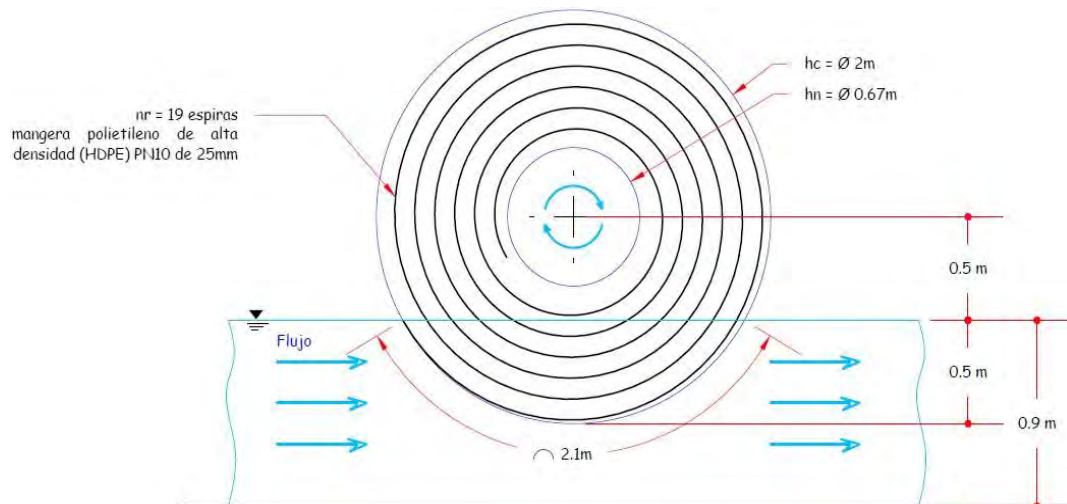
Como se utilizó 2 bobinas de espiras, a tasa de descarga total (Q_t) se determinar por:

$$Q_t = 2 * Q_b$$

$$Q_t = 1.16376 \text{ Lt/s}$$

Figura 34

Configuración de las espiras de la bomba tipo espiral



Nota: Elaboración propia.

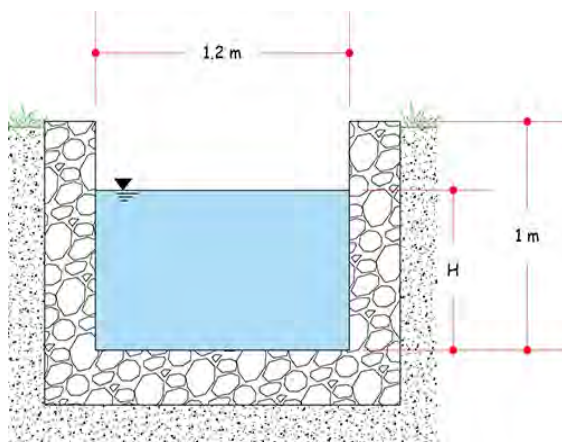
4.2. Diseño de la rueda hidráulica

4.2.1. Características del canal de irrigación

Según mediciones el fluido en el canal tiene una velocidad superficial media (v_c) de 1m/s; asimismo, se tiene las dimensiones del canal mostradas en la siguiente figura.

Figura 35

Dimensiones del canal de estudio



Nota: Elaboración propia.

4.2.2. Diseño del alabe

4.2.2.1. Cálculo de diámetro exterior de la rueda hidráulica

La profundidad del fluido en el canal (H_c) es variable, con profundidades que varía entre 0.5m a 0.9m a lo largo del año, por lo que se consideró una profundidad de 0.9m, con el fin de dimensionar la rueda hidráulica para el nivel de agua más crítico.

Asimismo, Quaranta (2020) determinó que el diámetro exterior óptimo de la rueda (D_{opt}) debe cumplir la siguiente condición:

$$D_{opt} \geq 2.1 * H_c$$

$$D_{opt} \geq 2.1 * 0.9m$$

$$D_{opt} \geq 1.89m$$

Por lo tanto, se ha considerado un diámetro exterior de la rueda (D_{ext}) de 2m.

4.2.2.2. Cálculo de la profundidad del alabe de la rueda hidráulica

La profundidad de la rueda hidráulica (δ) se puede encontrar mediante la siguiente ecuación:

$$\delta \geq k \times \sqrt[3]{\frac{D_{ext}}{H_c}}$$

Donde:

k: es el coeficiente de caudal de agua en el alabe de la rueda hidráulica ($0.4 \leq k \leq 0.5$)

Por lo tanto:

Profundidad mínima (δ_{min})

$$\delta_{min} \geq 0.4 \times \sqrt[3]{\frac{2m}{0.9m}}$$

$$\delta_{min} \geq 0.52m$$

Profundidad máxima (δ_{max})

$$\delta_{max} \geq 0.5 \times \sqrt[3]{\frac{2m}{0.9m}}$$

$$\delta_{max} \geq 0.65m$$

Para el diseño de la rueda hidráulica se tomó una profundidad de sumersión de 0.52m, como se vio en el estudio de ruedas flotantes; por lo que, el diámetro interior (D_{int}) se puede determinar por:

$$D_{int} = D_{ext} - 2\delta_{min}$$

$$D_{int} = 2m - 2 \times 0.52m = 0.96m$$

4.2.2.3. Cálculo del ancho del alabe de la rueda hidráulica

El ancho del alabe de la rueda hidráulica (B) se define mediante:

$$B = \frac{Q}{k \times V_c \times \delta_{min}}$$

$$B = \frac{0.15m^3/s}{0.4 \times 1m/s \times 0.52m}$$

$$B = 0.72m$$

4.2.2.4. Cálculo de la longitud del alabe

La longitud del álabe (l) se determina por:

$$l = \sqrt{B^2 + \delta_{min}^2}$$

$$l = \sqrt{(0.72m)^2 + (0.52m)^2}$$

$$l = 0.89m$$

4.2.2.5. Cálculo del ángulo óptimo de la pala

Determinamos el ángulo óptimo de la pala (β):

$$\beta = \cos^{-1} \left[\sqrt{1 - \left(1 - \frac{H_s}{D_{ext}}\right)} \right]$$

$$\beta = \cos^{-1} \left[\sqrt{1 - \left(1 - \frac{0.5m}{2m}\right)} \right]$$

$$\beta = \cos^{-1} \left[\sqrt{1 - (1 - 0.25)} \right]$$

$$\beta = 60^\circ$$

4.2.2.6. Cálculo de la forma curvada de la parte frontal de la pala

La forma curvada de la parte frontal de la pala se define mediante un círculo de diseño; el cuál se determina por:

$$r_s = \frac{\left(\frac{D_{\text{ext}}}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{\text{int}}}{2}\right)^2}{D_{\text{ext}} \times \cos(\beta) + D_{\text{int}}}$$

$$r_s = \frac{\left(\frac{2\text{m}}{2}\right)^2 - \left(\frac{0.96\text{m}}{2}\right)^2}{2\text{m} \times \cos(60^\circ) + 0.96\text{m}}$$

$$r_s = 0.39\text{m}$$

4.2.2.7. Cálculo del centro del círculo de construcción para la curvatura de la pala

El centro del círculo de construcción para la curvatura de la pala se determina por:

$$r_{k2} = \frac{D_{\text{int}}}{2} + r_s$$

$$r_{k2} = \frac{0.96\text{m}}{2} + 0.39\text{m}$$

$$r_{k2} = 0.87\text{m}$$

4.2.2.8. Cálculo de la parte trasera recta de la pala

La parte trasera recta de la pala se construye de manera similar a Müller (1899), usando una tangente al círculo de diseño y otra al círculo centrado en la rueda con radio r_{k1} .

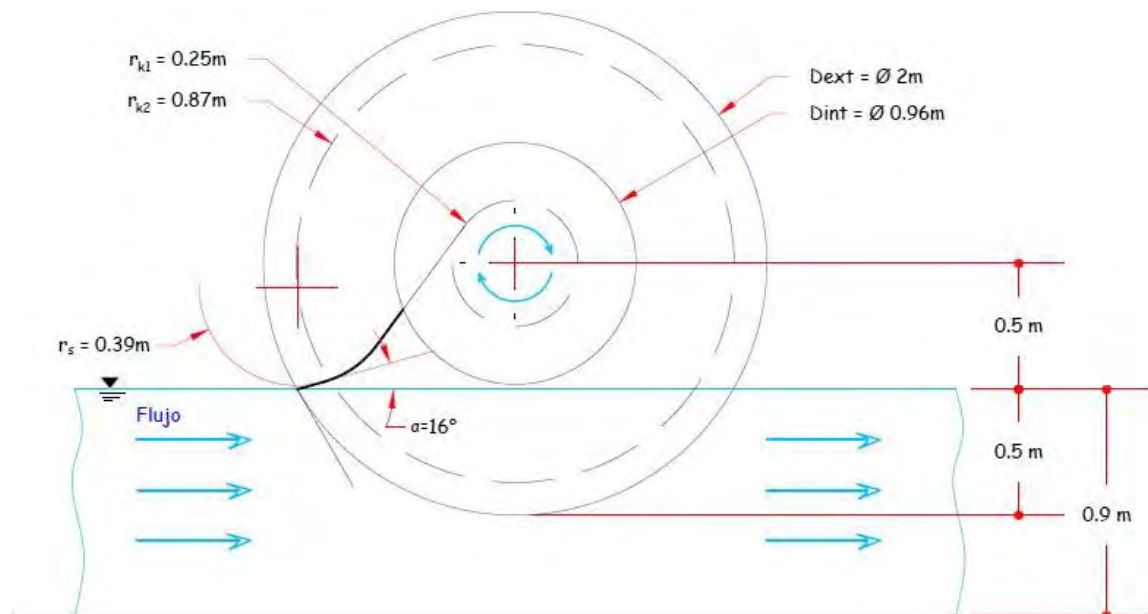
La altura sumergida de la pala (H_s) es igual a 0.5m.

$$r_{k1} = \frac{H_s}{2}$$

$$r_{k1} = \frac{0.5\text{m}}{2}$$

$$r_{k1} = 0.25\text{m}$$

Por lo tanto, graficamos los valores calculados para tener la forma de la curvatura de la pala.

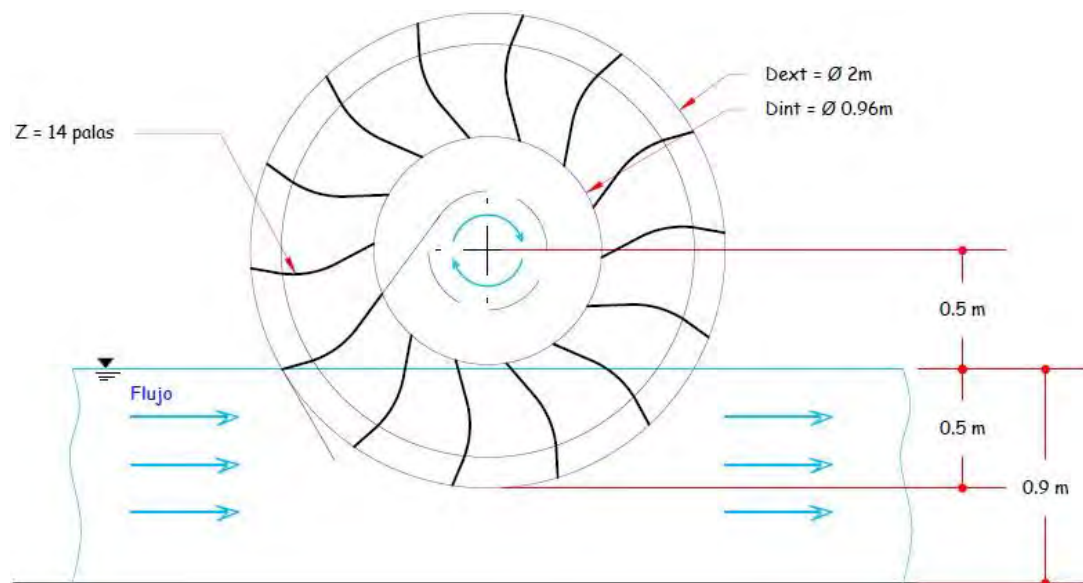
Figura 36*Perfil de álabe de la rueda hidráulica**Nota:* Elaboración propia.**4.2.2.9. Cálculo del número de palas o alabes**

El número de palas se puede determinar mediante la siguiente ecuación:

$$Z = \frac{\pi * D_{\text{ext}}}{0.45\text{m}}$$

$$Z = \frac{2\text{m}}{0.45\text{m}}$$

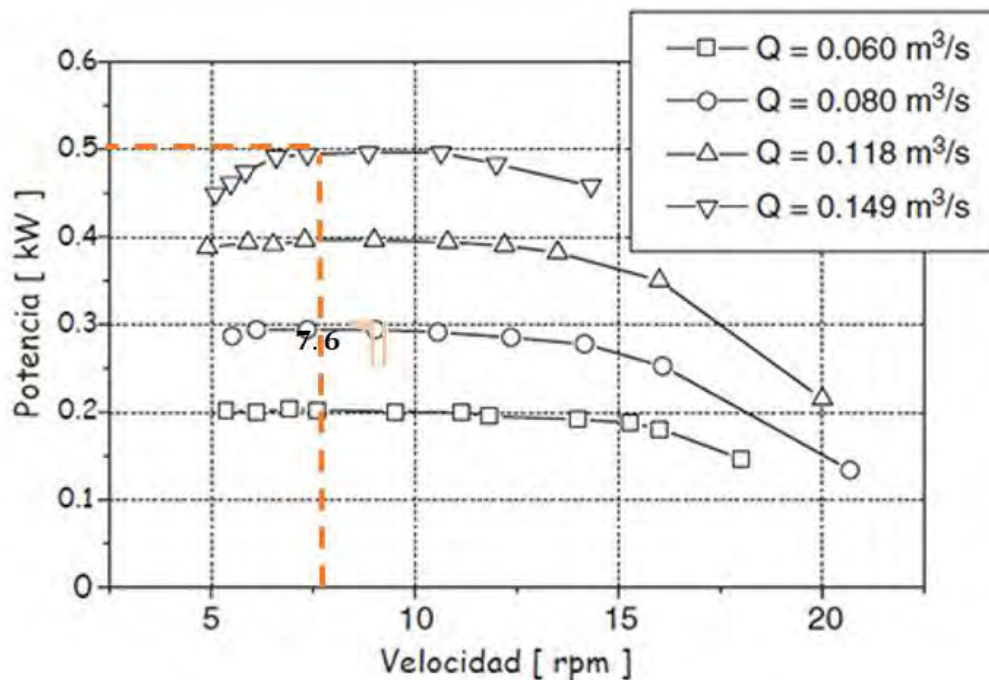
$$Z = 13.96 \approx 14 \text{ palas}$$

Figura 37*Número de álabes de la rueda hidráulica**Nota:* Elaboración propia.**4.2.3. Cálculo del caudal de accionamiento en la rueda hidráulica**

La investigación presente tiene como finalidad diseñar una bomba-espiral de 0.5kW de potencia utilizando la energía cinética del canal de riego. Una investigación realizada por Müller y Kauppert (2004) titulada "Performance characteristics of water wheels", determinaron que para tener una potencia de salida aproximada de 0.5 kW, se requiere tener un flujo volumétrico mínimo de $0.149 \text{ m}^3/\text{s}$ como se muestra en la figura (ver Fig. 38).

Figura 38

Potencia de salida en función de la velocidad de la rueda hidráulica



Nota: "Performance characteristics of water wheels" (Meerwarth, 1935).

Por lo tanto, para llevar a cabo el dimensionamiento de la rueda hidráulica, se consideró un caudal de accionamiento (Q) de $0.15 \text{ m}^3/\text{s}$. Este valor ha sido seleccionado con base en las condiciones operativas del sistema, asegurando que la rueda hidráulica pueda generar la potencia necesaria para su funcionamiento eficiente. El caudal de $0.15 \text{ m}^3/\text{s}$ se emplea como parámetro clave en los cálculos, permitiendo dimensionar adecuadamente la rueda y optimizar su rendimiento bajo las condiciones de flujo previstas, garantizando así un diseño eficiente y funcional.

4.2.4. Cálculo de la eficiencia de la bomba espiral

Datos necesarios para el cálculo para el cálculo del rendimiento:

- Densidad del agua ($\rho_{\text{H}_2\text{O}}$): 1000 kg/m^3
- Gravedad (g): 9.81 m/s^2
- Altura de bombeo (H): 20.5 m

- Caudal(Q_b): $1.16376 \text{ Lt/s} = 0.00116376 \text{ m}^3/\text{s}$
- Radio interno de la manguera(r): 10.5 mm
- Radio exterior de la rueda(R): 1 m
- Velocidad de rotacion(N_C): 8 RPM
- Fuerza en el alabe(F_a): 200N
- Potencia de salida(W_{salida}): 0.5 KW

Calculamos la potencia de entrada primeramente:

$$W_{\text{entrada}} = F_a * \pi * N_C * D = 200\text{N} * \pi * 8\text{RPM} * 2\text{m} = 1000.119 \text{ watts}$$

Por lo tanto calculamos la eficiencia:

$$n = \frac{W_{\text{salida}}}{W_{\text{entrada}}} \times 100 = \frac{0.5 \text{ KW}}{1000.119 \text{ W}} \times 100$$

$$n = 0.499 = 0.5$$

CAPITULO V: DISEÑO MECÁNICO

Este capítulo aborda el diseño mecánico de la bomba espiral, analizando cada componente, desde soportes hasta ejes, y el sistema de transmisión que permite su funcionamiento. Se realizan cálculos detallados para garantizar que cada pieza, no solo en términos de geometría y resistencia, sino también en su interacción dinámica, cumpla su rol en el sistema. Además de determinar dimensiones y materiales, se optimiza el rendimiento global del sistema, buscando un equilibrio entre resistencia, eficiencia y durabilidad. Se evalúan aspectos de seguridad y confiabilidad para asegurar su operación estable en condiciones exigentes, con un diseño que garantiza un rendimiento robusto y de larga vida útil. Se calculan elementos como el eje principal, rodamientos, soldaduras y uniones, asegurando su resistencia a las cargas operativas.

5.1. Diseño del eje hueco

5.1.1. Cálculo del Peso total de la bomba espiral

La bomba tipo espiral en vacío tiene una masa de 180 kg (ver Figura 39).

Figura 39

Imagen de la bomba espiral



Nota: Elaboración propia.

Calculamos la masa de agua que estará dentro de la tubería espiral se determina por:

$$m_{\text{agua}} = \rho \times A_{\text{int}} \times L_t$$

Donde:

- ρ : densidad del agua
- A_{int} : área interna de la manguera
- L_t : longitud total de la manguera.

El diámetro interno de la manguera polietileno de alta densidad (HDPE) PN10 es de 21 mm; en consecuencia, el área interna es $1.1025\pi \times 10^{-4} \text{ m}^2$.

Por otra parte, la longitud total de la manguera se determina por:

$$L_t = n_r \left(\frac{h_c + h_n}{2} \right)$$

$$L_t = 19 \left(\frac{2\text{m} + 0.67\text{m}}{2} \right)$$

$$L_t = 25.37 \text{ m}$$

Por lo tanto, reemplazando se tiene:

$$m_{\text{agua}} = 1000\text{kg/m}^3 \times (1.1025\pi \times 10^{-4}\text{m}^2) \times 25.37\text{m} \times 2$$

$$m_{\text{agua}} = 17.57087 \text{ kg}$$

La masa de la maquina es:

$$m_{\text{maq}} = 180 \text{ kg}$$

$$W_t = g(m_{\text{maq}} + m_{\text{agua}})$$

$$W_t = 9.81\text{m/s}^2(180 \text{ kg} + 17.57087 \text{ kg})$$

$$W_t = 1938.1702 \text{ N}$$

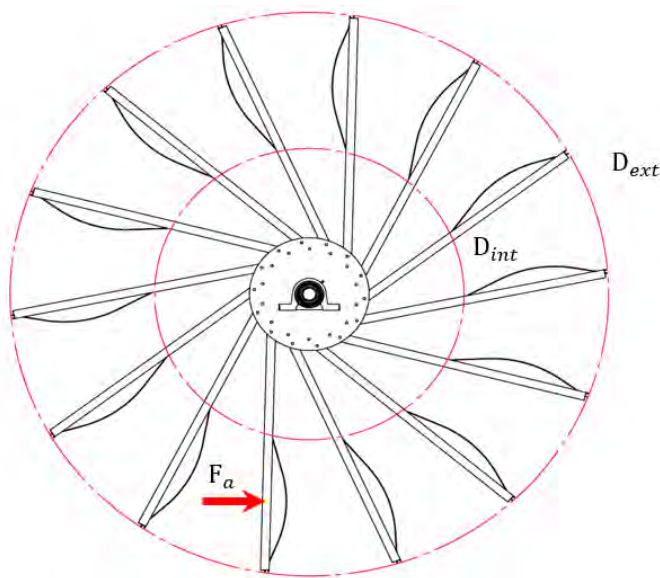
5.2. Cálculo de la fuerza total en el álabe

La potencia aplicada sobre las palas de la rueda hidráulica es clave para iniciar su rotación, transformando la energía cinética del agua en movimiento en energía mecánica útil. Este proceso convierte al agua, más allá de ser un fluido en movimiento, en una fuente

activa de energía, aprovechada para realizar tareas productivas. El diagrama a continuación ilustra cómo esta fuerza se aplica de manera eficiente, mostrando las interacciones entre las palas de la rueda y el flujo de agua. Esto destaca la eficiencia de las ruedas hidráulicas y su capacidad para generar energía de manera sostenible a partir de un recurso natural y renovable como el agua.

Figura 40

Fuerza ejercida en el alabe de la bomba espiral



Nota: Elaboración propia.

La fuerza total ejercida sobre las palas de la rueda hidráulica (F) es variable y se determina mediante la siguiente ecuación:

$$F_a = \rho \times v_c^2 \times S \times (1 - c)$$

Donde:

- ✓ V_c : velocidad del flujo másico en el canal
- ✓ S : área sumergida proyectada de la pala
- ✓ c : relación entre la velocidad periférica de la rueda (v_r) y la velocidad media del agua entrante (v_c)

por lo tanto, $v_r = \omega R \cong c \times v_c$

Donde:

- ✓ c: es una constante ($0 < c < 1$)
- ✓ Tomándose para este estudio un valor de 0.5. Por lo tanto:

$$F_a = 1000\text{kg/m}^3 \times (1\text{m/s})^2 \times 0.40\text{m}^2 \times (1 - 0.5)$$

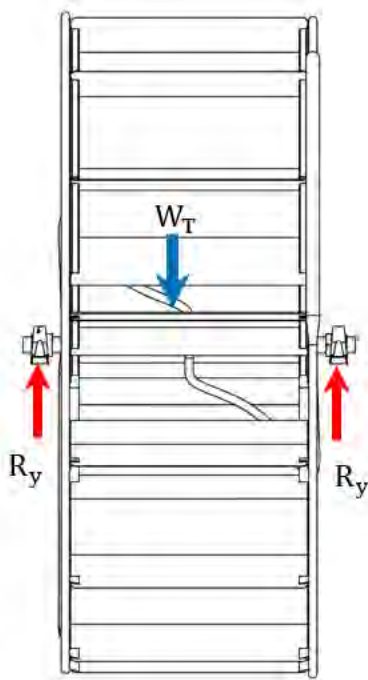
$$F_a = 200\text{N}$$

5.3. Cálculo de las reacciones en los cojinetes

Calculamos las reacciones:

Figura 41

Reacciones aplicadas en los cojinetes de la bomba espiral



Nota: Elaboración propia.

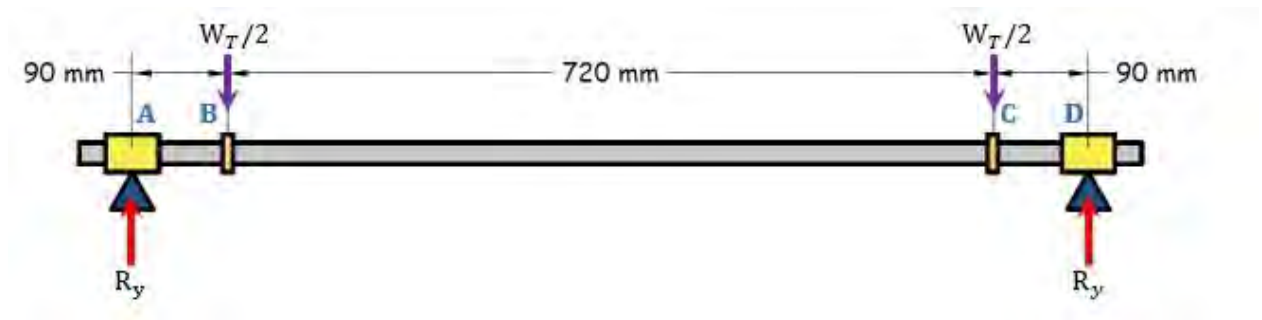
Las reacciones en los cojinetes se determinan por:

$$R_x = \frac{F_a}{2} = 100\text{N}$$

$$R_y = \frac{W_t}{2} = 969\text{N}$$

Figura 42

Reacciones aplicados en el eje hueco de la bomba tipo espiral



Nota: Elaboración propia.

5.4. cálculo del momento torsional y momento flector resultante

El momento torsional en una rueda hidráulica se determina por:

$$T = F_a \left[D_{\text{int}} + \frac{D_{\text{ext}} - D_{\text{int}}}{2} \right]$$

$$T = 200\text{N} \left[0.96\text{m} + \frac{2\text{m} - 0.96\text{m}}{2} \right]$$

$$T = 296 \text{ N.m}$$

El momento flector se determina por tramos:

Tramo 1: $0 \text{ m} \leq x \leq 0.09 \text{ m}$

$$M_{(x)} = 969 \text{ N} * (x)$$

$$M_{(0.09 \text{ m})} = 969 \text{ N} * (0.09 \text{ m}) = 87.21 \text{ N.m}$$

Tramo 2: $0.09 \text{ m} \leq x \leq 0.81 \text{ m}$

Como el cortante es 0, tenemos:

$$M_{(0.09 \text{ m a } 0.81 \text{ m})} = 87.21 \text{ N.m}$$

Tramo 3: $0.81 \text{ m} \leq x \leq 0.90 \text{ m}$

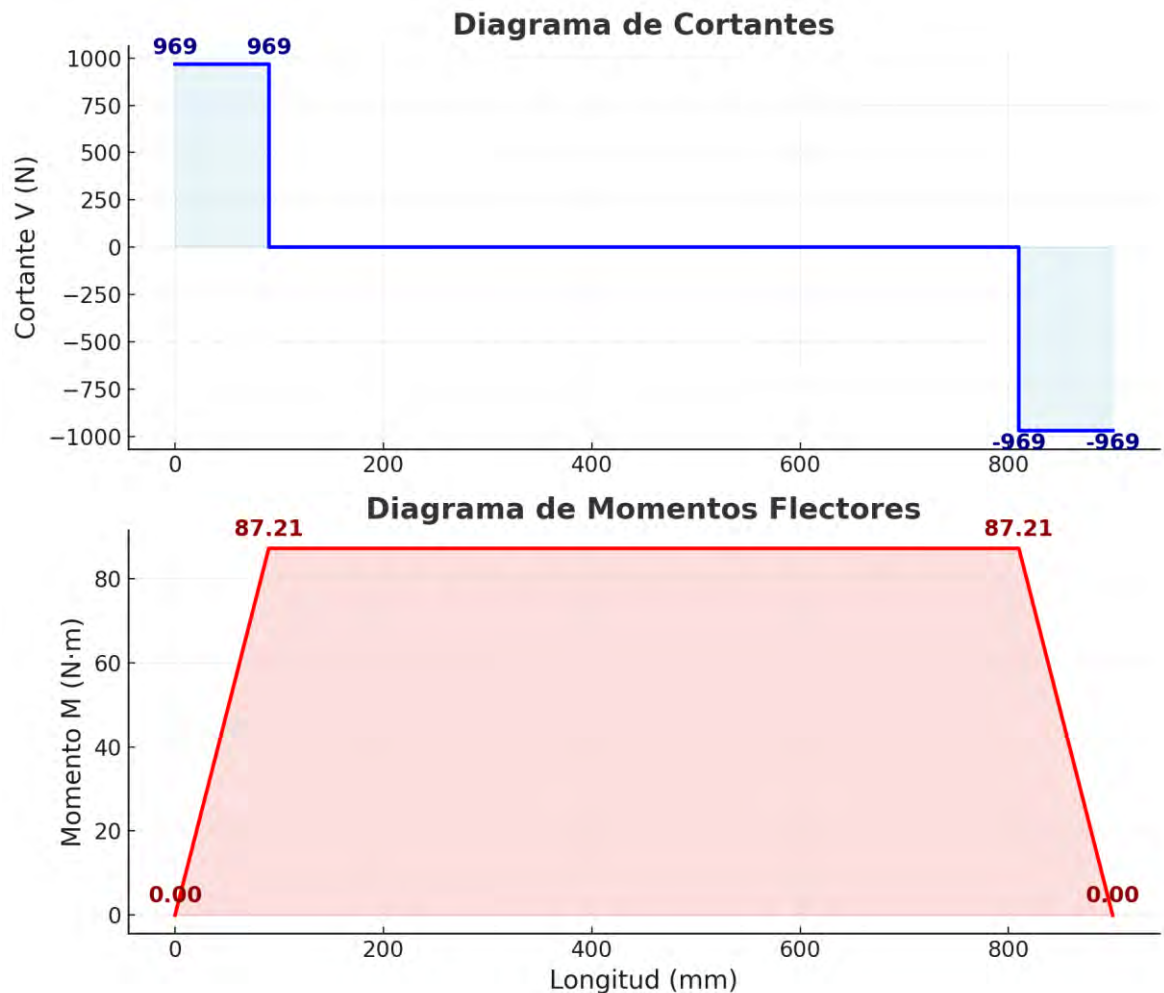
$$M_{(x)} = 87.21 \text{ N.m} - 969 \text{ N} * (x - 0.81 \text{ m})$$

$$M_{(0.81 \text{ m a } 0.9 \text{ m})} = 87.21 \text{ N.m} - 969 \text{ N} * (0.9 \text{ m} - 0.81 \text{ m}) = 0 \text{ N.m}$$

5.5. Diagrama de fuerzas cortantes y momentos

Figura 43

Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores



Nota: Elaboración propia.

5.6. Cálculo del Factor de seguridad

El factor de seguridad (F.S.) a considerar para este estudio es de 2.

5.7. Cálculo del diámetro del eje hueco

El material seleccionado para la fabricación del eje hueco es acero inoxidable SCH 40, un material altamente resistente que presenta una resistencia máxima a la tracción de 505 MPa y una resistencia a la fluencia de 215 MPa. Estas propiedades mecánicas hacen de este acero una opción robusta y confiable para soportar las cargas y esfuerzos aplicados. Para evaluar el comportamiento del material en condiciones de fatiga, se tomarán en cuenta

los factores que influyen en el límite de resistencia a la fatiga, los cuales se detallan en los capítulos 6 a 9 del libro “Mechanical Engineering Design” de Budynas y Nisbett (2020) (Budynas & Nisbett, 2020). Estos factores incluyen elementos como el tipo de carga, las condiciones de superficie, y el historial de ciclos de carga, que son cruciales para determinar la vida útil del material bajo cargas repetitivas.

El diámetro preliminar considerado es para un tubo de 1" ($d_p = 30$ mm).

5.7.1. Cálculo del factor de superficie

Tabla 13

Acabado superficial

Acabado superficial	Sut, kpsi	Sut, MPa	Factor a	Exponente b
Esmerilado	1.21	1.38	1.21	-0.067
Maquinado o laminado en frío	2.00	3.04	2.00	-0.217
Laminado en caliente	11.0	38.6	11.0	-0.650
Como sale de la forja	12.7	54.9	12.7	-0.758

Nota: Tomado del libro de Budynas y Nisbett (2020).

De la tabla tenemos que el valor del factor a es 38.6 MPa y el exponente b es -0.650.

También sabemos que para el material elegido el valor de la resistencia ultima a la tracción es 505 MPa.

$$k_a = a(S_{ut})^b = 38.6(505)^{-0.650}$$

$$k_a = 0.6752$$

5.7.2. Cálculo del factor de tamaño

El diámetro preliminar considerado es $d_p = 30$ mm

$$k_b = \begin{cases} 0.879d^{-0.107} & 0.3 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 \leq d \leq 10 \text{ in} \\ 1.24d^{-0.107} & 7.62 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

$$7.62\text{mm} \leq d_p \leq 51\text{mm}, \text{ por lo tanto:}$$

$$k_b = 1.24(d_p)^{-0.107} = 1.24(30)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.8617$$

5.7.3. Cálculo del factor de carga

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases}$$

$$k_c = 0.59 \quad \text{Flexión y torsión}$$

5.7.4. Cálculo del factor de temperatura

Para nuestro caso la temperatura de trabajo ($T_C = 13.4^\circ\text{C}$)

$$k_d = S_T/S_{RT} = 0.99 + 5.9(10^{-4})T_C - 2.1(10^{-6})T_C^2 = 0.9975$$

$$k_d = 0.9975$$

5.7.5. Cálculo del factor de confiabilidad

Tabla 14

Factores de confiabilidad

Confiabilidad (%)	Variación de transformación $z\alpha$	Factor de confiabilidad k_z
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702

Nota: Tomado del libro de Budynas y Nisbett (2020).

Para nuestro caso seleccionaremos confiabilidad del 99.9 %

$$k_e = 0.753$$

5.7.6. Cálculo del factor de efectos varios

Límite de resistencia a otros efectos

$$k_f = 1$$

5.7.7. Cálculo del límite de resistencia a la fatiga

Sabemos que ($S'_e = 0.5 * S_{ut}$)

$$S_{ut} = 513 \text{ MPa (13.4}^\circ\text{C)}$$

$$S'_e = 256.5 \text{ MPa}$$

En consecuencia, el valor de S_e :

$$S_e = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \times S'_e = 66.1356 \text{ MPa}$$

5.7.8. Cálculo del diámetro del eje

La relación de ahuecado (K), que está dado por la relación del diámetro interno (d_i) entre el diámetro externo (d_{ext}); por lo tanto, $K = d_i/d_{ext}$. Para este estudio se utilizó una relacion de ahuecado de 0.8476.

El diámetro se determina por:

$$d_e = \left[\frac{1}{\sqrt[3]{1 - K^4}} \right] \times \sqrt[3]{\frac{32 * F.S.}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{S_e}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}}$$

$$d_e = \left[\frac{1}{\sqrt[3]{1 - (0.8476)^4}} \right] \times \sqrt[3]{\frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{87.21 \text{ N.m}}{66.1356 \text{ MPa}}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{296 \text{ N.m}}{215 \text{ MPa}}\right)^2}}$$

$$d_e = 42.14 \text{ mm}$$

Se seleccionó una barra de acero de 1 ½" (48.30mm de diámetro exterior) en material acero inoxidable AISI 304.

5.8. Cálculo de prisioneros

La transmisión de potencia de la rueda al eje hueco se realiza mediante prisioneros de sujeción, ya que las cargas transmitidas no son significativas. Los prisioneros están configurados a 180° y solo resisten cargas de cortante pura. La fuerza generada en el alabe de la rueda es de 200 N, y el radio hacia el centro de rotación del eje hueco es de 870 mm, lo que produce un torque de 174 N.m. El esfuerzo cortante en la periferia del eje hueco se calcula utilizando una expresión específica, según las dimensiones detalladas en los planos.

$$\tau = \frac{T}{2 \times A_s r}$$

De acuerdo a la norma ASME B1.1, el área de esfuerzo del prisionero es de 36.13 mm^2 .

El esfuerzo será:

$$\tau = \frac{T}{2 \times 36.13 \times 48.30/2}$$

$$\tau = \frac{174}{2 \times 36.13 \times 48.30/2}$$

$$\tau = 0.1 \text{ MPa}$$

Para la configuración de dos prisioneros, el esfuerzo es de 0.1 MPa, y de acuerdo a los criterios de falla de Von Mises el esfuerzo cortante equivalente sería $\sqrt{3}\tau$, y de ese modo calcular el factor de seguridad.

Pero el valor del esfuerzo equivalente es pequeño, será suficiente el cálculo realizado para indicar que los prisioneros no fallarán por las cargas a las que está sometida.

5.9. Cálculo de rodamientos

5.9.1. Cálculo de la carga radial (F_D)

La carga radial deseada se determina por:

$$F_D = \sqrt{(W_t)^2 + (F_a)^2}$$

$$F_D = 1948.4618 \text{ N}$$

5.9.2. *Cálculo de la cantidad de vida deseada (L_D)*

La cantidad de vida deseada (L_D) para efectos cálculo, se ha considerado 10 años (87600h).

5.9.3. *Cálculo de la carga mínima que debe soportar el rodamiento (C_{10})*

La velocidad angular N_c calculada fue de 7.6394 rpm. Según el manual de dimensionamiento de rodamientos de bolas de SKF (2019), la carga dinámica de un rodamiento se calcula mediante una fórmula que considera factores clave del diseño y funcionamiento. Este cálculo es esencial para determinar la capacidad máxima de carga del rodamiento, asegurando su vida útil, que se expresa en millones de revoluciones. La carga dinámica depende de factores como las condiciones operativas, la velocidad de rotación y el tipo de carga (radial o axial), lo que garantiza un rendimiento óptimo y una mayor durabilidad del rodamiento en condiciones exigentes.

$$C_{10} = F_D \left(\frac{L_D \times N_c \times 60}{F_{SKF}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Donde, el factor del fabricante (F_{SKF}) es 10^6 . Por lo tanto:

$$C_{10} = 1948.4618 \text{ N} * \left(\frac{87600 \text{ hr} \times 7.6394 \text{ RPM} \times 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 48199.27114 \text{ N}$$

La carga mínima que debe soportar el rodamiento de bolas es de 48199.27 N.

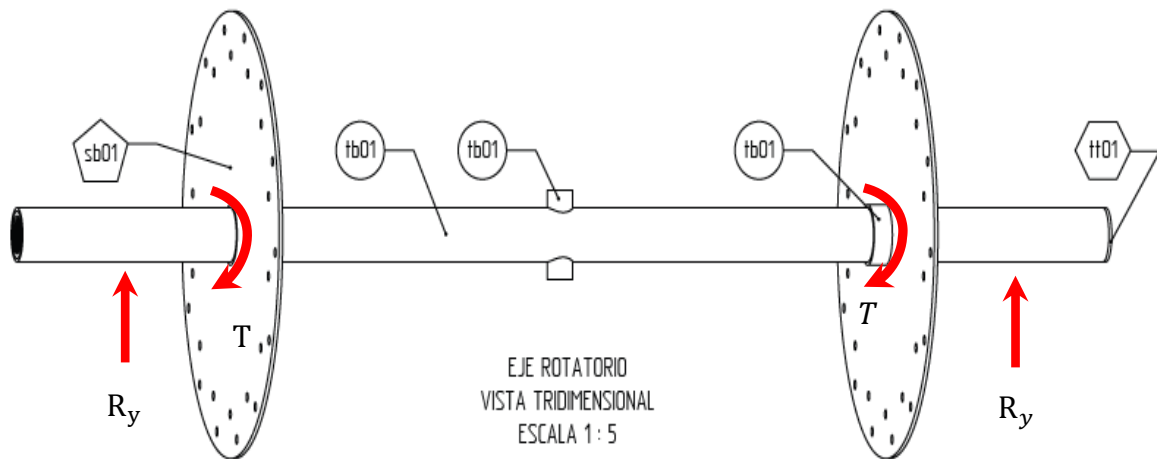
5.10. Cálculo de soldadura

5.10.1. Cálculo de soldadura de filete en el eje

5.10.1.1. Cálculo del esfuerzo cortante en la soldadura

Figura 44

Momento torsional aplicado al eje hueco



Nota: Elaboración propia.

El momento torsional aplicado al eje hueco debido a la fuerza sobre las palas de la rueda hidráulica es de 296 N.m.

Por lo tanto, según la Sociedad Americana de soldadura (2001) en su libro "Welding Handbook", la fuerza por unidad de longitud aplicado en la junta de soldadura se determina por:

$$\tau = \frac{T \times c}{J_w}$$

Donde:

- T: Torque en la junta de soldadura
- c: Distancia del eje neutro a las fibras extremas de la línea de soldadura
- J_w : Momento polar de inercia de la línea de soldadura

El momento polar de inercia se determina por:

$$J_w = 2\pi \left(\frac{d}{2}\right)^3$$

Siendo el diámetro de la línea de soldadura (d) es 48.3 mm. Por lo tanto:

$$J_w = 2\pi \left(\frac{48.3 \text{ mm}}{2}\right)^3$$

$$J_w = 88497.55 \text{ mm}^3$$

Además, siendo $c = d/2$; la fuerza por unidad de longitud aplicado en la junta de soldadura es:

$$\tau = \frac{296 \text{ N.m} \times 24.15 \text{ mm}}{88497.55 \text{ mm}^3}$$

$$\tau = 80.76 \text{ N/mm}$$

5.10.1.2. Cálculo de la resistencia nominal corregida del metal de soldadura

Para soldar las piezas del proyecto se utilizó Electrodo revestido del tipo celulósico con clasificación E6011 (Norma técnica: AWS A5.1 / ASME-SFA 5.1 E6011), que tiene en el área efectiva del metal de soldadura una resistencia última a la tracción de 413 MPa (FEXX = 430 MPa), La resistencia nominal corregida del metal de soldadura se determina utilizando los procedimientos LRFD, como sigue:

$$\phi F_n = 1 * (0.6 \times FEXX)$$

$$\phi F_n = 1 * (0.6 \times 430 \text{ MPa})$$

$$\phi F_n = 258 \text{ MPa}$$

5.10.1.3. Cálculo de la garganta efectiva de la junta de soldadura

La garganta efectiva (E) de la junta de soldadura se determina por:

$$E = \frac{\tau}{\phi F_n}$$

$$E = \frac{80.76 \text{ N/mm}}{258 \text{ MPa}}$$

$$E = 0.313 \text{ mm}$$

5.10.1.4. Cálculo del tamaño de la soldadura

El tamaño de soldadura (s), según Khurmi y Gupta (2005) se determina por:

$$s = \frac{E}{\sin 45^\circ}$$

$$s = 0.442 \text{ mm}$$

El disco a unir mediante una junta de soldadura al eje hueco tiene un espesor de 4 mm y calculando que el tamaño mínimo de soldadura debe ser de 0.442 mm.

Se ha considerado un tamaño de soldadura de 3 mm como recomienda la American Welding Society (AWS), según se puede mostrar en la tabla (15).

Tabla 15

Tamaños mínimos de soldadura de filete

Base Metal Thickness (T)		Minimum Size of Fillet Weld	
in.	mm	in.	mm
$T \leq 1/4$	$T \leq 6$	1/8	3
$1/4 < T \leq 1/2$	$6 < T \leq 12$	3/16	5
$1/2 < T \leq 3/4$	$12 < T \leq 20$	1/4	6
$3/4 < T$	$20 < T$	5/16	8

Nota: Tomado de American Welding Society (AWS) Committee on Structural Welding, 2000, Structural Welding Code-Steel, D1.1:2000, Miami: American Welding Society.

5.10.1.5. Cálculo del torque máximo que puede soportar la junta de soldadura

consideramos un tamaño de soldadura de 3mm, el torque máximo ($\tau_{\max}$) que puede soportar la junta soldada se determina por:

$$\tau_{\max} = \frac{\pi \times s_{\text{aws}} \times d^2 \times (\phi F_n)}{2.83}$$

$$\tau_{\max} = \frac{\pi \times 3 \text{ mm} \times (48.3 \text{ mm})^2 \times (258 \text{ MPa})}{2.83}$$

$$\tau_{\max} = 2004.46 \text{ N.m}$$

El torque máximo que la soldadura puede soportar es de 2004.46 N.m.

5.10.2. Cálculo de soldadura a tope en el alabe y los brazos

Para soldar las piezas del proyecto se utilizó Electrodo revestido del tipo celulósico con clasificación E6011 (Norma técnica: AWS A5.1 / ASME-SFA 5.1 E6011), que tiene en el área efectiva del metal de soldadura una resistencia última a la tracción de 413 MPa (FEXX = 430 MPa). La resistencia nominal corregida del metal de soldadura (ϕF_n), se determina utilizando los procedimientos LRFD, como sigue:

$$\phi F_n = 1 * (0.6 \times FEXX)$$

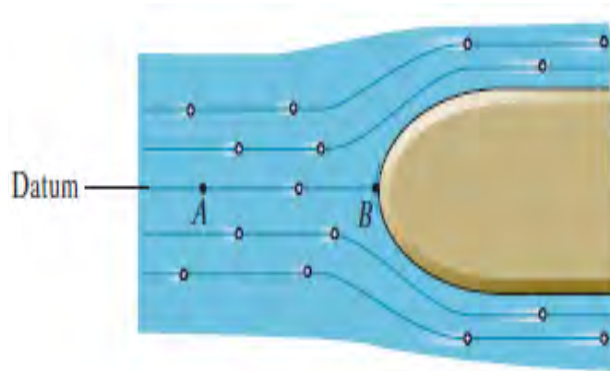
$$\phi F_n = 258 \text{ MPa}$$

5.10.2.1. Fuerza aplicada en el alabe

Un fluido se mueve siendo interrumpido por un objetivo, y esa energía del propio fluido cambia de forma debido a la interacción entre el flujo y la superficie del objetivo. Por tomar como ejemplo a la línea de corriente horizontal que corta la cara de la superficie curvada se puede ver que, en B, el fluido está en su estado de estancamiento. En cierto modo, en ese lugar, las partículas de fluido que se desplazan desde A hacia B están obligadas a perder velocidad ya que al llegar a B su velocidad pasa a ser nula en el instante que se llega a B.

A partir de ese punto, el flujo empieza separarse y a deslizarse sobre los laterales de la superficie cuando queda certificado que con el avance de los distintos momentos del flujo ya hay una redistribución de la reciprocidad de la energía del fluido que avanza. Esta imagen pone de manifiesto que la energía cinética del fluido se va transformando en otras formas de energía, como la presión, hasta que nuevamente los fluidos retoman su movimiento a lo largo de la superficie.

Esta presión P_B se conoce como presión de estancamiento porque representa la presión total ejercida por el fluido en el punto de estancamiento (Hibbeler, 2021).

Figura 45*Punto de estancamiento*

Nota: Obtenido de libro "Fluid Mechanics", por Hibbeler (2021, p.239).

Para determinar la fuerza aplicada sobre el álabe, se partió de los siguientes supuestos:

- La presión ejercida por el fluido sobre el álabe es perpendicular a la dirección de la corriente.
- La presión ejercida por el fluido sobre el álabe se distribuye uniformemente en su superficie de impacto.
- El fluido es laminar y uniforme.

La presión de total ejercida (P_T) sobre el álabe, se determina por:

$$P_{\text{Total}} = \rho_{\text{H}_2\text{O}}gh + \rho_{\text{H}_2\text{O}} \frac{v^2}{2}$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1000 \text{ kg/m}^3 \text{ (densidad del agua)}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2 \text{ (gravedad)}$$

$$h = 0.5 \text{ m (altura sumergida del alabe)}$$

$$v = 1 \text{ m/s (velocidad media del fluido)}$$

$$B = 0.72\text{m (ancho del alabe)}$$

Reemplazando los datos que se tiene, se tendrá la presión total ejercida sobre el alabe:

$$P_{\text{Total}} = \rho_{\text{H}_2\text{O}}gh + \rho_{\text{H}_2\text{O}} \frac{v^2}{2} = 5392.518350 \text{ Pa}$$

La fuerza total (F_T) aplicada en el álabe se determina por:

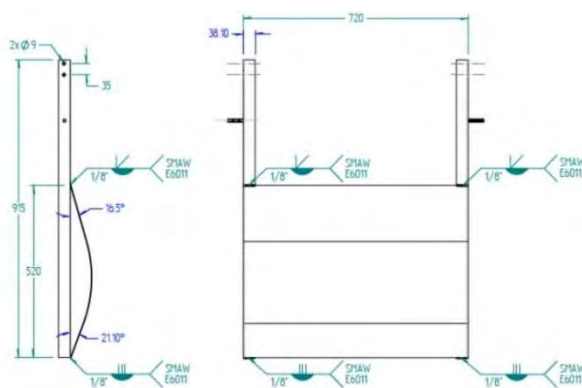
$$F_T = P_T \cdot (h \cdot B) = 1950 \text{ N}$$

5.10.2.2. Dimensionamiento de cordones de soldadura

El álabe esta unido a 2 brazos mediante juntas de soldadura en la parte superior e inferior; tal y como se muestra en la siguiente figura.

Figura 46

Configuración de alabe de bomba tipo espiral

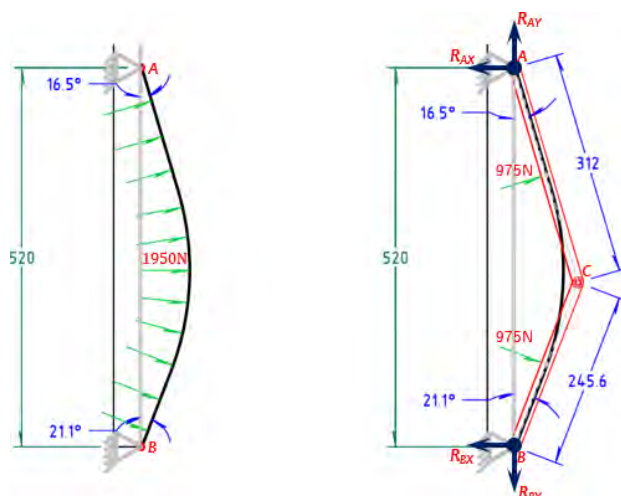


Nota: Elaboración propia.

La fuerza aplicada sobre los alabes debido al flujo del canal hidráulico es de 200 N (ver Figura 40).

Figura 47

Diagrama de cuerpo libre (DCL) de alabe de bomba tipo espiral



Nota: Elaboración propia.

La fuerza distribuida aplicada en cada álabe es de 975 N:

Por lo que, la fuerza equivalente está ubicado en el centro de cada eslabón.

Datos

- $F_{AC} = 975 \text{ N}$
- $F_{BC} = 975 \text{ N}$
- $L_{AB} = 0.52 \text{ m}$
- $L_{AC} = 0.312 \text{ m}$
- $L_{BC} = 0.2456 \text{ m}$
- $A = 16.5(\text{ángulo } A)$
- $B = 21.1(\text{ángulo } B)$

5.10.2.3. Determinación de componentes de las reacciones de apoyo

Las reacciones de apoyo en la articulación A se determinan utilizando los resultados del análisis de cuerpo completo (FCA) y cuerpo parcial (FBA). El diagrama de cuerpo libre, mostrado en la figura (47), desglosa detalladamente las fuerzas y momentos involucrados, proporcionando una representación visual precisa de las interacciones y los puntos de aplicación de las fuerzas externas. Este enfoque asegura una evaluación completa de las cargas y sus efectos en el sistema, permitiendo obtener soluciones confiables sobre el comportamiento estructural bajo diversas condiciones de carga:

Sumatoria de fuerzas:

$$\sum F_x = 0$$

$$-R_{AX} - R_{BX} + F_{AC} \cdot \cos(A) + F_{BC} \cdot \cos(B) = 0$$

$$R_{AX} + R_{BX} = 975 \text{ N} \cdot \cos(16.5) + 975 \text{ N} \cdot \cos(21.1)$$

$$R_{AX} + R_{BX} = 1844.478938 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{AY} - R_{BY} + F_{AC} \cdot \sin(A) - F_{BC} \cdot \sin(B) = 0$$

$$R_{AY} - R_{BY} = 975 \text{ N} \cdot \sin(21.1) - 975 \text{ N} \cdot \cos(16.5)$$

$$R_{AY} - R_{BY} = 74.0819268 \text{ N}$$

Sumatoria de momentos:

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{AC} \cdot \frac{L_{AC}}{2} + (F_{BC} \cdot \cos(B) \cdot (0.52 \text{ m} - \frac{L_{BC}}{2} \cdot \cos(B)) - F_{BC} \cdot \sin(B) \cdot (\frac{L_{BC}}{2} \cdot \sin(B)) - R_{BX} \cdot$$

$$L_{AB} = 0$$

$$R_{BX} \cdot 0.52 = 975 \text{ N} \cdot \frac{0.312}{2} + (975 \text{ N} \cdot \cos(21.1) \cdot (0.52 - \frac{0.2456 \text{ m}}{2} \cdot \cos(21.1)) - 975 \text{ N} \cdot \sin(21.1) \cdot (\frac{0.2456 \text{ m}}{2} \cdot \sin(21.1)))$$

Se tiene que:

$$R_{BX} = 971.8796965 \text{ N}$$

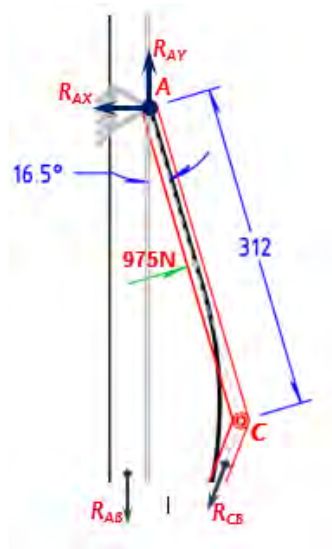
$$R_{AX} = -R_{BX} + 189.1773270$$

$$R_{AX} = 872.5992415 \text{ N}$$

Para determinar las reacciones R_{AY} y R_{BY} , se utilizará el diagrama de cuerpo libre de la parte superior del álabe seccionado, dado que esta sección implica una de las variables que se desea encontrar. Mediante este diagrama, será posible identificar y calcular las fuerzas de reacción en los puntos de apoyo respectivos, aplicando las condiciones de equilibrio necesarias para resolver las incógnitas del sistema. El análisis pormenorizado de la figura (48) proporcionará las herramientas para aplicar los principios fundamentales de la estática, descomponiendo las fuerzas y determinando los valores de las reacciones R_{AY} y R_{BY} . Estos valores son cruciales para completar el análisis del sistema, asegurando la precisión en el estudio de su comportamiento bajo las condiciones de carga establecidas.

Figura 48

Diagrama de cuerpo libre (DCL) de la parte superior del álabe seccionado



Nota: Elaboración propia.

$$\sum M_C = 0$$

$$-F_{AC} * \frac{L_{AC}}{2} + R_{AX} * L_{AC} * \cos(A) - R_{AY} * L_{AC} * \sin(A) = 0$$

$$-975N * \frac{0.312}{2} + 872.59992415 N * 0.312 m * \cos(16.5) - R_{AY} * 0.312 * \sin(16.5) = 0$$

De la ecuación se tiene que:

$$R_{AY} = 1229.389115 N$$

$$R_{AY} - R_{BY} = 74.0819268 N$$

$$R_{BY} = R_{AY} - 74.0819268 N$$

$$R_{BY} = 1155.307188 N$$

Fuerzas resultantes

$$F_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}$$

$$F_A = \sqrt{872.5992415^2 + 1229.389115^2} = 1507.589809 N$$

$$F_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}$$

$$F_B = \sqrt{971.8796965^2 + 1155.307188^2} = 1509.730057 N$$

$$F_A = 1507.589809 \text{ N}$$

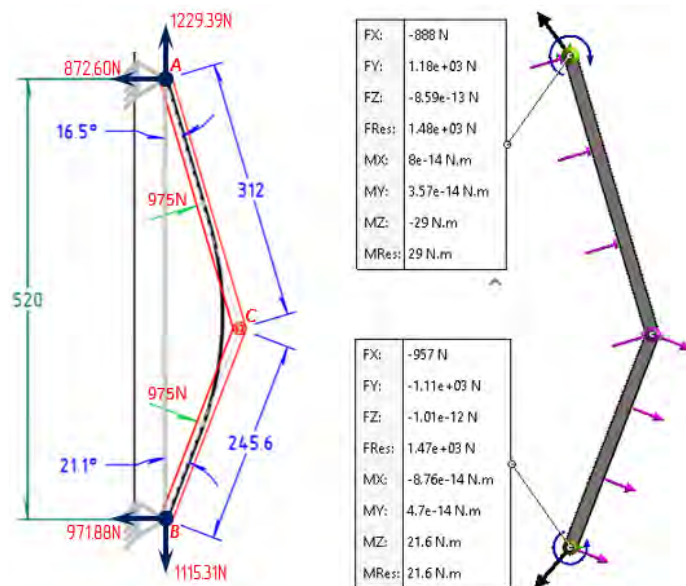
$$F_B = 1509.730057 \text{ N}$$

5.10.2.4. Comparación de resultados obtenidos mediante cálculo analítico y simulación en SolidWorks:

Los resultados obtenidos tanto en el cálculo analítico y la simulación en el software SolidWorks son muy similares, tal como se muestra en la figura (49).

Figura 49

Comparación de resultados mediante cálculo analítico y software SolidWorks.



Nota: Elaboración propia.

5.10.2.5. Fuerza resultante aplicada en el cordón de soldadura

El álabe está unido mediante soldadura a dos brazos, tal como se muestra en la figura (46), Como resultado la fuerza total aplicada se distribuye equitativamente entre los puntos de unión A y B, dividiéndose en dos. Por lo tanto, la fuerza resultante que actúa sobre cada cordón de soldadura es:

$$F_{AW} = \frac{1507.589809}{2} = 753.7949045 \text{ N}$$

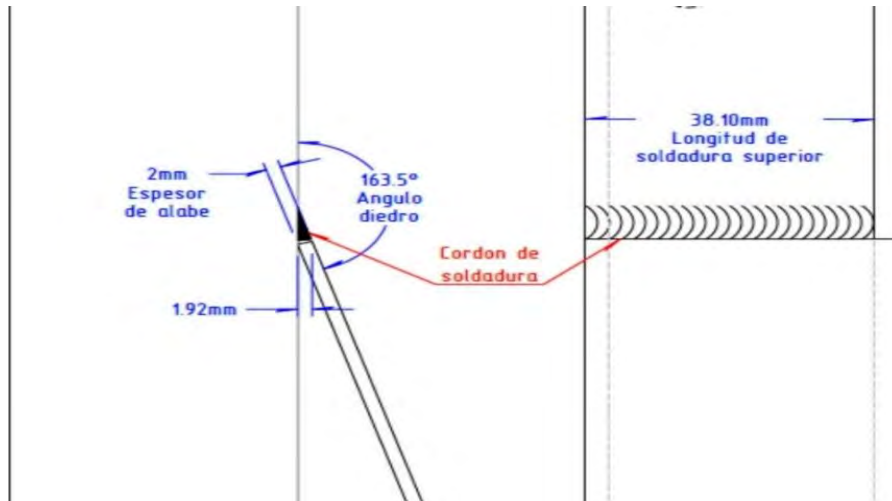
$$F_{BW} = \frac{1509.730057}{2} = 754.8650285 \text{ N}$$

5.10.2.6. Momento polar de inercia de la soldadura

La soldadura a aplicar en el álabe, tanto en la parte superior e inferior se muestra en la figura (50) y en la figura (51).

Figura 50

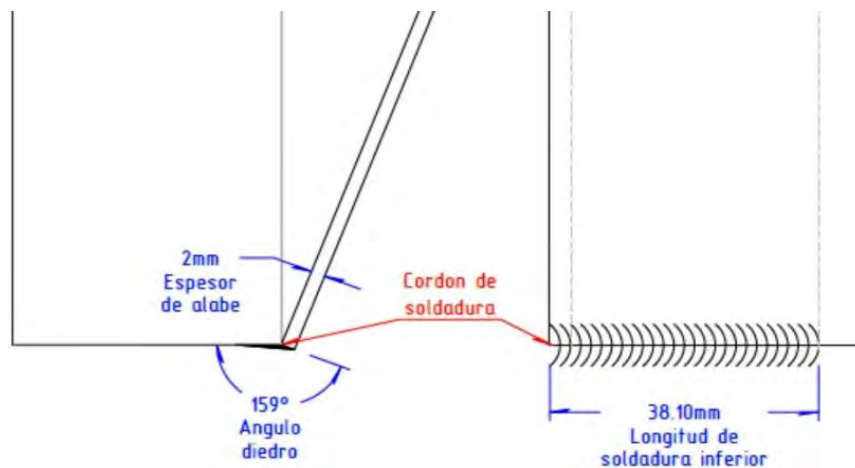
Configuración de soldadura en la parte superior del álabe.



Nota: Elaboración propia.

Figura 51

Configuración de soldadura en la parte inferior del álabe.



Nota: Elaboración propia.

El cálculo del momento polar de inercia de la soldadura, denotado como J_w , se realiza tomando como referencia el centroide del patrón, considerando que la junta de soldadura se extiende a lo largo del ancho del perfil angular. Este análisis es crucial para evaluar cómo la

soldadura contribuye a la resistencia de la estructura, especialmente a las torsiones. El momento polar de inercia se calcula teniendo en cuenta la distribución del material soldado, su geometría y disposición. Este cálculo, basado en el “Machine Design Databook” de K. Lingaiah, permite comprender la distribución de los esfuerzos en la estructura, determinando la capacidad de la soldadura para resistir deformaciones y garantizando la integridad de la unión frente a los esfuerzos dinámicos de la bomba espiral.

$$J_w = \frac{b^3}{12}$$

Siendo b el ancho de la soldadura (en este caso longitud de la soldadura) es igual a 38.10 mm.

$$b = 38.10 \text{ mm}$$

$$J_w = \frac{b^3}{12} = 4608.861750 \text{ mm}^3$$

5.10.2.7. Cálculo de carga directa, longitud de garganta efectiva y tamaño de soldadura

La carga directa por unidad de longitud en los puntos A y B de soldadura se determina por:

$$P_{DA} = \frac{F_{AW}}{l} = 19784.64316 \text{ N/m}$$

$$P_{DB} = \frac{F_{BW}}{l} = 19812.73041 \text{ N/m}$$

La carga por momento flector (perpendicular al plano), en los puntos A y B de la junta de soldadura se determina por:

$$P_N = \frac{F_{AW} e y}{l}$$

Siendo:

- e = distancia desde la línea de acción de la carga hasta el plano de la soldadura.
- y = distancia desde el eje neutro hasta la fibra extrema.

- I = momento de inercia de la sección soldada respecto al eje que va dentro del plano.

Asumiendo que la carga se reparte imperceptiblemente en los álabes y al tratarse de una línea recta horizontal de la junta de soldadura, se establece que $(I=J_w)$ asimismo "y" es igual a la longitud del cordón de soldadura "b" dividido por 2.

Por lo tanto:

$$P_N = \frac{Pe(\frac{b}{2})}{J_w}$$

Donde P es igual a la carga aplicada en los álabes AC y BC (figura 47) dividido por 2; debido a que tanto en la parte superior, como en la parte inferior esta unido a 2 brazos mediante juntas de soldadura, reemplazando se tiene que:

$$P_{NA} = \frac{(\frac{F_{AC}}{2})(\frac{L_{AC}}{2})(\frac{b}{2})}{J_w} = 314340.6287 \text{ N/m}$$

$$P_{NB} = \frac{(\frac{F_{BC}}{2})(\frac{L_{BC}}{2})(\frac{b}{2})}{J_w} = 247442.4949 \text{ N/m}$$

La carga resultante(P_R)por unidad de longitud en los puntos A y B de la junta de soldadura se determina por:

$$P_R = \sqrt{P_D^2 + P_N^2}$$

Reemplazando se tiene que:

$$P_{RA} = \sqrt{P_{DA}^2 + P_{NA}^2} = 314962.6374 \text{ N/m}$$

$$P_{RB} = \sqrt{P_{DB}^2 + P_{NB}^2} = 248234.4307 \text{ N/m}$$

La garganta efectiva (E) en los puntos A y B de la junta de soldadura se determina por:

$$E_A = \frac{P_{RA}}{\phi F_n} = 1.2207854 \text{ mm}$$

$$E_B = \frac{P_{RB}}{\phi F_n} = 0.9621489 \text{ mm}$$

El tamaño de soldadura (s), según Khurmi y Gupta (2005) se determina por:

$$S_A = \frac{E_A}{\sin\left(\frac{45 \cdot \pi}{180}\right)} = 1.726451 \text{ mm}$$

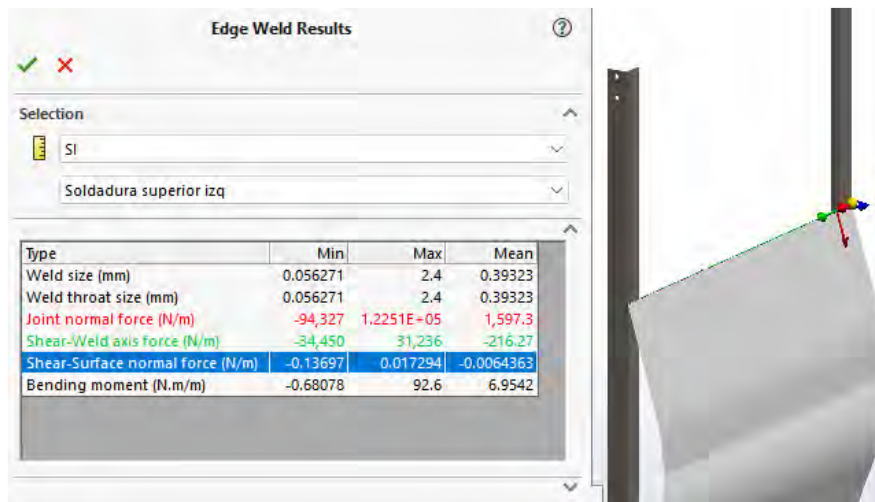
$$S_B = \frac{E_B}{\sin\left(\frac{45 \cdot \pi}{180}\right)} = 1.360684 \text{ mm}$$

5.10.2.8. Comparación de cargas aplicadas en soldadura por medio del cálculo analítico y simulación en el software SolidWorks

La soldadura a aplicar en el álabe, tanto en la parte superior e inferior se muestra en la figura.

Figura 52

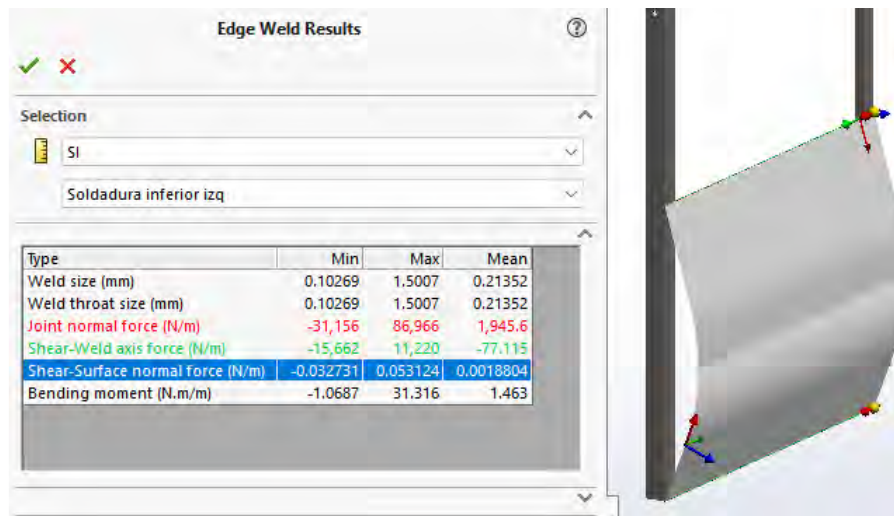
Cargas aplicadas en junta de soldadura parte superior (Software SolidWorks Simulación)



Nota: Elaboración propia.

Figura 53

Cargas aplicadas en junta de soldadura parte inferior (Software SolidWorks Simulation)



Nota: Elaboración propia.

La pala a unir mediante una junta de soldadura tiene un espesor de 2 mm y calculando que el tamaño mínimo de soldadura en la parte superior debe ser de 1.72 mm en la parte inferior de 1.36 mm, Se ha considerado un tamaño de soldadura de 3 mm (1/8 pulg.) para la parte superior e inferior estas dimensiones fueron calculadas mediante el software SolidWorks Simulation, que mediante una simulación con conexiones soldadas y un factor de seguridad de 2, se obtuvo un tamaño de soldadura de 2.4 mm para la parte superior y 1.5 mm en la inferior; asimismo, la fuerza normal y la fuerza cortante obtenidas por simulación tienen un valor de 1595.2N/m y -215.37N/m en la parte superior; 1944.2N/m y -75.65N/m en la parte inferior respectivamente; lo que son valores menores a los calculados mediante el cálculo analítico.

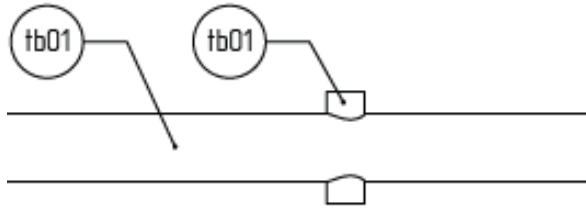
Finalmente se cumplen con los requerimientos de la American Welding Society (AWS). Se tiene en la tabla (5).

5.10.3. Cálculo de soldadura de filete en el tubo de menor diámetro

5.10.3.1. Cálculo del esfuerzo cortante en la soldadura

Figura 54

Tubo hueco SCH40 de 3/4" unido al eje hueco de la bomba espiral



Nota Elaboración propia.

El momento torsional aplicado al eje hueco debido a la fuerza sobre las palas de la rueda hidráulica es de 296 N.m.

El momento polar de inercia se determina por:

$$J_w = 2\pi \left(\frac{d}{2}\right)^3$$

Siendo el diámetro de la línea de soldadura (d) es 26.7 mm. Por lo tanto:

$$J_w = 2\pi \left(\frac{26.7 \text{ mm}}{2}\right)^3$$

$$J_w = 14949.396 \text{ mm}^3$$

Además, siendo $c = d/2$; la fuerza por unidad de longitud aplicado en la junta de soldadura es:

$$\tau = \frac{296 \text{ N.m} \times 13.35 \text{ mm}}{14949.396 \text{ mm}^3}$$

$$\tau = 478.173 \text{ N/mm}$$

5.10.3.2. Cálculo de la resistencia nominal corregida del metal de soldadura

La resistencia nominal corregida del metal de soldadura se determina utilizando los procedimientos LRFD, como sigue:

$$\phi F_n = 1 * (0.6 \times F_{EXX})$$

$$\phi F_n = 1 * (0.6 \times 430 \text{ MPa})$$

$$\phi F_n = 258 \text{ MPa}$$

5.10.3.3. Cálculo de la garganta efectiva de la junta de soldadura

La garganta efectiva (E) de la junta de soldadura se determina por:

$$E = \frac{\tau}{\phi F_n}$$

$$E = \frac{478.173 \text{ N/mm}}{258 \text{ MPa}}$$

$$E = 1.8533 \text{ mm}$$

5.10.3.4. Cálculo del tamaño de la soldadura

El tamaño de soldadura (s), según Khurmi y Gupta (2005) se determina por:

$$s = \frac{E}{\sin 45^\circ}$$

$$s = 2.621 \text{ mm}$$

El tubo a unir mediante una junta de soldadura al eje hueco tiene un espesor de 2.87 mm y calculando que el tamaño mínimo de soldadura debe ser de 2.621 mm.

Se ha considerado un tamaño de soldadura de 3 mm como recomienda la American Welding Society (AWS), según se puede mostrar en la tabla (5).

5.11. Cálculo de pernos

5.11.1. Cálculo de fuerza en el perno que soporta a brazos y álabe

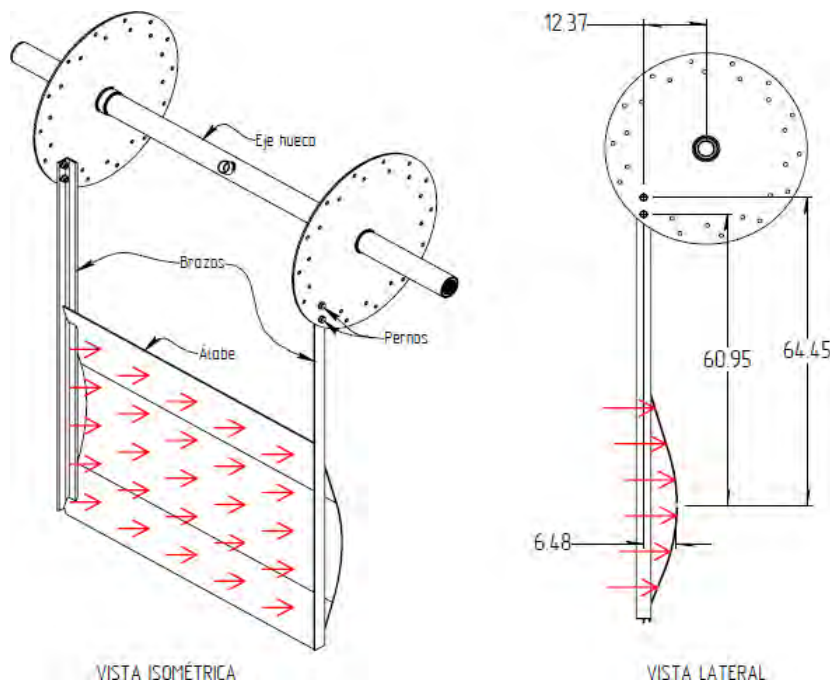
El perno tiene la función crucial de asegurar la sujeción de los brazos que están soldados al eje de la rueda hidráulica, permitiendo su adecuado funcionamiento en condiciones operativas. Este componente debe soportar dos tipos principales de cargas: el

peso de los brazos y de la pala, que generan un esfuerzo de cizalladura estático, y las fuerzas dinámicas derivadas del movimiento del agua sobre la pala, que introducen un esfuerzo cortante variable. Estas solicitaciones combinadas someten al perno a fatiga mecánica, lo que hace indispensable diseñarlo con materiales y geometrías que garanticen su resistencia y durabilidad bajo estas condiciones exigentes.

La configuración del álabe se muestra en la siguiente figura:

Figura 55

Configuración de sujeción de brazos a eje hueco mediante pernos.

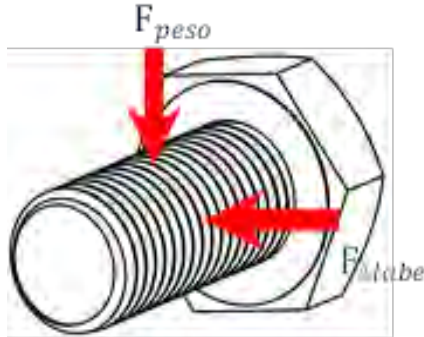


Nota: elaboración propia

El perno está sujeto a esfuerzos cortantes en dos direcciones principales: radial y axial, además de esfuerzos por aplastamiento debido a las cargas de contacto. El esfuerzo por flexión, aunque presente, es insignificante y se considera despreciable en el análisis debido a su baja magnitud. Para garantizar la seguridad estructural y la durabilidad del perno, se compensa cualquier incertidumbre o variación en las cargas mediante un acrecentamiento en el factor de seguridad del diseño.

Figura 56

DCL del perno sujetador de brazo a eje hueco



Nota: Elaboración propia.

Según el software SolidWorks el peso en conjunto del álabe y los brazos que lo sostienen es de 8.52 kg.

Por lo tanto, la fuerza que se transmite al perno se determina por:

$$F_{\text{peso}} = \frac{(8.52\text{kg})(9.81\text{m/s}^2)}{4} = 20.90 \text{ N}$$

$$F_{\text{peso}} = 20.90 \text{ N}$$

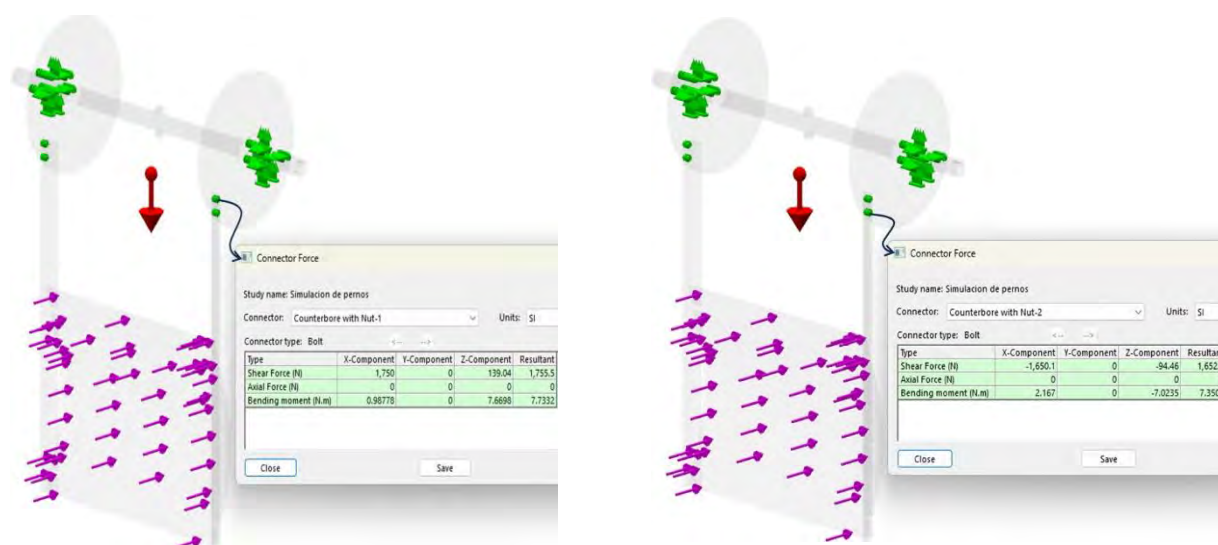
5.11.2. Cálculo de la fuerza resultante en cada perno

Para determinar la fuerza resultante en cada perno; se realizó una simulación en el software SolidWorks mediante un análisis estático por elementos finitos.

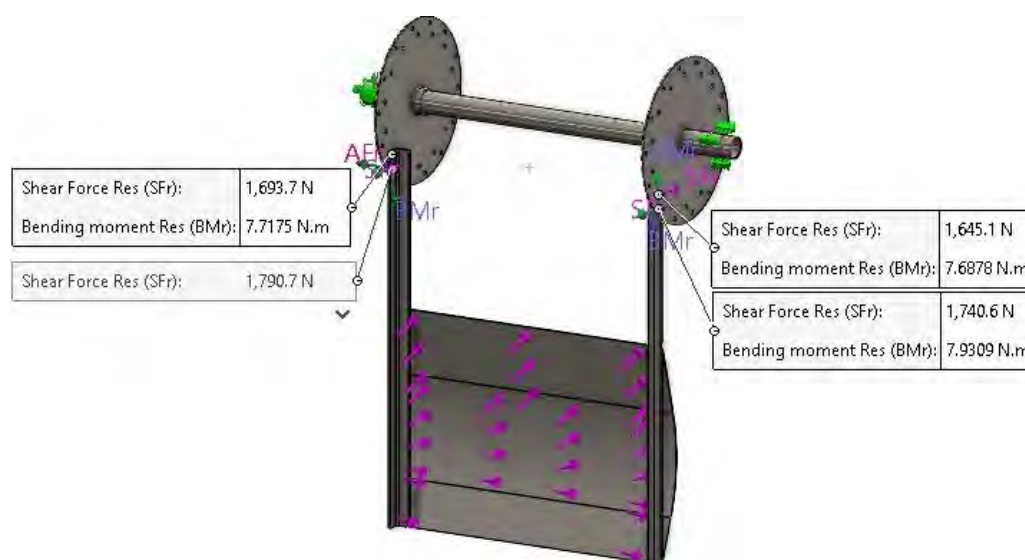
Las condiciones de operación fueron:

- Fuerza distribuida en el álabe: 200N
- Conexión mediante pernos de cabeza hexagonal:4
- Localización de sujeción: Área de contacto del rodamiento

Los resultados de la simulación para los pernos de sujeción mostraron la fuerza aplicada en cada uno de ellos (ver siguiente figura).

Figura 57*Simulación para los pernos de sujeción**Nota:* Elaboración propia.

En resumen, la fuerza resultante en cada perno se muestra en la siguiente figura:

Figura 58*Fuerza resultante en cada perno.**Nota:* Elaboración propia.

5.11.3. Cálculo de la fuerza cortante alternante y media por acción del movimiento

Las fuerzas generadas por el movimiento del agua constituyen una carga dinámica, la cual genera esfuerzos de cizalladura. Como consecuencia, el perno queda expuesto a un proceso de fatiga.

La fuerza mínima y máxima a que está expuesto el perno son:

$$V_{\min} = F_{\text{peso}} = 20.9 \text{ N}$$

$$V_{\max} = 1790.7 \text{ N}$$

La cortante alternante se determina por:

$$V_a = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{2} = 884.9 \text{ N}$$

La cortante media se determina por:

$$V_m = \frac{V_{\max} + V_{\min}}{2} = 905.8 \text{ N}$$

5.11.4. Selección del tipo de perno a utilizar

Se eligió un perno ISO de grado 8.8, conocido por su alta resistencia y fiabilidad. Fabricado en acero de alta calidad, ofrece gran resistencia a la tracción y a la fluencia, soportando cargas significativas y prolongadas sin deformarse. Cumple con las normativas ISO, garantizando durabilidad, seguridad y un desempeño confiable en aplicaciones industriales exigentes:

Resistencia a la tensión:

$$S_{\text{ut}} = 830 \text{ MPa}$$

Resistencia a la fluencia:

$$S_y = 660 \text{ MPa}$$

Resistencia a la tensión en corte:

$$S_{\text{su}} = 0.65 \cdot S_{\text{ut}} = 540 \text{ MPa}$$

Resistencia a la fluencia en corte:

$$S_{\text{ys}} = 0.5 \cdot S_y = 330 \text{ MPa}$$

5.11.5. Factor de seguridad

El factor de seguridad a considerar para este estudio es de 2.

$$N_f = 2$$

5.11.6. Factores de reducción de resistencia a la fatiga

El perno empleado es de tipo ISO con un grado de resistencia 8.8, lo que garantiza una alta capacidad de carga y durabilidad en aplicaciones exigentes. Los factores que afectan el límite de resistencia a la fatiga serán tomados de los capítulos 6 a 9 del libro de Budynas y Nisbett (2020), que detallan las consideraciones fundamentales para evaluar el comportamiento del perno bajo ciclos repetitivos de carga. El diámetro preliminar considerado para este perno es de 8 mm ($d_p = 8$ mm), el cual ha sido seleccionado con base en las exigencias del diseño, buscando asegurar un equilibrio adecuado entre resistencia, tamaño y funcionalidad dentro del sistema.

5.11.6.1. Cálculo del factor de superficie

Maquinado en frío

Tabla 16

Acabado superficial.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.21	1.38	-0.067
Maquinado o laminado en frío	2.00	3.04	-0.217
Laminado en caliente	11.00	38.6	-0.650
Como sale de la forja	12.7	54.9	-0.758

Nota: Elaboración propia.

De la tabla tenemos que el factor de:

$$a = 3.04$$

El exponente $b = -0.217$

$$S_{ut} = 830 \text{ MPa}$$

$$k_a = a*(s_{ut})^b = 3.04*(830)^{-0.217} = 0.707$$

5.11.6.2. Cálculo del factor de tamaño

$$k_b = \begin{cases} 0.879d^{-0.107} & 0.3 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d < 10 \text{ in} \\ 1.24d^{-0.107} & 7.62 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

El diámetro preliminar considerado es $d_p = 8 \text{ mm}$

$$7.62 \text{ mm} \leq d_p \leq 51 \text{ mm}, \text{ por lo tanto:}$$

$$k_b = 1.24(d_p^*)^{-0.107} = 1.24(8)^{-0.107}$$

Por lo tanto, el factor de tamaño:

$$k_b = 0.995$$

5.11.6.3. Cálculo del factor de carga

$$k_c = 0.577$$

5.11.6.4. Cálculo del factor de temperatura

Para nuestro caso la temperatura de trabajo ($T_C = 13.4^\circ\text{C}$)

$$k_d = S_T/S_{RT} = 0.99 + 5.9(10^{-4})T_C - 2.1(10^{-6})T_C^2 = 0.9975$$

5.11.6.5. Cálculo del factor de confiabilidad

Tabla 17

Comparación de resultados evaluados

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z\alpha$	Factor de confiabilidad k_ϵ
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814

99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702

Nota: Elaboración propia.

5.11.6.6. Cálculo del factor de confiabilidad

Para nuestro caso seleccionaremos confiabilidad del 99.9%. Por lo tanto, el factor de confiabilidad: $k_e = 0.753$

5.11.6.7. Cálculo del factor a otros efectos

$$k_f = 1$$

5.11.7. Cálculo de la resistencia a la fatiga

$$S_{ef} = 0.5 * S_{ut} = 415 \text{ MPa límite de resistencia a la fatiga}$$

Por lo tanto:

$$S_e^* = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_{ef} = 169.45 \text{ MPa}$$

5.11.8. Cálculo de diámetro del perno

El factor de concentración de esfuerzos de fatiga K_f para elementos roscados según el capítulo 8 - 3 del libro de Budynas y Nisbett (2020); son:

Tabla 18

Grado SAE del perno

SAE Grade	Metric Grade	Rolled Threads	Cut Threads	Fillet
0 to 2	3.6 to 5.8	2.2	2.8	2.1
4 to 8	6.6 to 10.9	3.0	3.8	2.3

Nota: Elaboración propia.

El perno seleccionado de tipo ISO con grado 8.8 con rosca métrica, pertenece a un perno SAE de grado 2.

Por lo tanto:

$$K_{fsa} = 3.6$$

$$K_{fsm} = K_{fsa} = 3.6$$

Utilizando Goodman modificado:

$$\frac{1}{N_f} = \frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{su}}$$

$$\frac{1}{N_f} = \frac{4 * K_{fsa} * V_a}{\pi * (d_p^*)^2 * S_e} + \frac{4 * K_{fsm} * V_m}{\pi * (d_p)^2 * S_{su}}$$

Despejando d_p^* se tiene que:

$$d_p^* = \sqrt{\frac{4 * N_f}{\pi} * \left(\frac{K_{fsa} * V_a}{S_e} + \frac{K_{fsm} * V_m}{S_{su}} \right)} = 7.26 \text{ mm}$$

Se utilizó un perno tipo ISO M8x18mm de grado 8.8. El área se determina por:

$$A_p = \frac{\pi * (d_p)^2}{4} = \frac{\pi * (8 \text{ mm})^2}{4} = 16 \pi \text{ mm}^2$$

$$A_p = 16 \pi \text{ mm}^2$$

5.11.9. Cálculo del esfuerzo cortante alternante y medio del perno

El esfuerzo cortante alternante se determina por:

$$\tau_a = \frac{K_{fsa} * V_a}{A_p} = 62.12 \times 10^6 \text{ Pa}$$

El esfuerzo cortante medio se determina por:

$$\tau_m = \frac{K_{fsm} * V_m}{A_p} = 63.61 \times 10^6 \text{ Pa}$$

5.11.10. Cálculo del factor de seguridad a la fatiga utilizando Goodman modificado

$$N_{fs} = \frac{S_e * S_{su}}{\tau_a * S_{su} + \tau_m * S_e}$$

$$N_{fs} = \frac{169.45 \text{ MPa} * 540 \text{ MPa}}{62.12 \text{ MPa} * 540 \text{ MPa} + 63.61 * 169.45 \text{ MPa}} = 2.06$$

$$N_{fs} = 2.06$$

El factor de seguridad utilizando la metodología de Goodman modificado es 2.06.

5.11.11. Cálculo del Factor de seguridad a la fluencia en cortante del perno

$$N_y = \frac{S_{ys}}{\tau_a + \tau_m} = \frac{330 \text{ MPa}}{62.12 \text{ MPa} + 63.61 \text{ MPa}} = 2.62$$

$$N_y = 2.62$$

El factor de seguridad a la fluencia en cortante es 2.62.

5.12. Cálculo de fuerzas en el chasis de la bomba espiral

Se evaluará si el chasis de tubos cuadrados 20x20x2 mm es adecuado para soportar las cargas y esfuerzos durante el funcionamiento de la bomba, considerando su resistencia, durabilidad, rigidez y estabilidad. Esto garantizará la eficiencia y seguridad del material seleccionado.

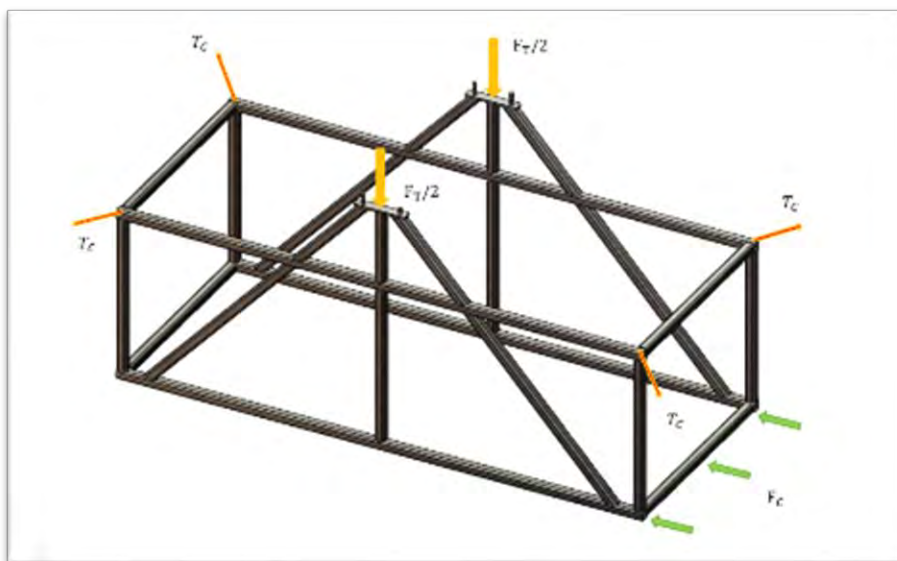
Las cargas mecánicas que se le aplicaran al chasis son:

- Cargas gravitacionales
- Tensión de las cuerdas de anclaje
- Fuerzas fluviales del fluido

Las cargas gravitacionales se calculan considerando factores como la masa de la manguera HDPE PN10, los álabes, los rayos y el agua contenida en la manguera en espiral. Cada componente contribuye al peso total que afecta la estructura y el funcionamiento del sistema.

Figura 59

DCL del chasis de la Bomba espiral



Nota: Elaboración propia.

Donde:

- F_T = Fuerza gravitacional de la rueda y eje
- F_C = Fuerza de la corriente fluvial
- T_c = tensión de la cuerda

A continuación, se evidenciará los cálculos de las fuerzas que se aplicará al chasis:

5.12.1. Cálculo de la fuerza Gravitacional de la rueda y el eje (F_T)

Es la suma del peso de las mangueras de alta densidad HDPE PN10, peso de los rayos, peso de los alabes y el peso del agua que está dentro de las mangueras HDPE.

$$F_T = m_T * g$$

La masa total se puede calcular por la siguiente formula:

m_T = masa de la manguera + masa de los alabes + masa de los rayos + masa de agua que está dentro de la manguera

Donde:

- m_{HDPE} : masa de la manguera
- m_{alabe} : masa de los alabes
- m_{rayos} : masa de los rayos
- m_{agua} : masa del agua que se encuentra dentro de la manguera

Del SolidWorks tenemos los datos del volumen de la manguera, alabes y el rayo, nos falta el volumen del agua que se encuentra dentro de la manguera para nuestro calculo.

Calculamos el volumen de agua que se encuentra dentro de la manguera (V_{agua}):

Sabemos que:

$$\rho_{H_2O} = 1000 \frac{kg}{m^3}$$

A partir de la siguiente formula despejamos la masa de agua que se encuentra dentro de la manguera:

$$\rho_{H_2O} = \frac{m_{agua}}{V_{agua}}$$

Donde:

- ρ_{H_2O} : densidad del agua
- V_{agua} : volumen del agua

Por lo tanto, despejamos de la ecuación m_{agua} y se tiene que:

$$m_{agua} = \rho_{agua} * V_{agua} * L_T = (1000 \frac{kg}{m^3}) * (\pi * 10.5^2 * 10^{-6} m^2) * 25.37 m = 8.79 kg$$

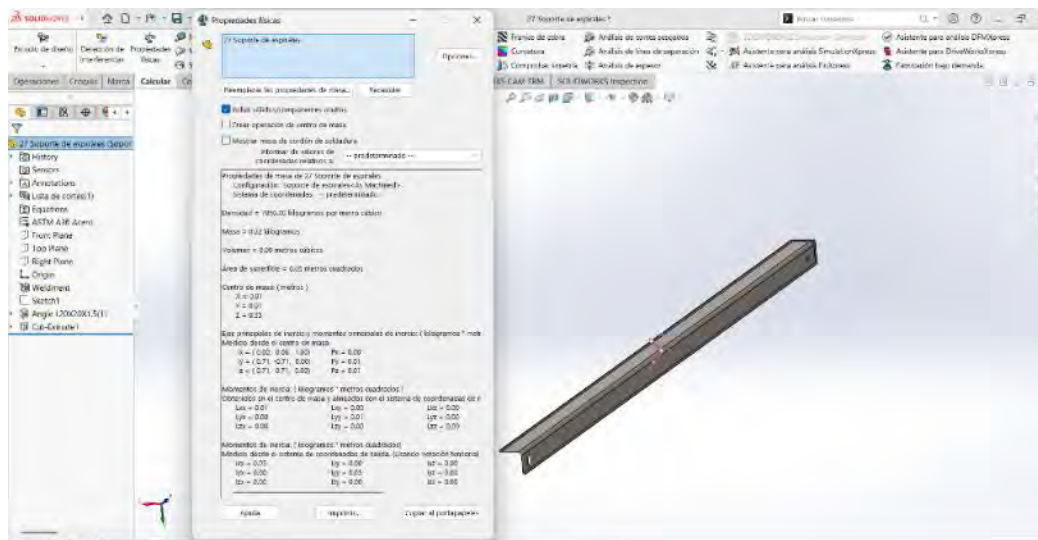
$$m_{agua} = 8.79 kg$$

Del software SolidWorks tenemos la masa de los rayos:

De la siguiente figura tenemos la masa del brazo exterior.

Figura 60

Imagen del brazo exterior



Nota: Elaboración propia.

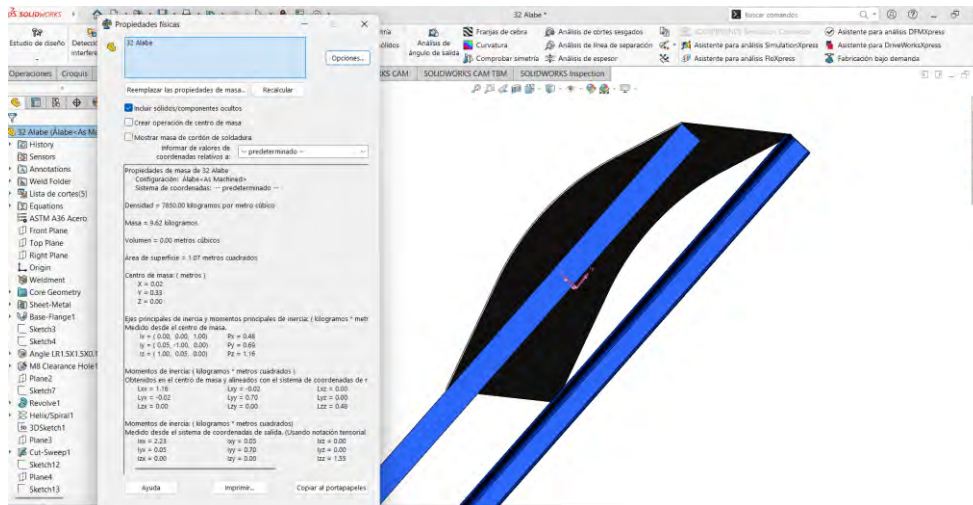
De la figura se tiene que la masa del soporte exterior de la espiral es 0.32 kg, como son 28 soportes se tiene que:

$$m_{bz\ ext} = 28 * 0.32\ kg = 8.96\ kg$$

Ahora calculamos la masa del alabe y los brazos interiores, de la siguiente figura tenemos que:

Figura 61

Imagen del brazo interior y la pala.



Nota: Elaboración propia.

De la figura se tiene que:

$$m_{\text{alabe}} + m_{\text{bz int}} = 9.62 \text{ kg}$$

Como son 14, se tiene que:

$$m_{\text{alabes}} + m_{\text{brazos int}} = 9.62 * 14 = 134.68 \text{ kg}$$

Ahora calculamos la masa de los espirales (m_{HDPE}):

$$m_{\text{espiras}} = 2 * \rho_{\text{espira}} * v_{\text{espira}} = 2 * 0.98 \frac{\text{gr}}{10^{-6} \text{m}^3} * \pi * (12.5^2 - 10.5^2) * 10^{-6} \text{m}^2 * 100 \text{m}$$

$$m_{\text{HDPE}} = 28.324 \text{ kg}$$

5.12.2. Cálculo de la fuerza gravitacional de la rueda y eje (F_T)

$$F_T = (m_{\text{HDPE}} + m_{\text{alabes}} + m_{\text{rayos}} + m_{\text{agua}}) * (g)$$

$$F_T = (m_{\text{HDPE}} + m_{\text{alabes}} + m_{\text{bz int}} + m_{\text{bz ext}} + m_{\text{agua}}) * (g)$$

$$F_T = (28.324 \text{ kg} + 134.68 \text{ kg} + 8.96 \text{ kg} + 8.79 \text{ kg}) * (9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) = 1773.19 \text{ N}$$

5.12.3. Cálculo de la fuerza de la corriente fluvial (F_c)

La fórmula para calcular la fuerza de la corriente fluvial sobre el chasis se muestra a continuación:

$$F_C = \rho_{\text{H}_2\text{O}} * Q_m * \Delta V$$

Donde:

- F_C : Fuerza de la corriente fluvial (N)
- ρ_{H_2O} : densidad del agua
- Q_m : Caudal medio del canal (m^3/s)
- ΔV : Variación de velocidad de la corriente al impacto con el chasis

5.12.3.1. Determinamos el caudal medio del canal (Q_m)

Para las profundidades del agua de 0.5 y 0.9, determinamos el caudal para ambos casos y se tiene que:

- Para $H_c = 0.5$ (0.8 m/s)

Calculamos el caudal mínimo (Q_1)

$$Q_1 = 0.5 * 1.2m * 0.8m/s = 0.48 \frac{m^3}{s}$$

- Para $H_c = 0.9$ (1 m/s)

Calculamos el caudal máximo (Q_2)

$$Q_2 = 0.9 * 1.2m * 1m/s = 1.08 \frac{m^3}{s}$$

Por lo tanto, determinamos el caudal medio (Q_m) y la variación de la velocidad (Δv):

- $Q_m = \frac{Q_1 + Q_2}{2} = 0.78 \frac{m^3}{s}$
- $\Delta V = 1 - 0.8 = 0.2 \text{ m/s}$

El caudal medio del canal es $0.78 \frac{m^3}{s}$ y la variación de la velocidad de la corriente al impacto con el chasis es de $0.2 \frac{m}{s}$.

$$F_C = \rho_{H_2O} * Q_m * \Delta V = (1000 \frac{kg}{m^3}) * (0.78 \frac{m^3}{s}) * (0.2 \frac{m}{s}) = 156 \text{ N}$$

Por lo tanto, la fuerza de la corriente fluvial:

$$F_C = 156 \text{ N}$$

5.12.4. Cálculo de la tensión de la cuerda de amarre (T_c)

La tensión aplicada para fijar la bomba espiral en el canal será equivalente a la fuerza de la corriente (F_c) para evitar que la bomba sea desplazada por el flujo de agua. Esta sujeción garantiza la estabilidad y seguridad operativa del sistema. La bomba se fijará en las esquinas del chasis para prevenir movimientos indeseados por el empuje del agua, reforzando la estabilidad general. En el diagrama de cuerpo libre, se considera la tensión de la cuerda (T_c) para evaluar la efectividad de los puntos de sujeción y el comportamiento estructural.

Por lo tanto:

$$T_c = F_c = 156 \text{ N}$$

CAPITULO VI: DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

La simulación CFD de una bomba espiral es una herramienta precisa que modela cómo el fluido interactúa con el sistema mediante las ecuaciones de Navier-Stokes. Esta técnica permite visualizar el flujo del agua, las zonas de presión, turbulencias y aceleraciones, proporcionando información clave sobre el comportamiento del fluido. Ayuda a optimizar el diseño de la bomba, mejorando su rendimiento y eficiencia, y anticipando posibles mejoras. Además, ajusta el sistema para asegurar un rendimiento adecuado bajo diversas condiciones operativas, maximizando la eficiencia y durabilidad de la bomba.

6.1. Etapas de una simulación dinámica de fluidos

El proceso se describe en tres etapas:

6.1.1. Pre-procesamiento

Para modelar un objeto físico, se crea una malla superficial y volumétrica a partir de las geometrías diseñadas en software CAD. Esta malla se utiliza para simular el comportamiento del objeto bajo ciertas condiciones, definiendo con precisión las condiciones de contorno y las propiedades del fluido, como viscosidad y densidad. Esta fase es crucial para asegurar que el modelo sea representativo y genere resultados precisos en las simulaciones.

6.1.2. Simulación

Se lleva a cabo una simulación computacional del flujo del fluido aplicando métodos numéricos a la malla generada, teniendo en cuenta las circunstancias de entorno y las propiedades del fluido previamente establecidas.

6.1.3. Post-procesamiento

Los resultados de la simulación se exploran, analizan y visualizan utilizando diversas técnicas. Esta fase permite interpretar los datos obtenidos y extraer conclusiones relevantes para el proyecto.

Etapas de una simulación CFD.

Figura 62

Etapas de una simulación CFD



Nota: Elaboración propia.

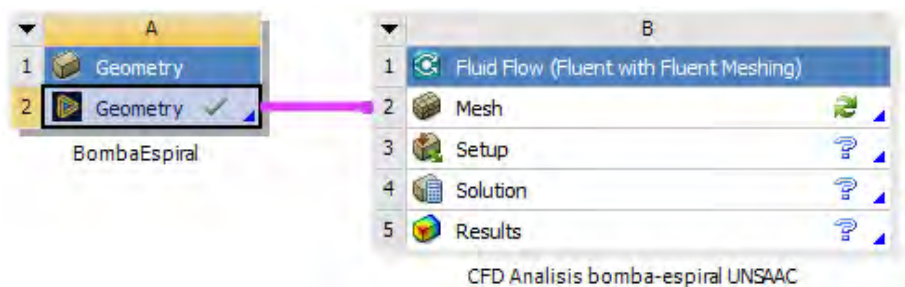
6.2. Simulación CFD de la bomba-espiral

A continuación, se representa el procedimiento continuo para la simulación CFD que analiza cómo el flujo de agua del canal de riego interactúa con la bomba espiral. Para llevar a cabo la simulación CFD de la bomba espiral, se utilizó el software ANSYS, empleando específicamente el módulo ANSYS Fluent. El proceso de simulación siguió un flujo de trabajo estándar, que abarcó desde la creación de la geometría hasta la obtención de los resultados finales, pasando por etapas clave como el mallado y la configuración del sistema. Este enfoque estructurado garantiza la precisión de la simulación y facilita el análisis detallado de los parámetros relevantes, como el comportamiento del flujo, la distribución de presión y la identificación de áreas críticas dentro de la bomba, visto en la siguiente figura.

Etapas de una simulación CFD.

Figura 63

Etapas de una simulación CFD



Nota: Elaboración propia.

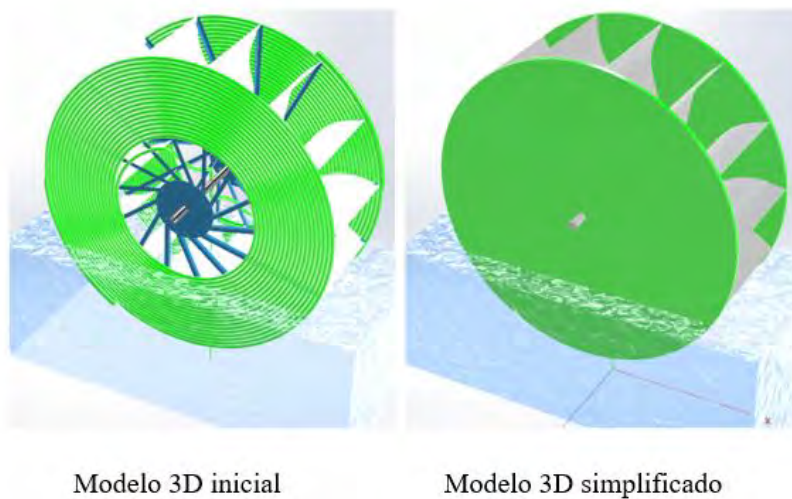
6.2.1. Pre-procesamiento

6.2.1.1. Geometría

El modelado 3D de la bomba espiral en SolidWorks se simplificó para optimizar el tiempo de cómputo y los recursos, manteniendo la precisión necesaria para la simulación CFD eficiente del flujo de agua y la rueda hidráulica.

Figura 64

Simplificación del modelo 3D inicial

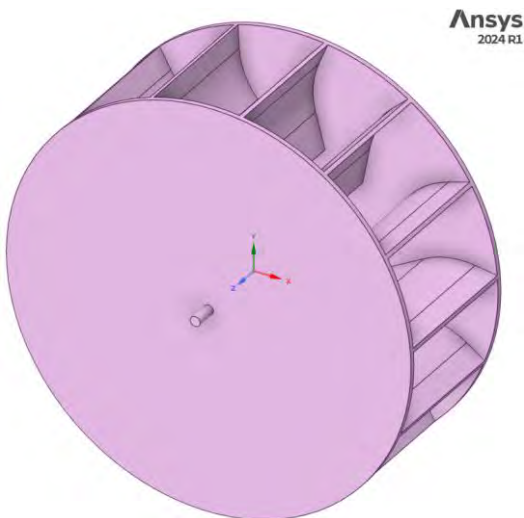


Nota: Elaboración propia.

A continuación, el modelo fue exportado desde SolidWorks a SpaceClaim, una herramienta integrada en ANSYS Workbench que proporciona las funcionalidades necesarias para preparar la geometría con fines de simulación CFD.

Figura 65

Modelo 3D en SpaceClaim.



Nota: Elaboración propia.

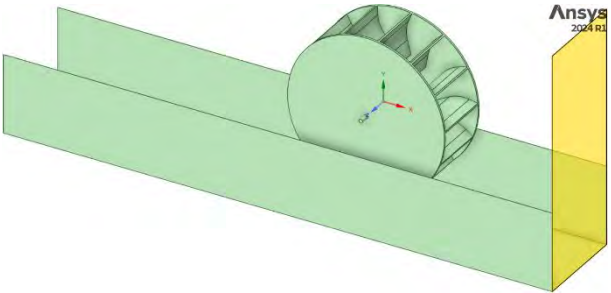
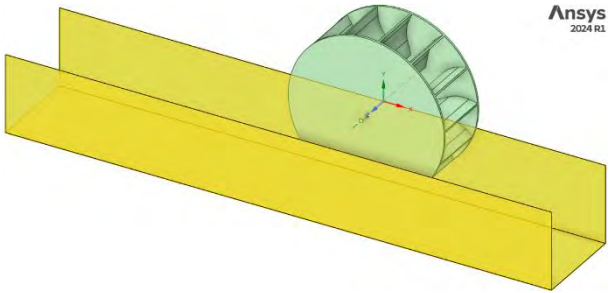
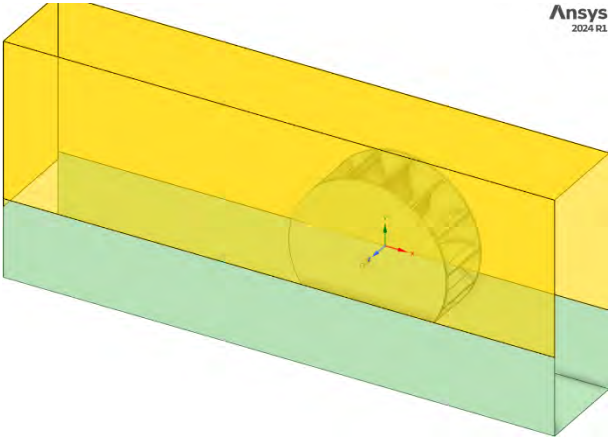
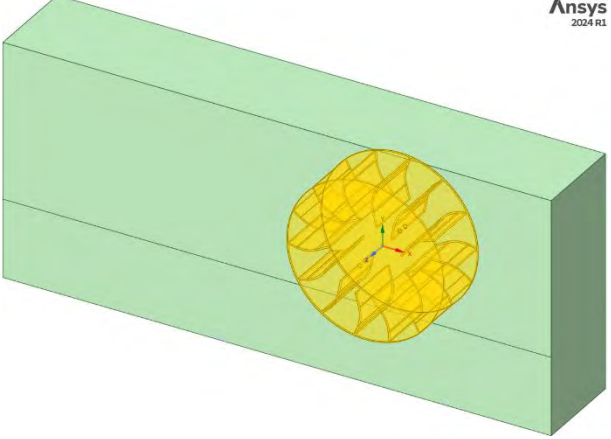
6.2.1.2. Representación del dominio

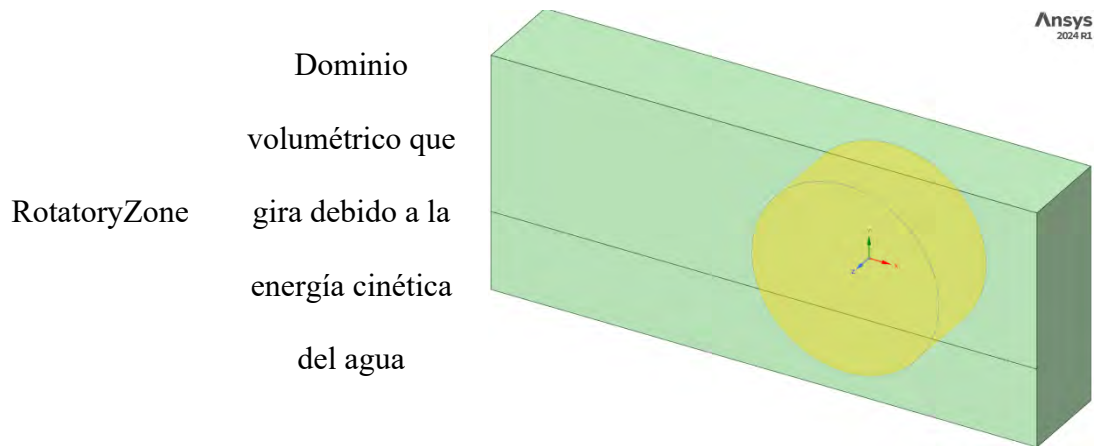
En la simulación CFD de la bomba espiral, es crucial representar adecuadamente el dominio para asegurar un análisis preciso de las interacciones entre los fluidos (agua y aire) y las superficies sólidas. La Tabla (19) describe el volumen tridimensional del espacio de estudio.

Tabla 19

Representación del dominio

Nombre de la superficie	Detalles	Imagen referencial donde se ubica
Inlet	Superficie de entrada del agua en el canal	A 3D CAD model showing the spiral pump housing (purple) positioned inside a green rectangular channel. The channel has a yellow inlet face on the left. A 3D coordinate system is visible on the pump housing. The Ansys 2024 R1 logo is in the top right corner.

Outlet	Superficie de salida de agua y aire	 Ansys 2024 R1
Wall	Superficies inferiores que conforman el canal	 Ansys 2024 R1
Opening	Superficies superiores expuestas al aire externo	 Ansys 2024 R1
SpiralPump_Wall	Superficies de contacto de la bomba-espiral	 Ansys 2024 R1



Nota: Elaboración propia.

6.2.1.3. Mallado

Tras definir la geometría de la bomba espiral y el volumen de control, el siguiente paso es generar la malla computacional, que divide el dominio en pequeños elementos finitos para resolver las ecuaciones de dinámica de fluidos. La calidad de la malla es crucial para la precisión del análisis CFD, ya que permite capturar detalles del comportamiento del fluido, como variaciones en velocidad, presión y propiedades termodinámicas. Una malla bien estructurada asegura resultados confiables, especialmente en zonas de interés, como las cercanas a las paredes de la bomba o áreas de transición. El refinamiento en áreas con gradientes pronunciados es clave, y la verificación de la calidad de la malla garantiza la fiabilidad de los resultados, evitando errores en el desempeño de la bomba.

6.2.1.3.1. Generar la malla de superficie

Primero se procedió a generar la malla de superficie, que viene a ser la base para la malla volumétrica (ver siguiente figura).

Tabla 20*Parámetros del mallado superficial.*

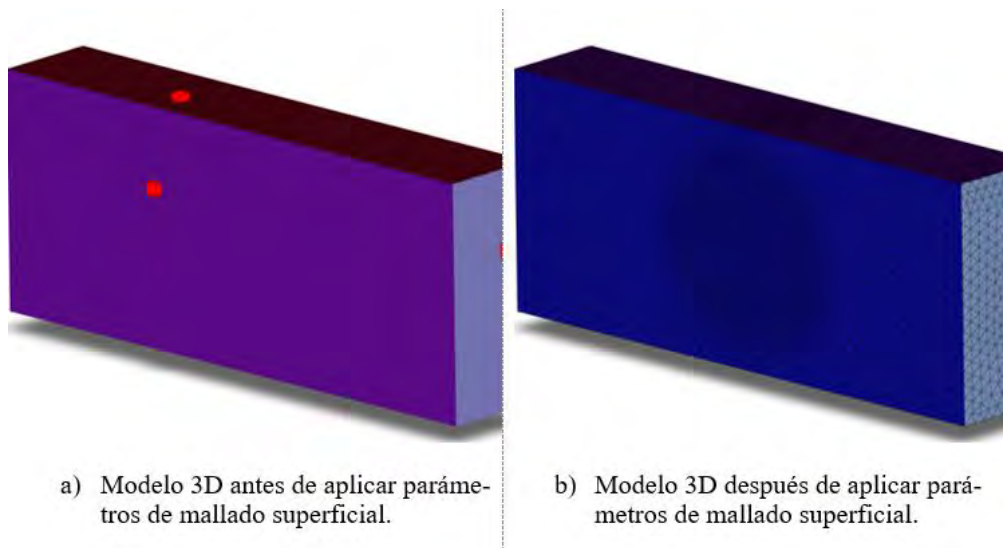
Parámetro	Valor/Configuración	Descripción
Generate the Surface Mesh	—	Activación del mallado superficial para la geometría.
Use Custom Size Field/Control Files?	No	No se utilizan archivos externos para controlar el tamaño de la malla.
Minimum Size [m]	0.0075	Tamaño mínimo de celda (7.5 mm), útil para capturar detalles en zonas críticas.
Maximum Size [m]	0.15	Tamaño máximo de celda (150 mm), para reducir el costo computacional.
Growth Rate	1.2	Tasa de crecimiento progresivo del tamaño de celdas.
Size Functions	Curvature & Proximity	Control del tamaño de celda según curvatura y proximidad de superficies.
Ignore Proximity Across Objects?	No	Se considera la proximidad entre objetos adyacentes en el mallado.
Curvature Normal Angle [deg]	18	Refina el mallado en regiones con curvaturas pronunciadas.
Cells Per Gap	2	Se generan al menos 2 celdas en espacios estrechos.
Scope Proximity To	Faces	La proximidad se evalúa únicamente entre caras.
Draw Size Boxes	No	No se visualizan cajas de control de tamaño de celda.

Separate Boundary	Yes	Se crean zonas de frontera diferenciadas
Zones by Angle?		según el ángulo entre superficies.

Nota: Elaboración propia.

Figura 66

Simplificación del modelo 3D inicial



Nota: Elaboración propia.

6.2.1.3.2. Descripción de la geometría

Una vez generada la malla de superficie, se procedió a describir el volumen de la geometría que se utiliza para definir el modelo computacional, antes de generar la malla de volumen (ver Figura 66).

Tabla 21

Parámetros del mallado superficial

Parámetro	Valor/Configuración	Descripción
Geometry Type	The geometry consists of both fluid and solid regions and/or voids	Debido a que el modelo contiene únicamente regiones fluidas, sin sólidos ni vacíos.

Change fluid-fluid boundaries to 'internal'?	Yes	Convierte las paredes entre dominios fluidos en interfaces internas, permitiendo un acoplamiento continuo y flujo sin barreras físicas entre ellos.
Apply Share Topology?	Yes	Fusiona superficies coincidentes entre cuerpos, asegurando continuidad y eliminando huecos en la malla.
Non-Conformal Mesh?	Yes	Permite que las mallas adyacentes tengan diferente resolución, lo cual es útil para aplicar refinamientos locales sin afectar todo el dominio.
Enable Multizone Meshing?	Yes	Habilita el mallado estructurado automático.

Nota: Elaboración propia.

6.2.1.3.3. Generación de la malla volumétrica

Se genero un mallado adaptativo, que viene a ser un método para refinar la malla en regiones con altos gradientes. La adaptación dinámica de la malla puede combinarse con el método de adaptación de malla poliédrica no estructurada (PUMA), que no depende de ninguna plantilla específica para el refinamiento, lo que lo hace adaptable a cualquier tipo de elemento.

Tabla 22

Parámetros del mallado superficial

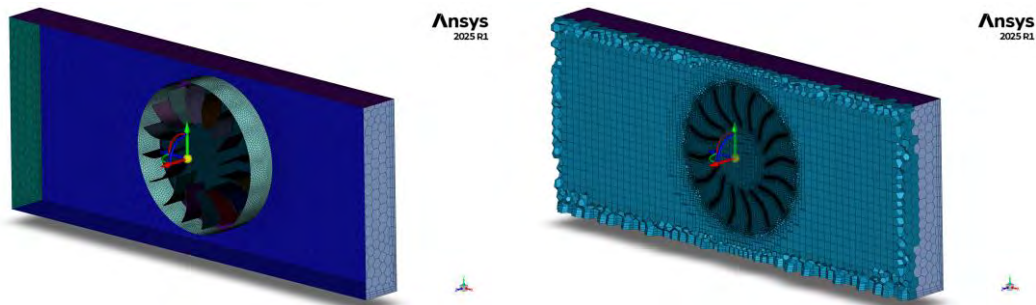
Parámetro	Valor/Configuración
Solver	Fluent
Fill With	Poly-Hexcore

Region Selection	Mesh Fluid Regions (✓)
	Mesh Solid Regions (✗)
Min Cell Length [m]	0.0075
Max Cell Length [m]	0.12
Enable Multizone Meshing?	Yes

Nota: Elaboración propia.

Figura 67

Mallado superficial y volumétrico con malla poly-hexcore en Ansys fluent.



Nota: Elaboración propia.

6.2.1.3.4. Calidad de la malla

Para realizar una simulación de dinámica de fluidos computacional (CFD) se recomienda que la calidad ortogonal sea superior a 0.8; esto se debe a que, si se tiene celdas con calidad ortogonal muy baja, la solución puede divergir. La calidad de la malla obtenida para la simulación CFD muestra una distribución heterogénea, con un Orthogonal Quality promedio muy buena de 0.93.

6.2.1.3.5. Calidad de la malla.

Figura 68

Calidad de la malla

```
Mesh Quality:

Minimum Orthogonal Quality = 1.26179e-01

Maximum Aspect Ratio = 4.91704e+01

-----
Cell Quality [Measure : Orthogonal]
Minimum = 0.12617935, Maximum = 1, Average = 0.93334545.

Marking Cells in Range (0.12617935 0.17617935)...
```

Nota: Obtenido de reporte de Ansys Fluent.

6.2.2. Configuración

La siguiente tabla resume la configuración utilizada para la simulación CFD, incluyendo modelos físicos, condiciones de frontera, parámetros de zona, métodos de solución e inicialización.

Tabla 23

Parámetros de configuración para la simulación CFD.

Categoría/Parámetro	Sub-Parámetro	Configuración/Valor
General	Type	Pressure-Based
	Velocity Formulation	Absolute
	Time	Transient
	Gravity	-9.80665 m/s ² (Y)
Models	Viscous Model Type	k-epsilon
	k-epsilon Model	RNG
	Near Wall Treatment	Standard Wall Function
	Multiphase Model	VOF
	Primary Phase	Air

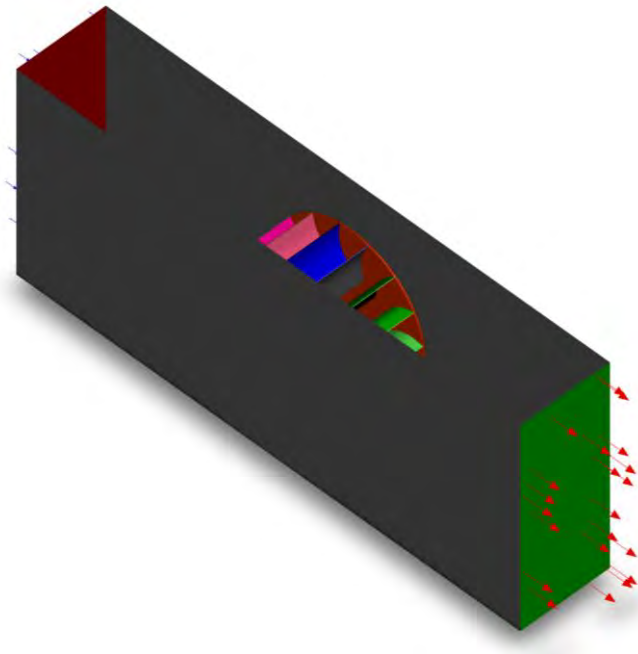
	Secondary Phase	Water
	Surface Tension Coefficient	0.072 N/m
Cell Zone Conditions	Mesh Motion	Enabled
	Rotational Velocity	7.64 rpm
Boundary Conditions	Velocity Magnitude (Inlet)	1 m/s
	Open Channel	Yes
	Free Surface Level	-0.5 m
	Bottom Level	-1.4 m
	Density Interpolation Method	From Free Surface Level
	Outlet Type	Pressure Outlet
Walls	Wall Motion	Stationary Wall
	BombaEspirale	Moving Wall
Solution Methods	Pressure-Velocity Coupling	SIMPLE
	Pressure	¡PRESTO!
Solution Methods	Turbulent Kinetic Energy Discretization	First Order Upwind
	Turbulent Dissipation Rate Discretization	First Order Upwind
	Volume Fraction Discretization	First Order Upwind
Initialization	Initialization Method	Standard
	Gauge Pressure	0 Pa
	Velocity (x,y,z)	0 m/s
	Turbulent Kinetic Energy	1 m ² /s ²
	Turbulent Dissipation Rate	1 m ² /s ³
	Water Volume Fraction	0

Nota: Obtenido de reporte de Ansys Fluent.

6.2.2.1. Configuración para simulación CFD.

Figura 69

Configuración para simulación CFD



Nota: Obtenido de reporte de Ansys Fluent.

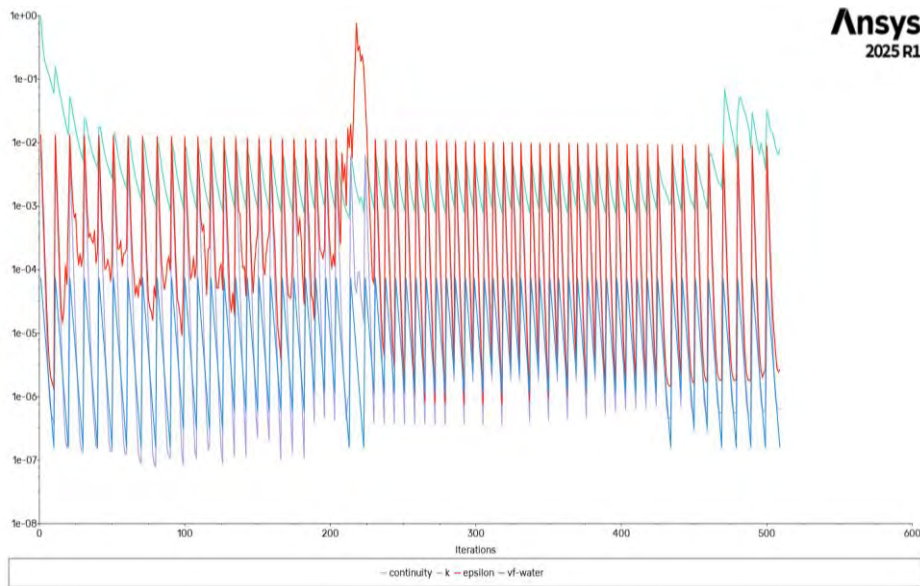
6.2.3. Procesamiento

6.2.3.1. Residuos

La figura muestra los residuos escalados de una simulación transitoria multifásica realizada en ANSYS Fluent, usando un modelo de turbulencia ($k-\epsilon$) junto con el modelo de fracción de volumen (VOF) para rastrear la interfaz entre las fases del fluido. La gráfica ilustra la evolución de los residuos a lo largo de aproximadamente 500 iteraciones, destacando variables clave como la continuidad (verde), energía cinética turbulenta (k) en azul oscuro, tasa de disipación turbulenta (ϵ) en rojo y la fracción volumétrica del agua (violeta claro). Esto proporciona una visión detallada de las fluctuaciones e interacciones dinámicas entre las variables durante la simulación.

Figura 70

Residuos en simulación CFD para la bomba espiral



Nota: Obtenido de reporte de Ansys Fluent.

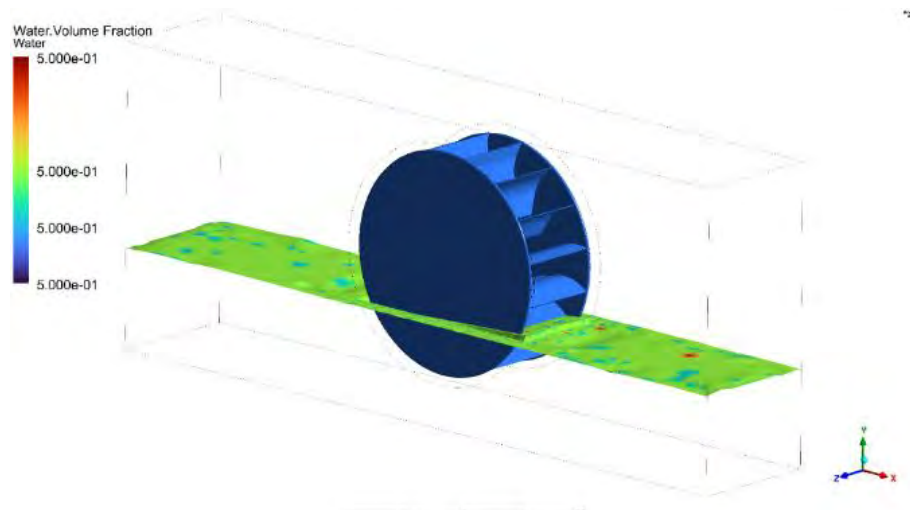
6.2.4. Post-procesamiento

6.2.4.1. Fracción de agua

La simulación CFD para la bomba-espiral operando en condiciones multifásicas y empleando ANSYS Fluent como herramienta de análisis, evaluó el comportamiento del campo de fracción volumétrica del agua, bajo condiciones transitorias.

Figura 71

Fracción de volumen de agua en operación de bomba espiral



Nota: Obtenido de reporte de Ansys Fluent.

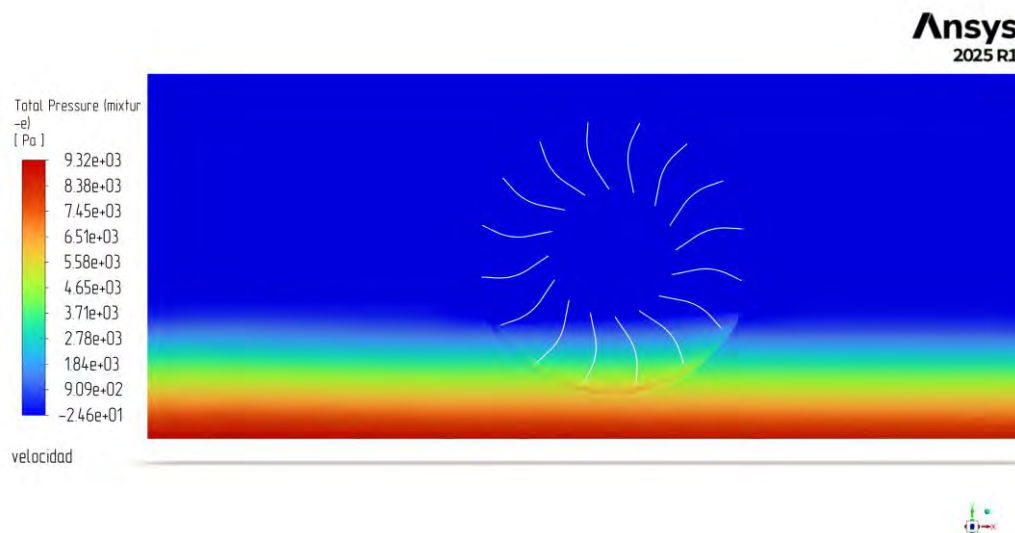
6.2.4.2. Presión en todo el dominio analizado

El análisis de presión total en los álabes, obtenido mediante ANSYS Fluent, muestra un gradiente de presión bien definido, con una disminución progresiva desde la presión máxima hasta valores negativos, lo que indica zonas de separación del flujo.

La rueda muestra una transferencia de presión en su extremo inferior, lo que sugiere un punto de estancamiento.

Figura 72

Presión en todo el dominio analizado bajo operación de bomba espiral.



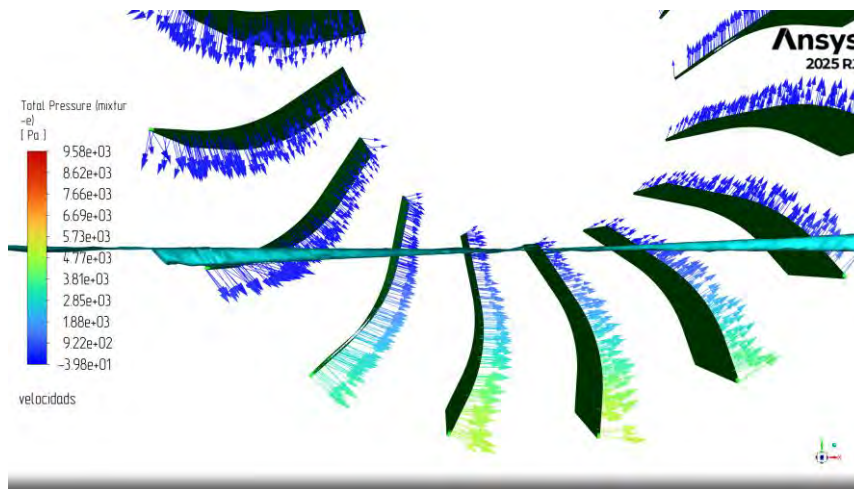
Nota: Obtenido de reporte de Ansys Fluent.

6.2.4.3. Presión transferida del fluido a los alabes de la bomba-espiral

La siguiente figura presenta la distribución de presión total (Pa) en los álabes de una bomba espiral simulada en Ansys Fluent, donde los valores oscilan entre $9.58 \times 10^{+3}$ Pa (zonas de mayor presión) y $-3.98 \times 10^{+1}$ Pa (regiones con presión negativa, indicando posible cavitación o bajas presiones críticas). La gradación de colores permite identificar áreas de alta presión (como el borde de ataque de los álabes) y zonas de riesgo por caídas bruscas de presión.

Figura 73

Presión en álabes bajo operación de bomba espiral



Nota: Obtenido de reporte de Ansys Fluent.

6.2.4.4. Velocidad alcanzada en los álabes de la bomba-espiral

La figura muestra la distribución de velocidad rotatoria (en m/s) de un fluido en una bomba espiral simulada con ANSYS Fluent, con valores que van desde 1.5 m/s en las zonas de alto flujo cercanas al rotor, hasta 0.01 m/s en áreas de baja velocidad o recirculación. La escala de colores resalta el comportamiento del fluido, ayudando a identificar áreas de eficiencia, posibles pérdidas de carga y cavitación.

Figura 74

Velocidad rotatoria bajo operación de bomba espiral.



Nota: Obtenido de reporte de Ansys Fluent.

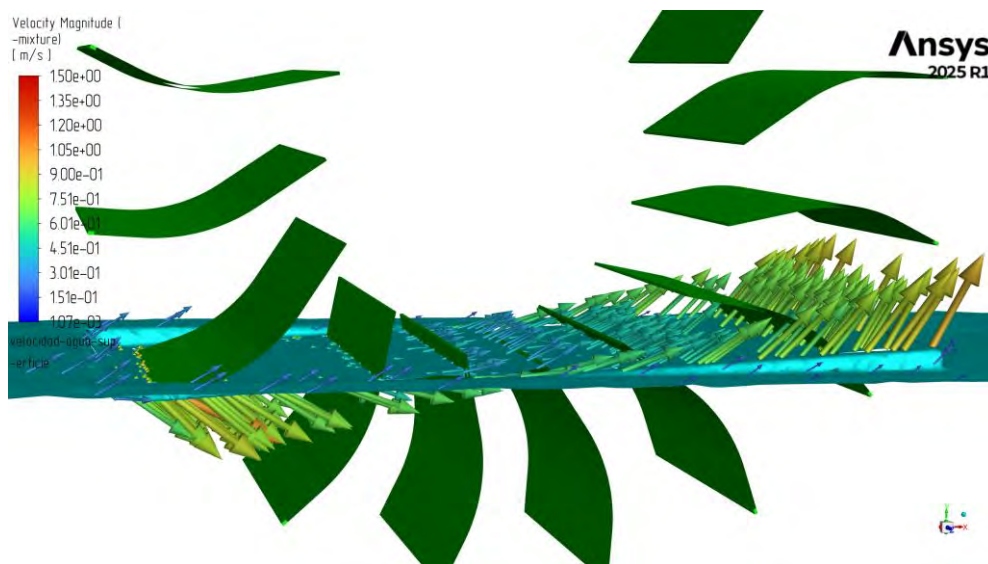
6.2.4.5. Dirección del flujo en su superficie a medida que pasa a través de la bomba espiral

La siguiente figura muestra un análisis, específicamente la magnitud de velocidad (en m/s) del fluido que fluye a través de una bomba espiral a condiciones específicas del fluido o configuración de la simulación.

La fuente del gráfico es un reporte generado con Ansys Fluent.

Figura 75

Velocidad y dirección del fluido en su superficie a medida que fluye a través de la bomba espiral



Nota: Obtenido de reporte de Ansys Fluent.

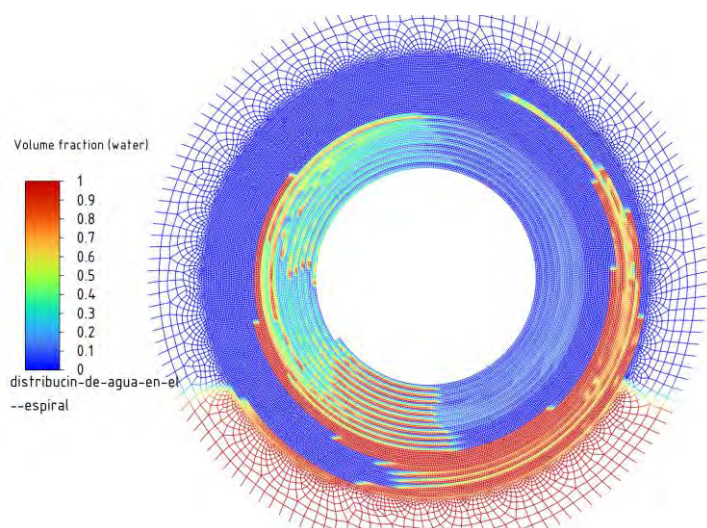
6.2.4.6. Análisis en espiras de la bomba espiral

En la bomba espiral de 19 espiras y un diámetro interior de 21 mm, se evaluaron variables clave como la fracción de volumen de fluido, la distribución de velocidades y la presión interna. La fracción de volumen de agua muestra la alternancia de columnas de agua y aire, con un patrón periódico en el que masas de agua se distribuyen entre las columnas de aire. Esta alternancia se mantiene a lo largo del trayecto helicoidal, validando el funcionamiento de la bomba espiral. Además, la fracción volumétrica conserva bien el frente

líquido, con baja dispersión entre fases, lo que sugiere una eficiente entrega de agua y buen rendimiento de bombeo.

Figura 76

Fracción de volumen de agua que fluye a través de la espiral de la bomba espiral

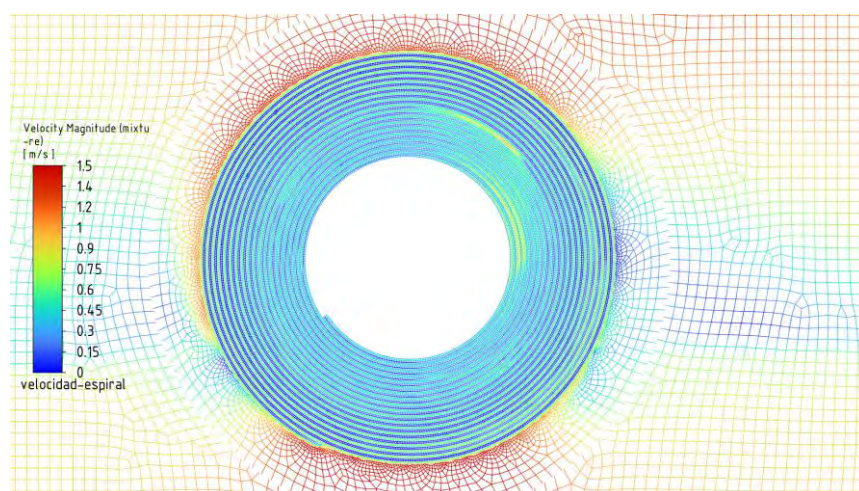


Nota: Obtenido de reporte de Ansys Fluent.

La columna de agua muestra una aceleración progresiva en velocidad a medida que avanza por las espiras, siguiendo un patrón helicoidal. Las velocidades más altas se concentran en las regiones externas, lo que se debe al impulso inicial del giro y la geometría de la espiral, que conserva el momento angular y genera efectos centrífugos.

Figura 77

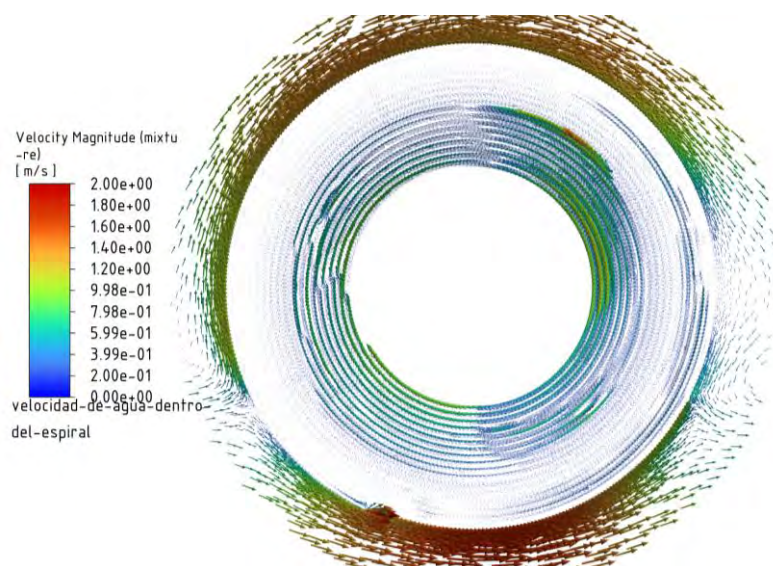
Velocidad del agua que fluye a través de la espiral de la bomba espiral



Nota: Obtenido de reporte de Ansys Fluent.

Figura 78

Velocidad del agua que fluye a través de la espiral

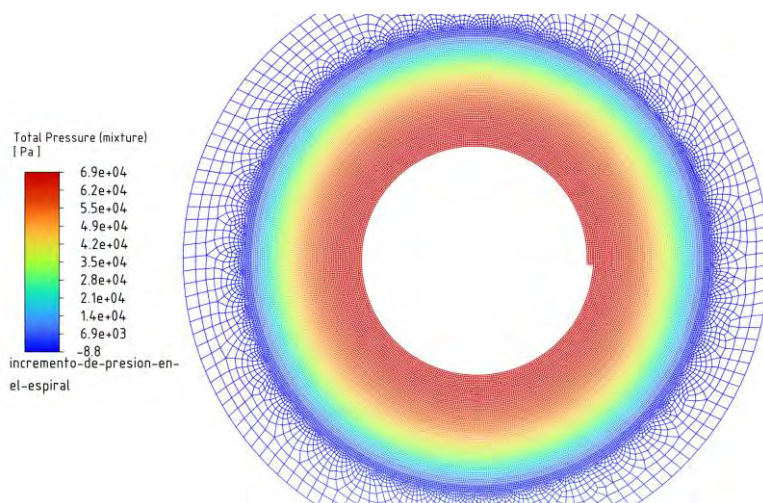


Nota: Obtenido de reporte de Ansys Fluent.

La presión del agua dentro del espiral muestra un gradiente que aumenta hacia el centro y las espiras, lo que indica una ganancia de carga a lo largo del conducto. Las zonas de mayor presión se encuentran en las espiras interiores, justo al salir del fluido. Esta diferencia de presión es clave para el transporte eficiente de las columnas alternas de aire y agua, facilitando su desplazamiento a través del sistema.

Figura 79

Presión del agua que fluye a través de la espiral de la bomba espiral



Nota: Obtenido de reporte de Ansys Fluent.

CAPITULO VII: ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LOS MATERIALES Y CONSTRUCCION DE LA BOMBA ESPIRAL

7.1. Especificación técnica de material para la fabricación del eje

El eje se fabrica con un material que asegure resistencia mecánica, tenacidad y buena maquinabilidad, ya que estará sometido a torsión, flexión y corte durante su operación. Es esencial un diseño que permita soportar estas fuerzas eficientemente, ya que la torsión genera esfuerzos rotacionales y la flexión y corte provocan tensiones que podrían comprometer la integridad del componente. Se deben considerar materiales con alta resistencia mecánica, distribución adecuada de los esfuerzos, geometría y puntos críticos de carga para garantizar la funcionalidad y seguridad del eje a lo largo de su vida útil, minimizando riesgos de fallos o deformaciones.

Tabla 24

Especificaciones Técnicas de Materiales Para Construcción del eje

Elemento	Descripción	Norma	Material
 Tubo redondo SCH 40	El eje de la bomba será fabricado de un tubo redondo SCH 40 de 1 ½" Cédula: SCH 40. Diámetro exterior: 48.26 mm Diámetro interior: 40.89mm Espesor: 3.68mm	ASTM A312	Acero Inoxidable C-304/304L
 Niple SCH 40	El eje tiene dos niples en sus extremos que son de material SCH 40 de 1 ½" x 2" de largo	ASTM A312, ASTM A733, ASME B1.20.1	Acero Inoxidable C-304/304L

Niple SCH 40


En la parte central el eje lleva dos niples que son de material SCH 40 de $\frac{3}{4}$ " x 2" de largo

ASTM A312, ASTM A733, ASME B1.20.1

Acero
Inoxidable C-304/304L

Adaptador codo de 90°



Los niples SCH 40 de $\frac{3}{4}$ " llevan dos adaptadores codos de 90° de tubo roscado $\frac{3}{4}$ " NPT hembra para la salida del agua mediante la manguera HDPE PEN10 de 25mm

Normas aplicables

ASTM D2466: Estándar para accesorios de PVC rígido para presión (schedule 40)

PVC

ASTM D1784: Clasificación del material de PVC rígido (tipo I, grado 1)

Tapa de $1\frac{1}{2}$ " NTP hembra


La tapa roscada hembra de $1\frac{1}{2}$ " NPT en PVC SCH 40 es un accesorio diseñado para cerrar el extremo del eje roscado en uno de los extremos.

Son fabricados bajo la norma ASTM D1784, NSF/ANSI 61.

Esta norma certifica que materiales y productos plásticos no liberan contaminantes al agua potable.

PVC

Nota: El eje de la bomba se fabricó en acero inoxidable C-304/304L (ASTM A312) con niples normalizados (ASTM A733, ASME B1.20.1) y accesorios de PVC (ASTM D2466, ASTM D1784, NSF/ANSI 61).

7.1.1. *Tubo Redondo SCH 40 de $1\frac{1}{2}$ "*

El tubo redondo de $1\frac{1}{2}$ " de diámetro nominal, con espesor de pared SCH 40, fabricado en acero inoxidable AISI 304 o 304L, es ideal para aplicaciones estructurales y de conducción de fluidos en entornos corrosivos. Su resistencia a agentes químicos, humedad salina y temperaturas variables lo hace perfecto para industrias químicas, alimentarias y marinas. Ofrece alta durabilidad, resistencia a la corrosión y presión elevada, asegurando un rendimiento confiable y prolongado, con buena soldabilidad y un acabado limpio.

7.1.1.1. Normas Técnicas

Tabla 25

Normas técnicas de tubos redondos

	Tubos soldados y sin costura en
ASTM A312 / A778	acero inoxidable para uso general y a presión.
ASME B36.19M	Dimensiones de tubos de acero inoxidable.
AISI 304 / 304L	Especificación del tipo de acero inoxidable.
ASTM A240	Planchas de acero inoxidable utilizadas en la fabricación del tubo.

Nota: Los tubos redondos se fabrican en acero inoxidable 304/304L, cumpliendo normas ASTM y ASME sobre material, dimensiones y fabricación.

7.1.1.2. Dimensiones

Tabla 26

Dimensiones tubo redondo de 1 ½"

Parámetro	Valor
Diámetro exterior	1.900" (48.26 mm)
Espesor de pared (SCH 40)	0.145" (3.68 mm)
Diámetro interior	1.610" (40.89 mm aprox.)
Longitud comercial requerimiento	6 m o según

Nota: El tubo redondo de 1½" presenta un diámetro exterior de 48.26 mm, espesor de pared de 3.68 mm, diámetro interior de 40.89 mm y longitud comercial de 6 m.

7.1.1.3. Propiedades Mecánicas

Tabla 27

Propiedades mecánicas del tubo redondo de 1 ½"

Resistencia a la tracción	515 MPa
Límite de fluencia	205 MPa
Alargamiento (%)	≥ 35 %
Dureza Brinell	201 HB

Nota: El tubo redondo de 1½" en acero inoxidable 304/304L presenta una resistencia a la tracción de 515 MPa, límite de fluencia de 205 MPa, alargamiento mínimo del 35 % y dureza de 201 HB.

7.2. Especificaciones técnicas de materiales para la construcción del chasis de la bomba espiral

Tabla 28

Especificaciones Técnicas de los Materiales Para Construcción del chasis de la bomba espiral

Elemento	Descripción	Norma	Material
 Tubo cuadrado galvanizado	El chasis de la bomba espiral está fabricado de tubo cuadrado galvanizado LAC 20x20x2mm de calidad estructural para el soporte de la bomba espiral.	ASTM A500 GRADO A	Acero LAC de calidad estructura
 Base de cojinete	Se fabricarán pequeñas planchas para el soporte base del cojinete UCP210, las medidas de las cuales están en la sección de los planos.	ASTM A36	Acero Estructural ASTM A36

Perno hexagonal



Se soldarán 4 pernos para sujetar los rodamientos, los pernos son de cabeza hexagonal M18x60

ANSI/ASME
B18.2.1

Acero al carbono
SAE 1045

Nota: El chasis se fabricó con tubo cuadrado galvanizado (ASTM A500), planchas de acero estructural (ASTM A36) y pernos hexagonales (ASME B18.2.1).

7.2.1. **Tubo Cuadrado Galvanizado 20×20×2 mm ASTM A500 Grado A**

El tubo cuadrado galvanizado LAC 20×20×2 mm es un perfil hueco de acero al carbono de sección cuadrada, utilizado en aplicaciones estructurales livianas.

7.2.1.1. Dimensiones estándar

Tabla 29

Dimensiones del tubo cuadrado galvanizado

Sección transversal	20 mm × 20 mm
Espesor de pared	2 mm
Longitud comercial	6 m (puede variar por proveedor)

Nota: Elaboración propia a partir de especificaciones de ASTM A500 Grado A – Cold-Formed Welded and Seamless Carbon Steel Structural Tubing in Rounds and Shapes (ASTM International).

7.2.1.2. Norma y material

Tabla 30

Normas y dimensiones del tubo cuadrado galvanizado

Norma	Material
ASTM A500 / A500M	Norma para perfiles tubulares estructurales de acero al carbono
Grado A:	Tipo de acero con buenas propiedades mecánicas

Nota: Tubo cuadrado galvanizado en acero al carbono ASTM A500 Grado A.

7.2.1.3. Propiedades mecánicas (ASTM A500 Grado A)

Tabla 31

Propiedades mecánicas del tubo cuadrado galvanizado

Límite de fluencia:	228 MPa (33 ksi)
Resistencia a tracción:	310 MPa (45 ksi)
Alargamiento (%):	≥ 25 % (en 50 mm)
Densidad:	7.85 g/cm ³
Módulo de elasticidad:	200 GPa

Nota: El tubo cuadrado galvanizado presenta límite de fluencia de 228 MPa, resistencia a la tracción de 310 MPa, alargamiento ≥ 25 %, densidad 7.85 g/cm³ y módulo de elasticidad de 200 GPa.

7.2.2. Plancha de Acero Estructural ASTM A36 (base del cojinete)

La plancha de acero ASTM A36 es un material al carbono laminado en caliente, ampliamente utilizado en la construcción y fabricación de componentes estructurales.

7.2.2.1. Dimensiones estándar:

Tabla 32

Dimensiones estándar de plancha de acero

Espesor de la plancha	10 mm
Anchos comerciales	1.22 m, 1.50 m o 2.44 m
Largos comerciales	2.44 m, 3.00 m o 6.00 m
Peso aproximado	78.5 kg/m ² (para 10 mm espesor)
Acabado	Laminado en caliente

Nota: Plancha de acero 10 mm, laminada en caliente, 78.5 kg/m².

7.2.2.2. Propiedades mecánicas – ASTM A36

Tabla 33

Propiedades mecánicas de la plancha de acero.

Propiedad	Valor
Límite de fluencia	250 MPa (36 ksi)
Resistencia a tracción	400–550 MPa
Alargamiento	≥ 20% en 200 mm
Densidad	7.85 g/cm ³

Nota: ASTM A36 – *Standard Specification for Carbon Structural Steel* (ASTM International).

7.2.2.3. Propiedades generales del material

Tabla 34

Propiedades generales de la plancha de acero

Tipo de acero	Acero al carbono estructural
Soldabilidad	Excelente
Maquinabilidad	Buena
Formalidad	Buena (puede doblarse, cortar, taladrar)

Nota: ASTM A36 – *Standard Specification for Carbon Structural Steel* (ASTM International).

7.2.3. Perno Hexagonal M18×60 mm

El perno de cabeza hexagonal M18×60 mm es un componente de alta resistencia utilizado en sujeciones, con rosca métrica ISO para una conexión precisa. Su cabeza hexagonal facilita el agarre y asegura una unión confiable. Con las dimensiones M18×60 mm, es ideal para aplicaciones que requieren alta capacidad de carga, ofreciendo estabilidad y seguridad en la fijación de componentes, y es adecuado para diversas industrias y entornos que demandan conexiones duraderas.

7.2.3.1. Dimensiones principales (según ANSI/ASME B18.2.1)

Tabla 35

Dimensiones principales de la plancha de acero

Diámetro nominal	18 mm
Longitud total	60 mm
Paso de rosca (ISO métrica)	2.5 mm (rosca gruesa estándar)
Longitud roscada	~38 mm (aproximado)
Tamaño de llave	27 mm (cara a cara)

Nota: ANSI/ASME B18.2.1 – *Square and Hex Bolts and Screws, Inch and Metric Series* (ASME).

7.2.3.2. Material – Acero al carbono SAE 1045

Tabla 36

Propiedades mecánicas de la plancha de acero

Propiedad mecánica (sin tratar térmicamente)	Valor
Resistencia a la tracción	570 – 700 MPa
Límite de fluencia	≈ 400 – 450 MPa
Dureza Brinell	170 – 229 HB
Densidad	7.85 g/cm ³

Nota: Se aplican las propiedades mecánicas de la plancha de acero para el prototipo de bomba espiral, según normas ASTM aplicables.

7.2.3.3. Normas aplicables:

Tabla 37

Normas aplicables de la plancha de acero

ANSI/ASME B18.2.1:	Dimensiones de pernos hexagonales en pulgadas y métricos
ISO 898-1:	Propiedades mecánicas para tornillos de acero al carbono
SAE J429 / ASTM A29:	Especificación del acero SAE 1045

Nota: La plancha y pernos de acero se rigen por las normas ANSI/ASME B18.2.1 (dimensiones), ISO 898-1 (propiedades mecánicas) y SAE J429 / ASTM A29 (acero SAE 1045).

7.3. Especificaciones técnicas de materiales de los accesorios para la conexión al eje

Tabla 38

Especificaciones Técnicas de Materiales de los accesorios de conexión al eje

Elemento	Descripción	Norma/Dimensión	Material
 Conector recto simple	Se usará un conector recto simple de 1½" NPT hembra para la conexión al eje	Rosca NPT ANSI/ASME B1.20.1	Acero Inox. ASTM A351 CF8 (304)
 Adaptador bushing	Se usará un adaptador bushing de 1½" NTP macho a 1" NTP hembra para la conexión al eje	Rosca NPT ANSI/ASME B1.20.1	Acero Inox. ASTM A351 CF8 (304)
 Junta rotatoria	Se usará una junta rotatoria de flujo unidireccional 1" NTP para evitar que se enrolle la		Latón

manguera HDPE				
Unión universal				
	Se usará una unión universal de 1" NTP hembra	ASTM D1784, NSF/ANSI 61	PVC	
Adaptador recto de tubo roscado				
	Se usará un adaptador recto de tubo roscado 1" NPT hembra para conectar a la manguera HDPE PEN10 de 25mm	Polipropileno		

Nota: Accesorios de conexión en acero inoxidable, latón, PVC y polipropileno según normas ASTM/ASME/NSF.

7.3.1. Conector Recto simple de 1½" NPT hembra

El conector recto hembra de 1½" NPT es un accesorio roscado utilizado para unir tuberías o equipos con rosca cónica macho.

7.3.1.1. Dimensiones estándar (según ANSI/ASME B1.20.1):

Tabla 39

Dimensiones estándar del Conector Recto simple.

Diámetro nominal (NPT)	1½"
Tipo de conexión	Roscada cónica hembra (NPT)
Diámetro externo de entrada	47.80 mm
Paso de rosca (rosca NPT)	11.5 hilos por pulgada

Longitud total del conector 40–60 mm (según fabricante)

Norma de rosca ANSI/ASME B1.20.1

Nota: Las dimensiones y especificaciones del conector recto simple se han obtenido de referencias técnicas disponibles públicamente y normas de roscado estándar ANSI/ASME B1.20.1.

7.3.1.2. Normas aplicables:

Tabla 40

Normas aplicables del Conector Recto simple

ANSI/ASME B1.20.1:	Roscado cónico NPT para accesorios y tuberías ASTM.
A351/A351M:	Fundiciones de acero inoxidable para válvulas, conexiones y bombas.

Nota: Las normas y especificaciones indicadas se consideran para el diseño y construcción del conector recto simple utilizado en el prototipo de bomba espiral desarrollado en esta investigación.

7.3.2. Adaptador Bushing Reductor 1½" NPT Macho × 1" NPT Hembra

El bushing reductor roscado adapta roscas de 1½" NPT a 1" NPT, asegurando una conexión hermética sin fugas. Es ideal para sistemas de tuberías, industriales e hidráulicos, optimizando el rendimiento y la durabilidad del sistema con precisión y fiabilidad.

7.3.2.1. Dimensiones estándar (según ANSI/ASME B1.20.1)

Tabla 41

Dimensiones estándar del adaptador bushing reductor

Entrada (rosca externa)	1½" NPT macho
Salida (rosca interna)	1" NPT hembra
Paso de rosca 1½"	11.5 hilos por pulgada (TPI)
Paso de rosca 1"	11.5 hilos por pulgada (TPI)
Tipo de rosca	Cónica NPT (según ANSI B1.20.1)
Forma externa	Hexagonal o redonda (según diseño)

Longitud total del cuerpo	30–40 mm (varía por fabricante)
---------------------------	---------------------------------

Nota: El adaptador bushing reductor presenta rosca cónica NPT 1½" macho a 1" hembra (11.5 TPI), con cuerpo hexagonal o redondo y longitud aproximada de 30–40 mm.

7.3.2.2. Material – Acero Inoxidable ASTM A351 CF8 (AISI 304)

Tabla 42

Propiedades mecánicas del adaptador bushing reductor

Propiedad	Valor
Equivalente a	AISI 304
Resistencia a tracción:	≥ 485 MPa
Límite de fluencia:	≥ 170 MPa
Alargamiento:	$\geq 30\%$
Densidad:	7.9 g/cm ³

Nota: Valores considerados para el diseño del adaptador bushing reductor en el prototipo de bomba espiral, según normas ASTM A351/A351M y referencias de ingeniería mecánica.

7.3.2.3. Normas aplicables:

Tabla 43

Normas aplicables del adaptador bushing reductor

ANSI/ASME B1.20.1:	Roscas cónicas NPT para tuberías y accesorios
ASTM A351 / A351M – CF8	: Fundiciones de acero inoxidable para componentes de presión

Nota: Considera el diseño y construcción del adaptador bushing reductor en el prototipo de bomba espiral, según normas ANSI/ASME B1.20.1 para roscas NPT y ASTM A351/A351M para fundiciones de acero inoxidable.

7.3.3. Junta Rotatoria de flujo unidireccional 1" NPT

La junta rotatoria unidireccional de 1" NPT es un dispositivo mecánico que permite la transferencia de fluido (líquido o gas) entre una parte fija y una parte giratoria, manteniendo la estanqueidad.

7.3.3.1. Dimensiones estándar (según ANSI/ASME B1.20.1 para rosca NPT)

Tabla 44

Dimensiones estándar de la junta rotatoria

Especificación	Valor
Tamaño de conexión	1" NPT (rosca cónica)
Tipo de rosca	NPT hembra o macho (según diseño)
Paso de rosca	11.5 hilos por pulgada
Diámetro externo rosca 1"	33.4 mm
Longitud total del cuerpo	70–100 mm (según fabricante)
Tipo de flujo	Unidireccional
Ángulo de rotación	360° continuo

Nota: Considera el diseño y construcción de la junta rotatoria en el prototipo de bomba espiral, según normas ANSI/ASME B1.20.1 para roscas NPT y ASTM A351/A351M para fundiciones de acero inoxidable.

7.3.3.2. Material – Latón

Tabla 45

Propiedades mecánicas de la junta rotatoria

Propiedad	Valor
Densidad	8.4–8.7 g/cm ³

Resistencia a la tracción	300–500 MPa
Temperatura de trabajo	Hasta 120 °C (fluido dependiente)

Nota: Considera el diseño y construcción de la junta rotatoria en el prototipo de bomba espiral, según normas ASTM A351/A351M para fundiciones de acero inoxidable y referencias de ingeniería mecánica.

7.3.3.3. Normas aplicables:

Tabla 46

Normas aplicables de la junta rotatoria

Norma	Descripción
ANSI/ASME B1.20.1	Roscas cónicas NPT
DIN 34824 / ISO 6152	Normas opcionales para juntas rotatorias
ASTM B124/B16	Composición y propiedades del latón

Nota: Considera el diseño y construcción de la junta rotatoria en el prototipo de bomba espiral, según normas ANSI/ASME B1.20.1 para roscas NPT, DIN 34824/ISO 6152 para juntas rotatorias y ASTM B124/B16 para latón.

7.3.4. Unión Universal de 1" NPT Hembra

La unión universal de 1" NPT hembra en PVC** es un accesorio desmontable que permite conectar dos tramos de tubería roscada facilitando el montaje, desmontaje o mantenimiento de líneas hidráulicas o de conducción.

7.3.4.1. Dimensiones estándar (basadas en ANSI/ASME B1.20.1 y ASTM D2466)

Tabla 47

Dimensiones estándar de la unión universal

Especificación	Valor
Diámetro nominal	1"

Tipo de rosca	NPT hembra cónica
Paso de rosca	11.5 hilos por pulgada
Diámetro externo del cuerpo	~50–60 mm
Longitud total (ensamblada)	~85–100 mm (varía según fabricante)
Presión de trabajo (a 23 °C)	150 psi (≈ 10.3 bar)

Nota: Considera el diseño y construcción de la unión universal en el prototipo de bomba espiral, según normas ANSI/ASME B1.20.1 para roscas NPT y referencias de ingeniería mecánica.

Tabla 48

Propiedades mecánicas de la unión universal

Propiedad	Valor
Norma de material	ASTM D1784 (Celular 12454-B)
Densidad	~ 1.4 g/cm ³
Temperatura de operación	0 °C a 60 °C
Compatibilidad química	Alta: agua, soluciones salinas, químicos suaves
Color	Gris, blanco o azul
Aprobado para agua potable	Sí (certificación NSF/ANSI 61)

Nota: Considera el diseño y construcción de la unión universal en el prototipo de bomba espiral, según norma ASTM D1784 y certificación NSF/ANSI 61.

7.3.4.2. Normas aplicables

Tabla 49

Normas aplicables de la unión universal

Norma	Descripción
ASTM D1784	Clasificación del compuesto de PVC rígido
ASTM D2466	Dimensiones y tolerancias para conexiones en PVC SCH 40
ANSI/ASME B1.20.1	Rosca cónica NPT estándar
NSF/ANSI 61	Certificación para uso en sistemas de agua potable

Nota: Considera el diseño y construcción de la unión universal en el prototipo de bomba espiral, según normas ASTM D1784, ASTM D2466, ANSI/ASME B1.20.1 y certificación NSF/ANSI 61.

7.3.5. Adaptador Recto de tubo roscado 1" NPT Hembra

El adaptador recto de 1" NPT hembra en polipropileno es un conector diseñado para unir un extremo roscado (hembra) a una tubería o accesorio de polietileno (HDPE, LDPE) o PVC mediante su otro extremo (puede ser liso, espiga o ranurado según el modelo).

7.3.5.1. Dimensiones estándar (según ANSI/ASME B1.20.1):

Tabla 50

Dimensiones estándar del adaptador recto de tubo roscado

Especificación	Valor
Diámetro nominal (NPT)	1" (25.4 mm)
Tipo de rosca	Hembra cónica (NPT)

Paso de rosca	11.5 hilos por pulgada (TPI)
Diámetro externo del cuerpo	35–50 mm (según fabricante)
Longitud total del adaptador	60–80 mm
Tipo de conexión secundaria	Espiga, lisa o compresión

Nota: Considera el diseño y construcción del adaptador recto de tubo roscado en el prototipo de bomba espiral, según norma ANSI/ASME B1.20.1 para roscas NPT.

7.3.5.2. Material – Polipropileno

Tabla 51

Propiedades mecánicas del adaptador recto de tubo roscado

Propiedad	Valor
Densidad	0.90–0.91 g/cm ³
Resistencia a tracción	25–35 MPa
Temperatura de trabajo	0 °C a 90 °C
Presión máxima de trabajo	6 – 10 bar (dependiendo del diseño)
Resistencia química	Alta (ácidos, bases, sales, alcoholes)
Color habitual	Negro (protección UV)
Toxicidad	No tóxico, apto para agua potable (si certificado)

Nota: Considera el diseño y construcción del adaptador recto de tubo roscado en el prototipo de bomba espiral, según normas aplicables a materiales plásticos para conexiones y agua potable.

7.3.5.3. Normas técnicas aplicables

Tabla 52

Normas aplicables del adaptador recto de tubo roscado

Norma	Descripción
ANSI/ASME B1.20.1	Rosca cónica NPT estándar
ASTM D4101	Especificación para compuestos de polipropileno

Nota: Considera el diseño y construcción del adaptador recto de tubo roscado en el prototipo de bomba espiral, según normas ANSI/ASME B1.20.1 para roscas NPT y ASTM D4101 para compuestos de polipropileno.

7.4. Especificación técnica del material para la fabricación del disco

Tabla 53

Especificación Técnica para la construcción del disco

Elemento	Descripción	Norma/Dimensión	Material
Disco	Se fabrican dos discos (izquierdo y derecho) fijan los álabes y brazos de sujeción al eje, son fabricados de planchas de acero estructural, norma ASTM A36.	ASTM A36	Acero Estructural ASTM A36



Nota: Considera el diseño y construcción de los discos en el prototipo de bomba espiral, según norma ASTM A36 para acero estructural.

7.4.1. Plancha de Acero ASTM A36

Las planchas de acero ASTM A36 son productos laminados en calientes hechos de acero al carbono estructural.

7.4.1.1. Dimensiones estándar

Tabla 54

Dimensiones estándar de la plancha de acero

Especificación	Valor
Espesor nominal	5/32 pulgadas (≈ 3.97 mm)
Anchos comerciales	1.22 m, 1.50 m, 2.44 m
Largos comerciales	2.44 m, 3.00 m, 6.00 m
Peso por m ² (espesor 3.97 mm)	≈ 31.1 kg/m ²
Acabado superficial	Laminado en caliente

Nota: considera las dimensiones y características de la plancha de acero para la construcción del disco en el prototipo de bomba espiral, según norma ASTM A36.

7.4.1.2. Propiedades mecánicas – ASTM A36

Tabla 55

Propiedades mecánicas de la plancha de acero

Propiedad	Valor
Límite de fluencia	≥ 250 MPa (36 ksi)
Resistencia a tracción	400–550 MPa
Alargamiento mínimo	20–23% (en 200 mm)
Dureza Brinell	120–180 HB
Densidad	7.85 g/cm ³

Nota: Considera las propiedades mecánicas de la plancha de acero para la construcción del disco en el prototipo de bomba espiral, según norma ASTM A36.

7.4.1.3. Propiedades del material

Tabla 56

Propiedades del material de la plancha de acero

Tipo de acero:	Al carbono estructural
Soldabilidad:	Excelente
Maquinabilidad:	Buena
Formalidad en frío:	Aceptable
Temperatura de trabajo segura:	Hasta 400 °C aprox.
Tratamiento térmico:	No necesario, pero posible (normalizado o templado)

Nota: Considera las propiedades del acero para la construcción del disco en el prototipo de bomba espiral, según norma ASTM A36.

7.4.1.4. Norma aplicable

Norma Descripción.

ASTM A36: Especificación estándar para acero estructural al carbono

7.5. Especificaciones técnicas de materiales para la fabricación del alabe

Tabla 57

Especificaciones Técnicas de Materiales Para la Construcción del alabe

Elemento	Descripción	Norma/Dimensión	Material
	Los brazos de sujeción(intteriores) son los que conectan a los alabes al eje central a través de los discos laterales, son ángulos estructural LAC 40x40x2mm	ASTM A36	Acero Estructural ASTM A36(Norma ASTM Internacional)

Plancha estructural



Los alabes están fabricados de plancha estructural LAC 2mm de espesor

ASTM A36

Acero Estructural
ASTM A36

Varilla roscada



Varilla roscada
M10x50mm

ANSI/ASME
B18.2.1

Acero ASTM
Grado B7

Nota: Considera las especificaciones de los materiales para la construcción de los álabes en el prototipo de bomba espiral, según normas ASTM A36 y ANSI/ASME B18.2.1.

7.5.1. Ángulo Estructural LAC 40×40×2 mm (Acero ASTM A36)

El ángulo estructural de acero LAC 40×40×2 mm es una pieza clave en la construcción de estructuras metálicas livianas y medianas. Fabricado mediante laminado en caliente, ofrece una excelente resistencia mecánica, rigidez y estabilidad, manteniendo al mismo tiempo una gran ligereza. Con sus dimensiones de 40 mm por lado y 2 mm de espesor, es ideal para marcos, refuerzos y soportes, aportando equilibrio entre fuerza y eficiencia. Su proceso de fabricación asegura durabilidad y resistencia al desgaste y la corrosión.

7.5.1.1. Dimensiones estándar

Tabla 58

Dimensiones estándar del ángulo estructural LAC

Especificación	Valor
Tipo de perfil	Ángulo igual

Lados del ángulo	40 mm × 40 mm
Espesor	2 mm
Longitud comercial	6.00 m (puede variar)
Forma	Laminado en caliente (LAC)
Unidad de peso aprox.	~1.23 kg/m

Nota: Considera las dimensiones del ángulo estructural LAC para la construcción de los álabes en el prototipo de bomba espiral, según norma ASTM A36.

7.5.1.2. Propiedades mecánicas del material – ASTM A36:

Tabla 59

Propiedades mecánicas del ángulo estructural LAC

Propiedad	Valor típico o mínimo
Límite de fluencia	250 MPa (36 ksi)
Resistencia a tracción	400–550 MPa
Alargamiento	≥ 20%
Dureza Brinell	120–180 HB
Densidad	7.85 g/cm ³

Nota: Considera las propiedades mecánicas del ángulo estructural LAC para la construcción de los álabes en el prototipo de bomba espiral, según norma ASTM A36.

7.5.1.3. Norma aplicable:

Norma: Descripción

ASTM A36/A36M: Norma para acero estructural al carbono.

7.5.2. Varilla Roscada M10 × 50 mm en Acero ASTM A193 Grado B7

La varilla roscada M10 × 50 mm es un componente cilíndrico de alta resistencia, ideal para uniones atornilladas en aplicaciones industriales y estructurales. Con un diámetro

de 10 mm y una longitud de 50 mm, su rosca continua asegura una distribución uniforme de la carga, proporcionando una fijación firme y duradera. Utilizada en estructuras metálicas, maquinaria pesada y equipos de construcción, esta varilla garantiza resistencia, fiabilidad y precisión en entornos exigentes.

7.5.2.1. Dimensiones estándar (según ANSI/ASME B18.2.1 e ISO Métrica)

Tabla 60

Dimensiones estándar de la varilla roscada

Especificación	Valor
Diámetro nominal (M)	10 mm
Longitud total	50 mm
Paso de rosca	1.5 mm (rosca métrica estándar)
Tipo de rosca	Métrica ISO, rosca derecha completa
Acabado superficial	Fosfatado o negro, puede ser galvanizado

Nota: Considera las dimensiones de la varilla roscada para la construcción de los álabes en el prototipo de bomba espiral, según norma ANSI/ASME B18.2.1.

7.5.2.2. Material – Acero ASTM A193 Grado B7

Tabla 61

Propiedades mecánicas de la varilla roscada

Propiedad mecánica	Valor
Resistencia a la tracción	≥ 860 MPa
Límite de fluencia	≥ 720 MPa

Alargamiento	$\geq 16 \%$
Dureza	24–35 HRC
Temperatura máxima de trabajo	Hasta 450 °C

Nota: Considera las propiedades mecánicas de la varilla roscada para la construcción de los álabes en el prototipo de bomba espiral, según norma ASTM Grado B7 y ANSI/ASME B18.2.1.

7.5.2.3. Normas aplicables:

Tabla 62

Normas aplicables de la varilla roscada

Norma	Descripción
ANSI/ASME B18.2.1	Dimensiones de pernos y varillas con rosca métrica
ASTM A193 Grado B7	Requisitos mecánicos y químicos para pernos de presión

Nota: Considera el diseño y construcción de la varilla roscada para la fabricación de los álabes en el prototipo de bomba espiral, según normas ANSI/ASME B18.2.1 para dimensiones de rosca y ASTM A193 Grado B7 para requisitos mecánicos y químicos.

7.5.3. Especificaciones técnicas de los accesorios de fijación a los brazos de sujeción(interior)

7.5.3.1. Perno Hexagonal M8×18 mm

El perno de cabeza hexagonal M8×18 mm es un tornillo de sujeción con rosca parcial o total, ideal para uniones mecánicas desmontables.

7.5.3.1.1. Dimensiones estándar (según ANSI/ASME B18.2.1)

Tabla 63

Dimensiones estándar de la varilla roscada

Especificación	Valor
Diámetro nominal (rosca)	M8

Longitud total (L)	18 mm
Paso de rosca	1.25 mm (rosca métrica ISO)
Ancho entre caras (hexágono)	13 mm
Altura de cabeza (k)	~5.3 mm
Longitud de rosca	Total, o parcial (según diseño)
Tipo de rosca	Métrica, rosca derecha

Nota: Considera las dimensiones de la varilla roscada para la construcción de los álabes en el prototipo de bomba espiral, según norma ISO métrica.

7.5.3.1.2. Material – Acero al carbono SAE 1045

Tabla 64

Propiedades mecánicas de la varilla roscada

Propiedad mecánica	Valor
Resistencia a la tracción	620–750 MPa
Límite de fluencia	530–620 MPa
Dureza Brinell	170–220
Tratamiento térmico	Temple y revenido (opcional)
Acabado superficial	Zincado, pavonado, negro u otro

Nota: Considera las propiedades mecánicas de la varilla roscada para la construcción de los álabes en el prototipo de bomba espiral, según normas aplicables a varillas métricas.

7.5.3.1.3. Normas técnicas aplicables:

Tabla 65

Normas técnicas aplicables de la varilla roscada

Norma	Descripción
ANSI/ASME B18.2.1	Estándar para pernos y tornillos de cabeza hexagonal
SAE J403	Composición química del acero SAE 1045
ISO 4014 / DIN 931	Equivalentes métricos internacionales

Nota: Se aplican las normas técnicas para la varilla roscada en la construcción de los álabes del prototipo de bomba espiral, según ANSI/ASME B18.2.1 para pernos y tornillos, SAE J403 para composición química del acero y ISO 4014 / DIN 931 como equivalentes métricos internacionales.

7.5.3.2. Arandela Plana M8

La arandela plana M8 es un componente esencial que distribuye uniformemente las cargas entre la tuerca o cabeza del tornillo y la superficie de apoyo, evitando concentraciones de presión que puedan dañar o desgastar las superficies. Su diseño plano mejora la estabilidad y el ajuste, aumentando la durabilidad y eficiencia de las uniones atornilladas, y es clave para optimizar la seguridad y resistencia de las estructuras.

7.5.3.2.1. Dimensiones estándar (según ASME B18.21.1 – tipo A, serie estándar)

Tabla 66

Dimensiones estándar arandela plana M8

Especificación	Valor para M8
Diámetro interior	8.4 mm
Diámetro exterior	16 mm (serie estrecha)

Nota: Se aplican las dimensiones de la arandela plana M8 para la construcción de los álabes en el prototipo de bomba espiral, según normas métricas ISO.

7.5.3.2.2. *Material – Acero al carbono (SAE J403):*

Tabla 67

Propiedades mecánicas de la arandela plana M8

Propiedad mecánica	Valor
Resistencia a la tracción	≥ 500 MPa
Dureza Brinell	120–180 (sin tratamiento térmico)
Acabado superficial	Zincado, fosfatado, pavonado o negro

Nota: Se aplican las propiedades mecánicas de la arandela plana M8 para la construcción de los álabes en el prototipo de bomba espiral, según normas métricas ISO.

7.5.3.2.3. *Normas técnicas aplicables:*

Tabla 68

Normas técnicas aplicables de la arandela plana M8

Norma	Descripción
ASME B18.21.1	Dimensiones y tolerancias de arandelas planas
SAE J403	Especificación química para aceros al carbono
ISO 7089 / DIN 125	Equivalentes internacionales para arandelas planas

Nota: Se aplican las normas ASME B18.21.1, SAE J403 e ISO 7089/DIN 125 para la arandela plana M8 del prototipo de bomba espiral.

7.5.3.3. **Tuerca Hexagonal M8**

La tuerca hexagonal M8 es un componente roscado utilizado en sistemas de fijación junto con pernos, tornillos o varillas roscadas de diámetro M8.

7.5.3.3.1. Dimensiones estándar (según ANSI/ASME B18.22.1)

Tabla 69

Dimensiones estándar de la tuerca hexagonal M8

Especificación	Valor M8
Diámetro nominal (rosca)	M8
Paso de rosca	1.25 mm
Ancho entre caras (A/F)	13 mm
Altura de la tuerca (m)	6.5 mm
Tipo de rosca	Métrica ISO, rosca derecha

Nota: Se aplican las dimensiones de la tuerca hexagonal M8 para el prototipo de bomba espiral, según normas ISO métricas.

7.5.3.3.2. Material – Acero al carbono SAE 1045:

Tabla 70

Propiedades mecánicas de la tuerca hexagonal M8

Propiedad mecánica	Valor
Resistencia a la tracción	620–750 MPa
Límite de fluencia	530–620 MPa
Dureza Brinell	170–220
Tratamiento térmico	Temple y revenido (opcional)

Acabado superficial	Zincado, pavonado o fosfatado
---------------------	----------------------------------

Nota: Se aplican las propiedades mecánicas de la tuerca hexagonal M8 para el prototipo de bomba espiral, según normas métricas ISO.

7.5.3.3.3. Normas técnicas aplicables:

Tabla 71

Normas técnicas aplicables de la tuerca hexagonal M8

Norma	Descripción
ANSI/ASME B18.22.1	Tuercas hexagonales y dimensiones métricas normalizadas
SAE J403	Especificación del acero al carbono SAE 1045
ISO 4032 / DIN 934	Equivalentes internacionales

Nota: Se aplican las normas ANSI/ASME B18.22.1, SAE J403 e ISO 4032/DIN 934 para la tuerca hexagonal M8 del prototipo de bomba espiral.

7.6. Especificación técnica para el montaje del cojinete UCP 210 al eje

Tabla 72

Especificaciones Técnicas del cojinete

Elemento	Descripción	Norma/Dimensión	Material
cojinete UCP210 	Se usarán 2 cojinetes UCP 210, El cojinete UCP210 es una unidad de soporte tipo pedestal que incluye un rodamiento de bolas UC210 para ejes de 50 mm.	El cojinete tipo UCP210 y, en general, los rodamientos montados (tipo UCP), están diseñados bajo normas internacionales que garantizan la intercambiabilidad, dimensiones estandarizadas y calidad de materiales. Las principales normas aplicables son: ✓ ISO 113 ✓ ISO 9628 ✓ ISO 10285 ✓ DIN 736 o DIN 616	Soporte (carcasa): Hierro fundido gris o hierro nodular. Inserto del rodamiento: Acero cromado con tratamiento térmico Bolas del rodamiento: Acero al cromo Jaula de bolas: Acero prensado o poliamida Sello del rodamiento: Goma nitrílica o caucho sintético con labio metálico Tornillos prisionero: Acero aleado tratado térmicamente
	Está compuesto por un rodamiento autoalineable con tornillos prisioneros y una carcasa de hierro fundido. Es resistente, fácil de instalar y se usa en maquinaria industrial, agrícola y sistemas de transmisión.		

Nota: Se aplican las especificaciones técnicas del cojinete UCP210 para el prototipo de bomba espiral, según normas ISO 113, ISO 9628, ISO 10285 y DIN 736/DIN 616.

7.6.1. Cojinete Tipo UCP 210

El UCP210 es un cojinete de tipo pedestal con rodamiento inserto (tipo UC210) y soporte en forma de bloque (Pillow Block).

7.6.1.1. Materiales:

Tabla 73

Componentes del cojinete

Componente	Material
Soporte (housing)	Hierro fundido gris (fundición nodular opcional)
Rodamiento (insert)	Acero cromado SAE 52100 (alta dureza y resistencia)
Retenes / Sellos	Goma NBR con blindaje metálico o plástico
Tornillos de fijación	Acero templado con tratamiento anticorrosivo

Nota: Se aplican las especificaciones técnicas del cojinete UCP210 para el prototipo de bomba espiral, según normas ISO 113, ISO 9628, ISO 10285 y DIN 736/DIN 616.

7.6.1.1.1. Propiedades técnicas del rodamiento (UC210):

Tabla 74

Propiedades técnicas del cojinete

Característica	Valor aproximado
Tipo de rodamiento	Bolas (radial, con anillo interior extendido)
Velocidad máxima	3,000–4,000 rpm
Carga dinámica básica	~32.3 kN
Carga estática básica	~19.5 kN
Tornillos de fijación al eje	2 tornillos (120° entre sí)

Nota: Se aplican las propiedades técnicas del cojinete UCP210 para el prototipo de bomba espiral, según normas ISO y DIN correspondientes.

7.6.1.1.2. Normas técnicas

Tabla 75

Normas técnicas del cojinete

ISO 3228 / ISO 113	Dimensiones y tolerancias de soportes y rodamientos insertos
JIS B 1559	Norma japonesa para unidades de rodamientos montados
ANSI/ABMA 18.16	Estandarización americana para rodamientos montados

Nota: Se aplican las normas ISO 3228/ISO 113, JIS B 1559 y ANSI/ABMA 18.16 para el cojinete UCP210 del prototipo de bomba espiral.

7.6.2. Especificación técnica de los accesorios de fijación de la chumacera

7.6.2.1. Perno Hexagonal M18 × 60 mm

El perno hexagonal M18 × 60 mm es un elemento de sujeción con rosca métrica, utilizado en estructuras metálicas, maquinaria pesada y ensamblajes industriales.

7.6.2.1.1. Dimensiones estándar (según ANSI/ASME B18.2.1 e ISO):

Tabla 76

Dimensiones estándar del Perno Hexagonal M18 × 60 mm

Especificación	Valor
Diámetro nominal (M)	18 mm
Longitud total	60 mm
Paso de rosca	2.5 mm (rosca métrica estándar)
Longitud roscada (mínima)	~42 mm (aprox. $2.3 \times d$)
Llave para cabeza hexagonal	27 mm
Altura de cabeza (k)	11.5 mm (estándar)

Nota: Se aplican las dimensiones del perno hexagonal M18 × 60 mm para el prototipo de bomba espiral, según norma ISO métrica.

7.6.2.1.2. *Material – Acero SAE 1045 (medio carbono):*

Tabla 77

Propiedades mecánicas del Perno Hexagonal M18 × 60 mm

Propiedad mecánica (tratado)	Valor
Límite de fluencia	530–620 MPa
Resistencia a tracción	620–750 MPa
Dureza Brinell	170–220 HB
Dureza Rockwell	18–25 (templado y revenido)

Nota: Se aplican las propiedades mecánicas del perno hexagonal M18 × 60 mm para el prototipo de bomba espiral, según normas métricas ISO y SAE aplicables.

7.6.2.1.3. *Norma técnica:*

Tabla 78

Normas técnicas del Perno Hexagonal M18 × 60 mm

ANSI/ASME B18.2.1	Dimensiones y tolerancias de pernos hexagonales
ISO 898-1	Propiedades mecánicas para pernos de acero

Nota: Se aplican las normas ANSI/ASME B18.2.1 e ISO 898-1 para el perno hexagonal M18 × 60 mm del prototipo de bomba espiral.

7.6.2.2. **Arandela Plana M18**

La arandela plana M18 se coloca entre una tuerca o cabeza de perno y la superficie de apoyo, distribuyendo la carga, previniendo daños por presión localizada y mejorando el anclaje de la fijación.

7.6.2.2.1. Dimensiones estándar (según ASME B18.21.1 – tipo A)

Tabla 79

Dimensiones estándar de la arandela plana M18

Especificación	Valor
Diámetro interior	18.5 mm (ligeramente mayor que el perno)
Diámetro exterior	34 – 37 mm (varía por serie)
Espesor	3.0 – 3.5 mm
Tipo	Arandela plana, tipo A, serie ancha o estándar

Nota: Se aplican las dimensiones de la arandela plana M18 para el prototipo de bomba espiral, según normas métricas ISO.

7.6.2.2.2. Material – Acero al carbono (SAE J403)

Tabla 80

Propiedades mecánicas de la arandela plana M18

Propiedad	Valor
Norma de material	SAE J403 (ej. SAE 1008, 1010, 1018)
Límite de fluencia	250–350 MPa
Resistencia a tracción	400–550 MPa
Dureza (tratada térmicamente)	~140–180 HB

Nota: Se aplican las propiedades mecánicas de la arandela plana M18 para el prototipo de bomba espiral, según norma SAE J403.

7.6.2.2.3. Normas aplicables

Tabla 81

Normas aplicadas de la arandela plana M18

ASME B18.21.1	Dimensiones y tipos de arandelas planas y elásticas
SAE J403	Composición química de aceros al carbono
ISO 7089 / DIN 125	Equivalentes métricos internacionales

Nota: Se aplican las normas ASME B18.21.1, SAE J403 e ISO 7089 / DIN 125 para la arandela plana M18 del prototipo de bomba espiral.

7.6.2.3. Arandela de Presión M18 (Anillo de Resorte)

La arandela de presión M18, también llamada arandela elástica de resorte o anillo de presión es un elemento de sujeción diseñado para evitar el aflojamiento de pernos o tuercas bajo condiciones de vibración o movimiento.

7.6.2.3.1. Dimensiones estándar (ANSI/ASME B27.1-65)

Tabla 82

Dimensiones estándar de la arandela de presión M18

Especificación	Valor para M18
Diámetro interior	18.2 – 18.6 mm
Diámetro exterior	28 – 30 mm
Espesor total (t)	3.0 – 3.5 mm
Ancho del anillo	~5.0 mm
Tamaño nominal	M18 (para pernos o tuercas M18)

Nota: Se aplican las dimensiones de la arandela de presión M18 para el prototipo de bomba espiral, según normas métricas ISO.

7.6.2.3.2. *Material – Acero al carbono (SAE J403 o equivalente)*

Tabla 83

Propiedades mecánicas de la arandela de presión M18

Propiedad	Valor
Tipo de acero	SAE 1060 – 1075 (alto carbono)
Dureza	38–45 HRC (templado)
Resistencia a tracción	1000 – 1200 MPa
Tratamiento térmico	Temple y revenido
Acabado superficial	Pavonado, fosfatado o galvanizado

Nota: Se aplican las propiedades mecánicas de la arandela de presión M18 para el prototipo de bomba espiral, según normas SAE.

7.6.2.3.3. *Normas técnicas aplicables*

Tabla 84

Normas técnicas de la arandela de presión M18

Norma	Descripción
ANSI/ASME B27.1-65	Arandelas de presión (resorte) helicoidales
SAE J403	Especificación de acero al carbono

Nota: Se aplican las normas ANSI/ASME B27.1-65 y SAE J403 para la arandela de presión M18 del prototipo de bomba espiral.

7.6.2.4. **Tuerca hexagonal M18**

La tuerca hexagonal M18 es un elemento de sujeción con rosca interna métrica, utilizada en uniones atornilladas junto con pernos, tornillos o varillas roscadas M18.

7.6.2.4.1. Dimensiones estándar (ANSI/ASME B18.2.1):

Tabla 85

Dimensiones estándar de la tuerca hexagonal M18

Especificación	Valor para M18
Diámetro nominal de rosca	M18
Paso de rosca estándar	2.5 mm
Ancho entre caras (A/F)	27 mm
Altura de la tuerca (m)	15.8 mm
Tipo de rosca	Métrica ISO, rosca derecha

Nota: Se aplican las dimensiones de la tuerca hexagonal M18 para el prototipo de bomba espiral, según normas métricas ISO.

7.6.2.4.2. Material – Acero al carbono SAE 1045

Tabla 86

Propiedades mecánicas de la tuerca hexagonal M18

Propiedad mecánica	Valor
Resistencia a la tracción	620–750 MPa
Límite de fluencia	530–620 MPa
Dureza Brinell (HB)	170–220
Tratamiento térmico	Temple y revenido
Acabado superficial	Zincado, pavonado o fosfatado

Nota: Se aplican las propiedades mecánicas de la tuerca hexagonal M18 para el prototipo de bomba espiral, según normas métricas ISO.

7.6.2.4.3. Normas técnicas aplicables:

Tabla 87

Normas técnicas de la tuerca hexagonal M18

Norma	Descripción
ANSI/ASME B18.2.1	Estándar dimensional para tuercas hexagonales
SAE J403	Especificación química del acero SAE 1045
ISO 4032 / DIN 934	Normas equivalentes métricas internacionales

Nota: Se aplican las normas ANSI/ASME B18.2.1, SAE J403 e ISO 4032 / DIN 934 para la tuerca hexagonal M18 del prototipo de bomba espiral.

7.7. Especificación técnica de la manguera HDPE PEN10

La manguera HDPE PEN10 de 25 mm, fabricada con polietileno de alta densidad, es ideal para la conducción de agua a presión en sistemas de riego, agua potable e instalaciones industriales. Su resistencia a la abrasión, impactos y condiciones climáticas extremas asegura un rendimiento confiable y duradero, minimizando fugas y fallos. Su flexibilidad y facilidad de instalación la hacen una solución eficiente y robusta para diversos proyectos.

Tabla 88

Especificaciones Técnicas de la manguera HDPE

Elemento	Descripción	Norma	Material
Espiras	Son dos mangueras HDPE PEN10 de 25 mm enrolladas, fijadas con los brazos que son	ISO 4427:2007 y NCh 398/1	Tubería de polietileno de alta densidad (HDPE / PEAD)



ángulos

estructurales LAC

A36.

Nota: Se aplican las especificaciones técnicas de la manguera HDPE para el prototipo de bomba espiral, según normas ISO 4427:2007 y NCh 398/1.

7.7.1.1.1. Dimensiones estándar (según ISO 4427 / NCh 398/1):

Tabla 89

Dimensiones estándar de la manguera HDPE

Especificación	Valor
Diámetro exterior (DE)	25 mm
Espesor de pared (mínimo)	2.3 mm
Diámetro interior (DI aprox.)	20.4 mm
Presión nominal (PN)	10 bar (≈ 1.0 MPa)
Longitud comercial	Rollos de 50 m, 100 m o más
Factor de diseño (SDR)	SDR 11 (aproximado)

Nota: Se aplican las dimensiones de la manguera HDPE para el prototipo de bomba espiral, según normas ISO 4427:2007 y NCh 398/1.

7.7.1.1.2. Normas aplicables:

Tabla 90

Normas aplicables de la manguera HDPE

Norma	Descripción
ISO 4427:2007	Tuberías de polietileno (PE) para conducción de agua a presión
NCh 398/1	Norma chilena para tuberías plásticas de presión

Nota: Se aplican las normas ISO 4427:2007, NCh 398/1 e ISO 12162 para la manguera HDPE del prototipo de bomba espiral.

7.8. Especificación técnica del material del ángulo Estructural LAC 20×20×1.5 mm (brazo exterior)

El ángulo estructural LAC 20×20×1.5 mm es un perfil de acero laminado en forma de “L”, utilizado para estructuras livianas, soportes, marcos y refuerzos.

Tabla 91

Especificaciones Técnicas del brazo exterior

Elemento	Descripción	Norma	Material
Ángulo estructural 	Los brazos exteriores son ángulos estructurales LAC 20x20x1.5mm, se conectan a los brazos de sujeción (interiores) mediante tornillos y pernos.	ASTM A36	Acero Estructural ASTM A36

Nota: Se aplican las especificaciones técnicas del brazo exterior para el prototipo de bomba espiral, según norma ASTM A36.

7.8.1.1.1. Dimensiones estándar:

Tabla 92

Dimensiones estándar del brazo exterior

Lado del ángulo	20 mm × 20 mm
Espesor	1.5 mm
Longitud comercial	6.00 m (o según requerimiento)
Forma	Ángulo simétrico 90°

Peso aproximado	~0.44 kg/m
-----------------	------------

Nota: Se aplican las dimensiones del brazo exterior para el prototipo de bomba espiral, según norma ASTM A36.

7.8.1.1.2. *Material – Acero estructural ASTM A36:*

Tabla 93

Propiedades mecánicas del brazo exterior

Propiedad mecánica	Valor
Límite de fluencia (Fy)	≥ 250 MPa
Resistencia a la tracción (Fu)	400–550 MPa
Elongación mínima (gauge 200 mm)	$\geq 20\%$
Densidad	7.85 g/cm ³
Soldabilidad	Excelente

Nota: Se aplican las propiedades mecánicas del brazo exterior para el prototipo de bomba espiral, según norma ASTM A36.

7.8.1.1.3. *Norma técnica:*

Tabla 94

Normas técnicas del brazo exterior

Norma	Descripción
ASTM A36/A36M	Especificación estándar para acero estructural al carbono
LAC (Laminado en Caliente)	Perfil estructural con acabado industrial

Nota: Se aplican las normas ASTM A36/A36M y LAC (Laminado en Caliente) para el brazo exterior del prototipo de bomba espiral.

7.8.2. Especificaciones técnicas de los accesorios de fijación al brazo exterior

7.8.2.1. Tuerca Hexagonal M10

La tuerca hexagonal M10 es un componente de sujeción con rosca interna métrica, diseñada para ser usada con pernos, tornillos o varillas roscadas de diámetro M10.

7.8.2.2. Dimensiones estándar (según ANSI/ASME B18.2.1)

Tabla 95

Dimensiones estándar de la tuerca hexagonal M10

Especificación	Valor para M10
Diámetro nominal (rosca)	M10
Paso de rosca (métrica estándar)	1.50 mm
Ancho entre caras (hexágono)	17 mm
Altura de la tuerca (m)	8 mm
Tipo de rosca	Métrica ISO, rosca derecha

Nota: Se aplican las dimensiones de la tuerca hexagonal M10 para el prototipo de bomba espiral, según normas métricas ISO.

7.8.2.2.1. Material – Acero al carbono SAE 1045

Tabla 96

Propiedades mecánicas de la tuerca hexagonal M10

Propiedad mecánica	Valor
Resistencia a la tracción	620–750 MPa
Límite de fluencia	530–620 MPa
Dureza Brinell	170–220

Tratamiento térmico (opcional) Temple y revenido

Acabado superficial

Zincado, fosfatado o pavonado

Nota: Se aplican las propiedades mecánicas de la tuerca hexagonal M10 para el prototipo de bomba espiral, según normas métricas ISO.

7.8.2.2.2. Normas técnicas aplicables

Tabla 97

Normas técnicas de la tuerca hexagonal M10

Norma	Descripción
ANSI/ASME B18.2.1	Dimensiones y tolerancias para tuercas hexagonales
SAE J403	Composición química de acero al carbono
ISO 4032 (equivalente)	Tuercas hexagonales métricas – grado general

Nota: Se aplican las normas ANSI/ASME B18.2.1, SAE J403 e ISO 4032 para la tuerca hexagonal M10 del prototipo de bomba espiral.

7.8.2.3. Tornillo Autoperforante M5.5

El tornillo autoperforante M5.5, también conocido como tornillo punta broca, está diseñado para perforar, roscar y fijar directamente sobre metales delgados.

7.8.2.4. Dimensiones (DIN 7504-N)

Tabla 98

Dimensiones del tornillo autoperforante M 5.5

Especificación	Valor
Diámetro nominal	5.5 mm
Tipo de rosca	Rosca rosca-tornillo (rosca para chapa)

Longitud total	13 a 50 mm (según aplicación)
Tipo de punta	Tipo N (broca corta) – perforación directa
Cabeza	Hexagonal (6 mm) o Phillips (opcional)
Paso de rosca	~1.6 mm (rosca gruesa)
Capacidad de perforación	1.5 a 3.0 mm de espesor metálico

Nota: Se aplican las dimensiones del tornillo autoperforante M5.5 para el prototipo de bomba espiral, según normas ISO y ASTM aplicables.

7.8.2.4.1. Material – Acero inoxidable AISI 410

Tabla 99

Propiedades mecánicas del tornillo autoperforante M 5.5

Propiedad mecánica	Valor
Resistencia a la tracción	900 – 1100 MPa
Dureza Rockwell C	38 – 45 HRC
Límite de fluencia	~690 MPa
Resistencia a la corrosión	Moderada (mejor que acero al carbono, inferior al AISI 304)

Nota: Se aplican las propiedades mecánicas del tornillo autoperforante M5.5 para el prototipo de bomba espiral, según normas ISO y ASTM aplicables.

7.8.2.4.2. Normas técnicas aplicables:

Tabla 100

Normas técnicas del tornillo autoperforante M 5.5

Norma	Descripción
DIN 7504-N	Tornillos autorroscantes con punta perforante tipo N

ISO 15480 (similar)

Tornillos autorroscantes – requisitos mecánicos

ASTM A493 (material)

Especificación del AISI 410

Nota: Se aplican las normas DIN 7504-N, ISO 15480 y ASTM A493 para el tornillo autoperforante M5.5 del prototipo de bomba espiral.

7.9. Construcción de la bomba espiral

El desarrollo del objetivo implica la construcción de la bomba espiral; sin embargo, un enfoque teórico aislado sobre los fines del proyecto no es suficiente para completar el prototipo de manera efectiva. Dado que se requiere una serie de etapas interrelacionadas para materializar el proyecto, el proceso de construcción se tomará como base para la ejecución de la tesis.

Figura 80

Imagen de la construcción de la bomba espiral



Nota: Elaboración propia.

Se realizaron los siguientes pasos para alcanzar el objetivo establecido, teniendo en cuenta que se construyó una bomba que no requería consumo de energía eléctrica ni de combustible derivado de petróleo:

- Comprar el material para la bomba.

- Crear una base que apoye las ruedas espirales de la bomba.
- Desarrollo de cada uno de los mecanismos de la bomba.
- Pintar la bomba.
- Estudio del funcionamiento.

7.9.1. *Fabricación del disco*

Los discos de la bomba espiral, con un diámetro exterior de 400 mm y un interior de 48.30 mm, se fabrican mediante corte por plasma para obtener bordes limpios y precisos. Las perforaciones se realizan con un taladro de banco y broca específica, asegurando agujeros uniformes y precisos. Este proceso optimiza la calidad y eficiencia del ensamblaje, cumpliendo con los estándares técnicos del proyecto.

Figura 81

Corte del disco



Nota: Elaboración propia.

7.9.2. *fabricación de los alabes*

Los alabes de la bomba espiral se trazan con precisión según las dimensiones de los planos técnicos, asegurando una geometría adecuada para un rendimiento hidráulico óptimo. El proceso de corte se realiza respetando las líneas marcadas, garantizando un acabado de alta calidad y una ejecución técnica conforme a los estándares de fabricación.

Figura 82*Imagen del alabe**Nota:* Elaboración propia**7.9.3. Corte y soldeo de tubos redondos al eje hueco**

En la configuración estructural, se sueldan dos tubos redondos en los extremos del eje hueco SCH 40 de 1 ½", garantizando funcionalidad y resistencia mecánica. Esta unión asegura una transmisión eficiente de esfuerzos y una correcta alineación del sistema. La figura correspondiente muestra la simetría y robustez del diseño, pensado para soportar condiciones operativas exigentes sin comprometer la estabilidad ni el rendimiento.

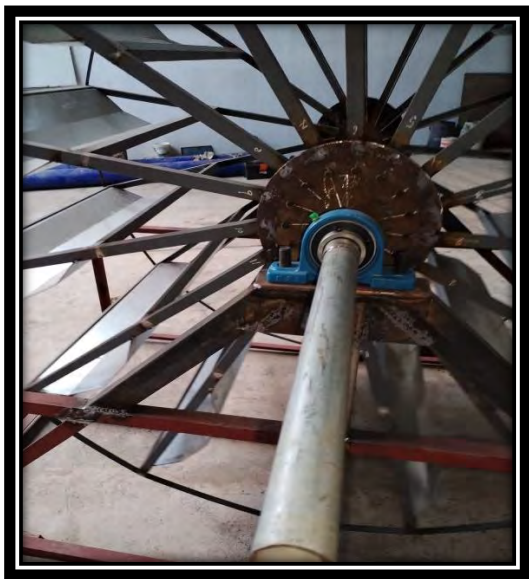
Figura 83*Soldeo de tubos redondos al eje**Nota:* Elaboración propia.

7.9.4. Montaje del disco al eje hueco y montaje de los ángulos al disco.

Una vez que el disco es fabricado es montado al eje hueco después es soldado al eje hueco y después los ángulos estructuras son unidos mediante pernos al disco.

Figura 84

Montaje de las chumaceras, disco y ángulos estructurales al eje hueco



Nota: Elaboración propia.

Figura 85

Unión de los ángulos estructurales al disco mediante pernos.



Nota: Elaboración propia.

7.2.5. Construcción del chasis de la bomba espiral.

Los tubos cuadrados son de material acero LAC de calidad estructural de 20x20x2mm, los tubos cuadrados son cortados de acuerdo con las medidas del plano y después se soldó con electrodo E6011 para armar la estructura del chasis, como se visualiza en la siguiente figura.

Figura 86

Construcción del chasis de la bomba espiral



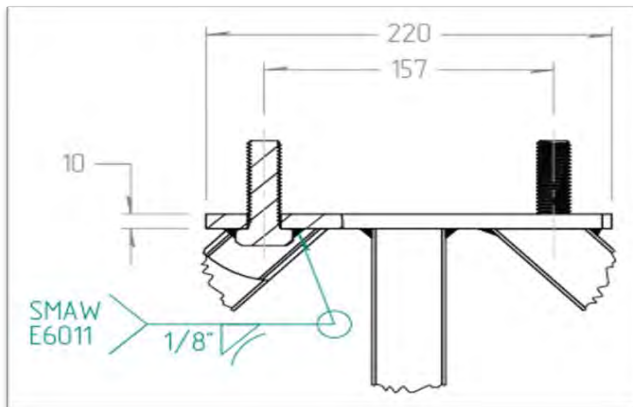
Nota: Elaboración propia.

7.9.5. corte y fabricación de las platinas para el soporte de los cojinetes.

Los soportes de la base estructural del cojinete fueron fabricados con platina, un material resistente capaz de soportar cargas elevadas y condiciones operativas exigentes. Esta elección estratégica garantiza estabilidad y durabilidad, asegurando un rendimiento confiable a lo largo del tiempo. Los soportes están hechos de acero estructural ASTM A36, conocido por su robustez y resistencia a la corrosión, lo que asegura su integridad bajo tensiones mecánicas. Las platinas se cortaron con una amoladora y luego se soldaron al chasis, asegurando una unión fuerte y duradera.

Figura 87*Corte de la platina**Nota:* Elaboración propia

El soporte de la base del cojinete y la aleta están soldadas en forma de T.

Figura 88*Soporte de la base del cojinete**Nota:* Elaboración propia.

7.9.6. Construcción de la estructura que soporta la bomba y montaje al chasis

Como se muestra en la figura, la bomba espiral fue diseñada con un tubo cuadrado, proporcionando una base sólida y resistente para los componentes del sistema. Este material se eligió por su estabilidad y durabilidad, esenciales para un funcionamiento eficiente y seguro. El tubo cuadrado facilita la integración de los mecanismos y asegura resistencia frente a condiciones operativas exigentes. El marco de la estructura se trazó en el piso según

las medidas del plano, luego se realizaron los cortes y se unieron mediante soldadura antes de montarlo al chasis.

Figura 89

Montaje y soldeo de la estructura de la bomba al chasis



Nota: Elaboración propia.

7.9.7. Montaje y Sujeción de los espirales mediante pernos y tornillos a los ángulos estructurales

Las dos espirales de la bomba espiral o mangueras HDPE de alta densidad PN10, son sujetados y asegurados mediante pernos y tornillos a los ángulos estructurales.

Figura 90

Sujeción y aseguramiento de la manguera HDPE mediante perno



Nota: Elaboración propia.

Figura 91

Sujeción y aseguramiento de la manguera HDPE mediante tornillo.



Nota: Elaboración propia.

7.9.8. Unión de la manguera de alta densidad HDPE PN10 a los tubos de unión del eje hueco.

Las mangueras de alta densidad HDPE PN10 son unidos a los tubos de unión del eje hueco para que se unan en ese punto el fluido del agua que provendrá de ambas espirales.

Figura 92

Tubo de unión soldado al eje



Nota: Elaboración propia.

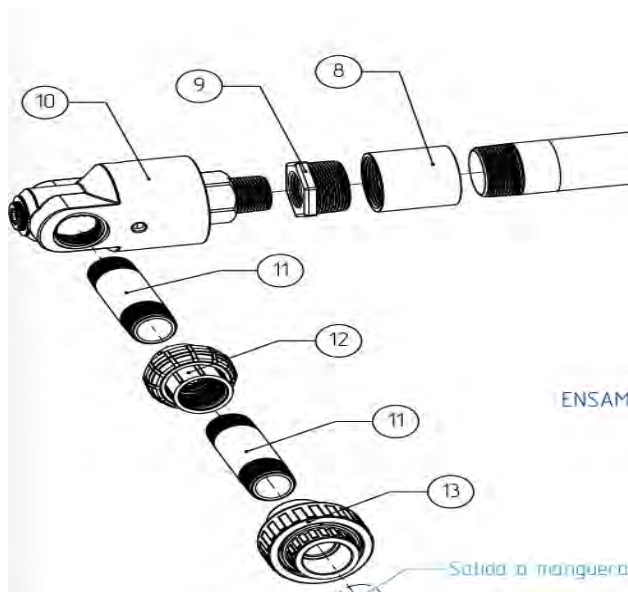
Después de tener todos los componentes de la bomba espiral comenzó el montaje la primera parte consistió en unir las chumaceras, el disco al eje y este a la estructura de la

bomba espiral, los brazos de apoyo de las espirales que están conectadas mediante pernos, arandelas y tornillos, también al eje es soldado un tubo de menor diámetro para ser conectado a las mangueras de alta densidad HDPE PN10.

Finalmente, al eje en uno de los extremos se hace el montaje a un conector recto simple de 1½" hembra, adaptador bushing de 1½" NTP macho a 1" NTP hembra, junta rotatoria de flujo unidireccional 1" NTP, niple roscado ambos extremos 1" NTP x 4½" de largo, unión universal de 1" NTP hembra y por último a un adaptador recto de tubo roscado 1" NPT hembra a manguera HDPE PEN10 de 25mm, como se puede exhibir el montaje en la siguiente figura.

Figura 93

Montaje de los componentes al extremo del eje



Nota: Elaboración propia.

Una vez ensamblados los componentes de la bomba espiral, se aplica una capa de pintura para protegerla y mejorar su resistencia. Luego, se instala en el canal para verificar su funcionamiento. Durante las pruebas, se comprobó que la bomba no presentaba rozamiento excesivo ni desbalance. Se realizaron pruebas de giro para evaluar su estabilidad y eficiencia en condiciones reales de operación.

CAPITULO VIII: EVALUACIÓN ECONÓMICA

8.1. Costos de fabricación de bomba-espinal

Se realiza una evaluación detallada de los costos directos asociados a la construcción e instalación de la bomba espiral, abarcando materiales, mano de obra especializada, equipos y transporte, así como elementos clave para la eficiencia, seguridad y durabilidad del sistema. Este análisis financiero destaca la importancia de seleccionar materiales de alta resistencia y componentes especializados para asegurar un rendimiento óptimo. Además, se analiza el costo de la mano de obra, desde el diseño hasta la instalación final, y el uso de equipos sofisticados para garantizar estándares de calidad. Se mantiene un control estricto sobre el presupuesto, optimizando recursos y asegurando que cada fase del proyecto se ejecute con precisión y eficiencia, con una coordinación impecable entre los equipos técnicos y logísticos. Este enfoque asegura que el proyecto se desarrolle de manera eficiente, sin comprometer la calidad ni la sostenibilidad, garantizando su éxito y viabilidad.

Este análisis abarca tres categorías principales: materiales, instrumentación, y fabricación e instalación (ver Tabla 101).

Tabla 101

Costos de materiales, instrumentación, fabricación e instalación de bomba-espinal.

Ítem	Descripción	Calidad	Cant.	P. Unit. (S/)	Sub Total (S/)
1	Materiales				S/ 2 081.12
1.1	Tubo 1 1/2" (1m)	AISI 304	1	85.00	85.00
1.2	Plancha 4mm (1m x 0.5m)	ASTM A36	1	90.00	90.00
1.3	Ángulo estructural 1.5x1.5x3/32" (6m)	ASTM A36	5	43.00	215.00
1.4	Plancha 2mm (1.2m x 2.4m)	ASTM A36	3	176.00	528.00
1.5	Manguera 3/4" (100m)	HDPE PN10	2	95.00	190.00
1.6	Junta rotativa 1" horizontal	DEUBLIN	1	500.00	500.00
1.7	Tubo cuadrado 40x4mm (6m)	ASTM A500	4	66.00	264.00
1.8	Rodamiento de bolas UPS210	SKF	2	90.00	180.00

1.9	Perno cabeza hexagonal M8 x 20mm	Clase 8.8	56	0.28	15.68
1.1	Tuerca hexagonal M8	Clase 8	56	0.12	6.72
1.11	Arandela M8	Acero	112	0.06	6.72
2	Instrumentación				S/ 2 155.00
2.2	Medidor de agua Eister Modelo M120i de 1"		1	450.00	450.00
2.3	pHmetro digital portátil PH818 - Peachimetro		1	400.00	400.00
2.4	Nivel Laser Bosch Nivelox 3 Lineas 15 metros		1	650.00	650.00
2.5	Tacómetro digital Protomex de 50-19999 RPM		1	200.00	200.00
2.6	Manómetro de glicerina de 0 - 6 Bar - Azud con rosca de 1/4"		1	55.00	55.00
2.7	Báscula digital romana colgante (Capacidad de carga de 500kg)		1	400.00	400.00
3	Fabricación e instalación				S/1 970.00
3.1	Alquiler del taller		1	300.00	300.00
3.2	Envío de materiales por courier de bomba-espinal		3	70.00	210.00
3.3	Corte de los perfiles estructurales		1	240.00	240.00
3.4	Soldadura de los perfiles estructurales		1	320.00	320.00
3.5	Ensamblado de las piezas		1	350.00	350.00
3.6	Transporte de bomba-espinal a sitio de instalación		1	200.00	200.00
3.7	Ensamblado de bomba-espinal en canal de riego		1	350.00	350.00
Total					S/ 6 206.12

Nota: Elaboración propia.

A continuación, se expone, con especial énfasis, el conjunto de inversiones complementarias que resultan imprescindibles para materializar con éxito el diseño y desarrollo integral del proyecto, entendiendo que cada uno de estos costos adicionales representa una pieza clave en el engranaje que da vida a la visión técnica y operativa

planteada. Desde los estudios preliminares que permiten conocer a profundidad el entorno físico y social, hasta la contratación de especialistas que aportan su saber en la elaboración de planos, cálculos y especificaciones, cada desembolso responde a la necesidad de garantizar precisión, eficiencia y sostenibilidad. Se suman a ello los gastos en materiales específicos, equipos auxiliares, logística de transporte, permisos legales y contingencias, conformando un abanico de recursos que, lejos de ser accesorios, constituyen el respaldo tangible que transforma una idea en una realidad funcional, robusta y alineada con los más altos estándares de calidad. Estos costos incluyen una serie de gastos relacionados con la planificación, la ejecución y la implementación de las diversas fases del proyecto, que van más allá de los costos iniciales de inversión.

Costo de diseño (15% del costo directo)	S/ 930.92
Costo de dirección técnica (12% del costo directo)	S/ 744.73
Costo indirecto (10% del costo directo)	S/ 620.61

Finalmente, el costo total del proyecto se presenta en la Tabla (103).

Tabla 102

Costo total para la fabricación y puesta en funcionamiento de la bomba-espiral

Costo total del proyecto	
Costo directo	S/ 6 206.12
Costo de diseño	S/ 930.92
Costo de dirección técnica	S/ 744.73
Costo indirecto	S/620.61
Total	S/ 8 502.38

Nota: Elaboración propia.

8.2. Evaluación respecto al pliego tarifario existente.

La bomba espiral es un dispositivo innovador que integra una rueda hidráulica con un mecanismo de espirales para mover agua sin requerir una fuente de energía externa. La bomba, concebida con una potencia mecánica de 0.5 kW, fue estratégicamente instalada en

un canal de riego ubicado en el distrito de Huayllabamba, con el propósito de optimizar el aprovechamiento hídrico en la zona. Sin embargo, ante la ausencia de una fuente de energía renovable como podría ser la energía cinética generada por el propio flujo del agua se vuelve indispensable implementar una instalación monofásica que asegure el suministro eléctrico necesario para su funcionamiento. Esta solución técnica no solo permite mantener la operatividad del sistema, sino que también garantiza la continuidad del servicio en contextos rurales donde las alternativas energéticas pueden ser limitadas, reafirmando así el compromiso con la eficiencia y la sostenibilidad en el manejo de recursos hidráulicos. La instalación monofásica, que se basa en una única fase de corriente alterna, resulta adecuada para aplicaciones de baja potencia, como las que se pueden encontrar en equipos pequeños o sistemas residenciales. Este tipo de configuración es más sencillo y económico en comparación con las instalaciones trifásicas, que son más complejas y costosas, pero son ideales para cargas más grandes o industrias. La opción de utilizar una instalación monofásica no solo optimiza los costos iniciales de instalación, sino que también proporciona una fuente estable de energía en situaciones donde no es viable aprovechar fuentes renovables, asegurando la continuidad operativa del sistema sin depender de fuentes externas o fluctuantes de energía. Esta instalación estaría sujeta a una tarifa de Baja Tensión (BT), conforme al pliego tarifario BT5B – No Residencial. En este contexto, se aplican las tarifas correspondientes, como se detalla en la Tabla (103).

Tabla 103

Cargo de facturación en Baja Tensión (BT) para Valle Sagrado - Pliego tarifario BT5B, 01 de mayo del 2024

Residencial con consumo menor o iguales a 140kW.h por mes		
0-30kWh		
Cargo fijo mensual	S/. por mes	3.81
Cargo por energía activa	S/. /kW.h	0.3099

31-140kWh		
Cargo fijo mensual	S/. por mes	3.81
Cargo por energía activa - Primeros 30kWh	S/. por mes	9.3
Cargo por energía activa - Exceso de 30kWh	S/. /kW.h	0.7747
Mayor a 140kW.h por mes		
Cargo fijo mensual	S/. por mes	3.93
Cargo por energía activa	S/. /kW.h	0.7995

Nota: Elaboración propia.

La bomba-espiral estará en funcionamiento durante 24 horas al día; por lo que, el consumo mensual es:

$$0.5\text{kW} \times 24\text{h/día} \times 30\text{días}$$

Potencia generada por mes: 360 kWh

La generación de energía es mayor a 140kWh; por lo tanto, el ahorro mensual se determina por:

$$\text{S/ } 3.92 + [360\text{kWh} \times (\text{S/ } 0.7925)/\text{kWh}]$$

Ahorro mensual: S/ 291.75

Finalmente, el ahorro anual es:

$$\text{S/ } 291.75 \times 12$$

Ahorro anual: S/3,501.00

8.3. Costos de operación y mantenimiento.

De acuerdo con SPC Consulting Group, costo de mantenimiento de maquinaria o equipos, en términos generales, suele representar entre un 5% y un 10% del precio total del producto. Sin embargo, este porcentaje puede experimentar variaciones dependiendo de diversos factores, como la naturaleza del equipo, su complejidad técnica, la frecuencia de uso, el entorno operativo y la calidad de los materiales utilizados. Equipos más sofisticados o con mayor demanda de mantenimiento especializado tienden a tener un costo de mantenimiento más elevado, mientras que aquellos con tecnologías más simples o con

menor requerimiento de intervención frecuente pueden presentar un costo de mantenimiento menor. Además, las condiciones de operación, El entorno laboral y las exigencias operativas que se imponen sobre los equipos no son factores menores, sino elementos de peso que inciden profundamente en la magnitud de los costos vinculados a su mantenimiento y reparación. Un ambiente de trabajo hostil ya sea por condiciones climáticas extremas, presencia de agentes corrosivos o deficiencias en infraestructura puede acelerar el desgaste de los componentes, mientras que cargas de uso intensivas o prolongadas someten a los equipos a esfuerzos que superan sus parámetros óptimos de funcionamiento. Esta combinación de factores no solo incrementa la frecuencia de intervenciones técnicas, sino que también eleva el costo total de propiedad, haciendo indispensable una planificación preventiva que contemple estas variables para preservar la eficiencia operativa y prolongar la vida útil de los activos. En consecuencia, es importante realizar un análisis detallado para entender cómo estos factores afectan los costos operativos y, por ende, la rentabilidad global del proyecto o producción, su uso y las condiciones operativas, pero en términos generales, la inversión destinada al mantenimiento de equipos a lo largo de su vida útil representa mucho más que un simple gasto operativo: es una apuesta estratégica por la continuidad, la eficiencia y la durabilidad de los activos. Esta inversión contempla no solo las acciones preventivas y correctivas necesarias para conservar el equipo en condiciones óptimas de funcionamiento, sino también la implementación de tecnologías, repuestos de calidad y personal capacitado que garanticen intervenciones oportunas y efectivas. Al asumir este compromiso financiero con visión a largo plazo, se minimizan los riesgos de fallas inesperadas, se optimiza el rendimiento y se prolonga la vida útil del equipo, convirtiendo cada recurso invertido en un escudo contra la obsolescencia y en un impulso hacia la sostenibilidad operativa.

Para este proyecto se ha considerado un 10% del costo directo; por lo tanto:

Costo por mantenimiento: S/ 620.61

8.4. Tasa de interés

La tasa de interés danza entre un 8 % y un 15 %, pintando con sus matices el lienzo financiero del mercado, pero la cifra ideal no surge al azar, sino de la confluencia de variables: el costo de oportunidad del capital, esa ganancia potencial que se esfuma al elegir un destino inversor en lugar de otro; las expectativas inflacionarias que erosionan el valor del dinero; la percepción de riesgo tanto de prestatarios como de prestamistas; el horizonte temporal y la facilidad de convertir la inversión en liquidez; y, por último, el viento de la política monetaria junto con las corrientes macroeconómicas que guían su rumbo, tejiendo al final una tasa que equilibra rentabilidad y prudencia. Este factor es fundamental para evaluar la eficiencia y la conveniencia de la decisión de inversión, ya que implica la comparación con otras posibles oportunidades que podrían generar mayores rendimientos. Por otro lado, el riesgo asociado al proyecto juega un papel crucial, ya que está relacionado con la incertidumbre inherente al entorno en el que se lleva a cabo la inversión. Este riesgo abarca diversos aspectos, como fluctuaciones del mercado, cambios regulatorios o situaciones económicas impredecibles que podrían afectar la rentabilidad esperada. Finalmente, las condiciones del mercado en el momento de la inversión son determinantes, ya que influyen directamente en la valoración del proyecto, considerando variables como la oferta y demanda, la competitividad, las tasas de interés, y la estabilidad económica, la viabilidad y los resultados de una inversión, tanto en el corto como en el largo plazo, no son fruto del azar ni de simples corazonadas, sino que dependen de un delicado entramado de factores que deben ser sopesados con rigor y visión estratégica. Entre ellos, destacan tres pilares fundamentales que actúan como brújula en el complejo universo financiero: el costo de oportunidad, que representa aquello a lo que se renuncia al elegir una alternativa sobre otra; el riesgo, que encierra la incertidumbre inherente a todo emprendimiento económico;

y las condiciones del mercado, ese entorno dinámico y cambiante que puede potenciar o desestabilizar cualquier iniciativa. Estos elementos, entrelazados como hilos de una misma trama, exigen un análisis minucioso y una mirada aguda para que las decisiones de inversión no solo sean informadas, sino también audaces, inteligentes y alineadas con los objetivos de crecimiento sostenido, así como las políticas internas de la empresa relacionadas con el retorno mínimo esperado. Estos elementos deben ser cuidadosamente evaluados para determinar la tasa más adecuada para el proyecto o la inversión en cuestión.

Para la evaluación de este proyecto se ha considerado una tasa de interés del 12%.

Tasa de interés: 12%

8.5. Rentabilidad del proyecto

El análisis financiero del proyecto muestra una alta viabilidad y rentabilidad. Con una tasa de interés del 12%, el Valor Actual Neto (VAN) es de S/ 7,772.45, indicando que el proyecto generará valor adicional. La Tasa Interna de Retorno (TIR) es del 32%, superando ampliamente la tasa de interés, lo que refleja una excelente rentabilidad y viabilidad económica. La relación Beneficio/Costo (B/C) es 1.51, lo que significa que, por cada sol invertido, se genera un retorno de S/ 1.51. Estos indicadores demuestran la rentabilidad y sostenibilidad financiera del proyecto, haciéndolo una opción atractiva para los inversores.

Tabla 104*VAN y TIR del proyecto*

Año	Taza de interés	Ahorro	Inversión	Costo de operación y mantenimiento O&M	Balance - Flujo Neto de caja	FNC actualizado (Calculo del VAN)	Flujo Neto de caja acumulado	Tiempo de recuperación
0			S/ 8 502.38		-S/ 8 502.38	-S/ 8 502.38	-S/ 8 502.38	
1	12%	S/ 3 501.00		S/ 620.61	S/ 2 880.39	S/ 2 571.78	-S/ 5 930.61	
2	12%	S/ 3 501.00		S/ 620.61	S/ 2 880.39	S/ 2 296.23	-S/ 3 634.38	
3	12%	S/ 3 501.00		S/ 620.61	S/ 2 880.39	S/ 2 050.20	-S/ 1 584.18	
4	12%	S/ 3 501.00		S/ 620.61	S/ 2 880.39	S/ 1 830.54	S/ 246.36	5
5	12%	S/ 3 501.00		S/ 620.61	S/ 2 880.39	S/ 1 634.41	S/ 1 880.77	
6	12%	S/ 3 501.00		S/ 620.61	S/ 2 880.39	S/ 1 459.29	S/ 3 340.06	
7	12%	S/ 3 501.00		S/ 620.61	S/ 2 880.39	S/ 1 302.94	S/ 4 643.01	
8	12%	S/ 3 501.00		S/ 620.61	S/ 2 880.39	S/ 1 163.34	S/ 5 806.35	
9	12%	S/ 3 501.00		S/ 620.61	S/ 2 880.39	S/ 1 038.70	S/ 6 845.04	
10	12%	S/ 3 501.00		S/ 620.61	S/ 2 880.39	S/ 927.41	S/ 7 772.45	
						S/ 16 274.83		
		Tasa de interés		12%				
		VAN		S/ 7 772.45				
		TIR		32%				
		B/C		1.51				

Nota: Elaboración propia.

CONCLUSIONES

- Para el diseño mecánico, se empleó la teoría de resistencia de materiales, lo que permitió calcular el peso total del sistema y las fuerzas que actúan sobre el alabe de 200 N. A partir del análisis con diagramas de cuerpo libre, se determinaron reacciones en cojinetes, momentos flectores y torsores, seguidamente se seleccionó el diámetro del eje hueco de 48.3 mm, tamaño de soldadura de 3 mm, diámetro del perno de 8 mm y fuerzas estructurales sobre el chasis de la bomba.
- El dimensionamiento de la rueda hidráulica se estableció en función de la profundidad del nivel de agua (0.9 m), caudal máximo de 1.08 m³/s, presión atmosférica del lugar de instalación (72 kPa), de los cuales se determinó el diámetro exterior de la rueda de 2 m y de diámetro interior de 0.96 m.
- Se calcularon parámetros clave como el número real de espiras (19), número de palas (14), velocidad de la pala 0.4 m/s, la profundidad sumergida 0.5 m, velocidad de rotación (8 RPM), caudal de accionamiento en la rueda hidráulica de 0.15 m³/s y se logró un rendimiento de la rueda hidráulica de 50%.
- Mediante el software ANSYS Fluent, se realizó una simulación del comportamiento del flujo donde se vio que la velocidad máxima del agua de 1.5 m/s dentro de las espiras, Se analizó la distribución de presiones en todo el dominio donde se tiene una presión máxima de 9320 Pa y una presión mínima de -24.6 Pa, la presión transferida del fluido a los alabes donde los valores oscilan entre 9.58×10^3 Pa (zonas de mayor presión) y -3.98×10^1 Pa (regiones con presión negativa, indicando posible cavitación o bajas presiones críticas), Las velocidades del fluido en el dominio general como dentro de las espiras donde la velocidad máxima es de 1.5 m/s y velocidad mínima de 0 m/s y la presión del agua que

fluye a través por cada espira con una presión máxima de 69000 Pa y presión mínima de -8.8 Pa.

- Finalmente, se cargó a cabo una valoración económica ($VAN = S/ 7772.55$, $TIR = 32\%$), demostrando la rentabilidad y factibilidad del proyecto. La bomba espiral se muestra como una opción económica frente a las bombas habituales, especialmente en regiones donde la obtención de energía eléctrica es limitada o el costo de la energía es elevado.

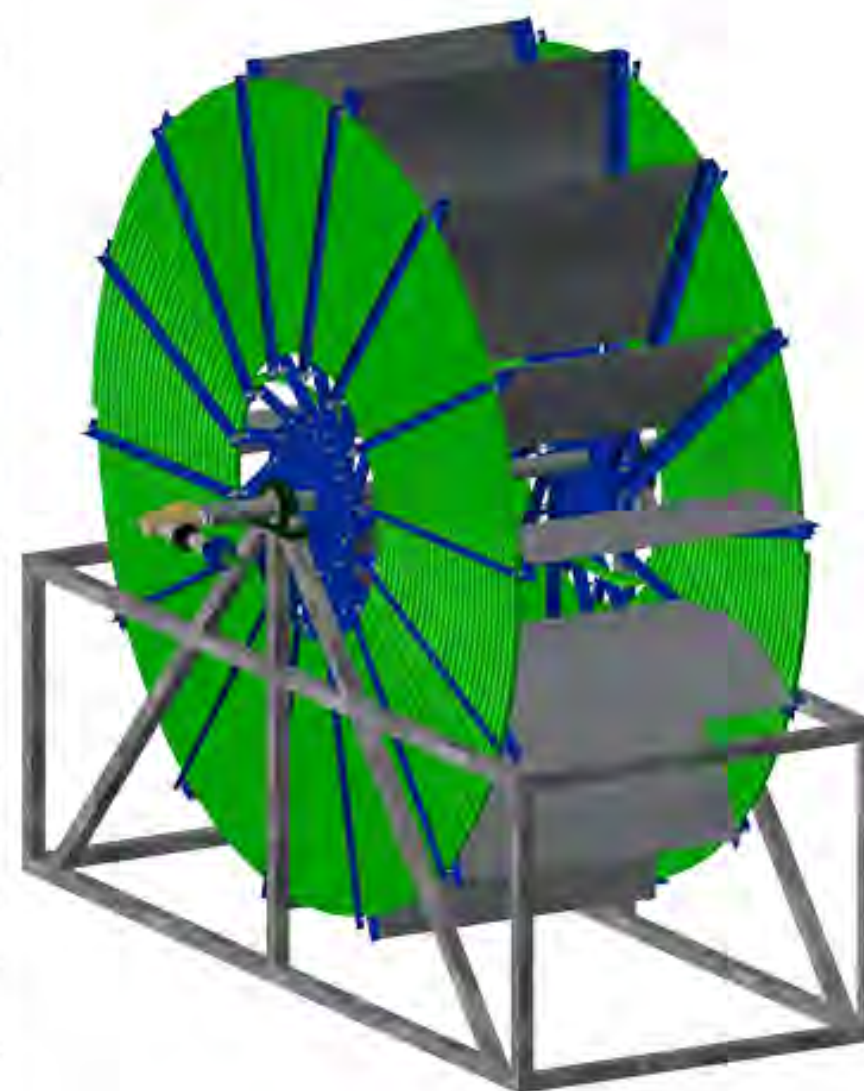
RECOMENDACIONES

- Elegir materiales anticorrosivos es clave para avalar la estabilidad y eficacia de la bomba en entornos húmedos y agresivos.
- Realizar pruebas en campo permite validar caudal, presión y eficiencia, asegurando que la bomba cumpla con lo esperado.
- Evaluar el impacto ambiental y fomentar la integración de la bomba en sistemas de riego sostenibles mejora su aporte ecológico.
- Adaptar y escalar el diseño para distintos tipos de canales amplía su aplicabilidad y eficiencia en diversos entornos.
- Mantener una velocidad mínima del agua de 1.2 m/s es fundamental para una maniobra óptima de la bomba espiral.
- Documentar y divulgar los resultados fortalece la transferencia de conocimiento y promueve mejoras en futuros desarrollos.
- Lo recomendable es que el tipo de junta rotatoria que se usó se haga una modificación para mejorar el caudal de salida adaptar a una junta rotatoria que no acumule arenilla y así que no se traben la cantidad de agua al salir.

ANEXOS

ANEXO 1**PLANOS TÉCNICOS DEL PROTOTIPO**

ITEM NO.	PORTE	DESCRIPCIÓN	CANT.
1	Soporte de bomba espiral	Tubo cuadrado LAC ASTM A500 20x20x2mm	1
2	Chumacera de piso	Rodamiento de bolas con soporte de pie UCP210	2
3	Eje hueco	Tubo redondo SCH 40 de 1 1/2" C-304L	1
4	Tapa de eje hueco	Tapa de 1 1/2" NPT hembra SCH 40 - PVC	1
5	Adaptador codo de 90° de tubo roscado a manguera	Adaptador codo de 90° de tubo roscado 3/4" NPT hembra a manguera HDPE PEN 10 de 25mm	2
6	Conector recto para eje hueco	Conector recto 1 1/2 NPT hembra C-304L	1
7	Adaptador bushing para unión rotatoria	Adaptador bushing de 1 1/2" NPT macho a 1" NPT hembra C-304L	1
8	Junta rotatoria de flujo unidireccional	juntas rotatoria de flujo unidireccional de 1" NPT	1
9	Niple	Niple roscado ambos extremos de 1" NPT de 4 1/2" de largo - PVC	2
10	Unión universal	Unión universal de 1" NPT hembra - PVC	1
11	Adaptador recto de tubo roscado a manguera	Adaptador recto de tubo roscado 1" NPT hembra a manguera HDPE PEN 10 de 25mm	1
12	Manguera HDPE	Manguera HDPE PEN10 de 25mm	1
13	Disco de fijación de alabes - lado derecho	Planchas de acero ASTM A36 de 3/32" y 1/2"	1
14	Disco de fijación de alabes - lado izquierdo	Planchas de acero ASTM A36 de 3/32" y 1/2"	1
15	Tornillo de fijación de disco	Tornillos de fijación M8 x 12mm de largo (rosca 1.25mm) en acero inox. 18-8	8
16	Arandela plana M18	Arandela plana M18 de acero inoxidable 18-8	4
17	Anillo de presión M18	Anillo de presión M18 de acero inoxidable 18-8	4
18	Tuerca hexagonal M18	Tuerca hexagonal M18 de acero inoxidable 18-8	4
19	Álabe	Alabe y brazos - acero estructural ASTM A36	14
20	Perno de cabeza hexagonal M8x18	Perno de cabeza hexagonal M8x18 de acero inoxidable 18-8	56
21	Arandela plana M8	Arandela plana M8 de acero inoxidable 18-8	56
22	Perno hexagonal M8	Perno hexagonal M8 de acero inoxidable 18-8	56
23	Espiral - lado derecho	Manguera HDPE PEN10 de 25mm	1
24	Espiral - lado izquierdo	Manguera HDPE PEN10 de 25mm	1
25	Soporte de espirales	Ángulo en acero Estructural ASTM A36 LAC 20x20x1.5mm	28
26	Tuerca hexagonal M10	Tuerca hexagonal M10 de acero inoxidable 18-8	28
27	Tornillo autoperforante M5.5	Tornillo autoperforante de cabeza hexagonal con valona con huella M5.5 x 50mm	28



CONTIENE:

LISTA DE PIEZAS DE
BOMBA ESPIRAL

FORMATO:

A3

MATERIAL:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA
ESPIRAL DE 0.5KW DE POTENCIA UTILIZANDO
LA ENERGÍA CINÉTICA DE UN CANAL DE RIEGO

DISEÑO Y CÁLCULOS:

BACH. JULIO CESAR QUISPE LIPA

BACH. ROMARIO VILLACA LAURA

REVISÓ:

EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ
INGENIERA MECÁNICA

APROBÓ:

EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ
INGENIERA MECÁNICA

COORDINÓ:

FECHA:
OCTUBRE 2015

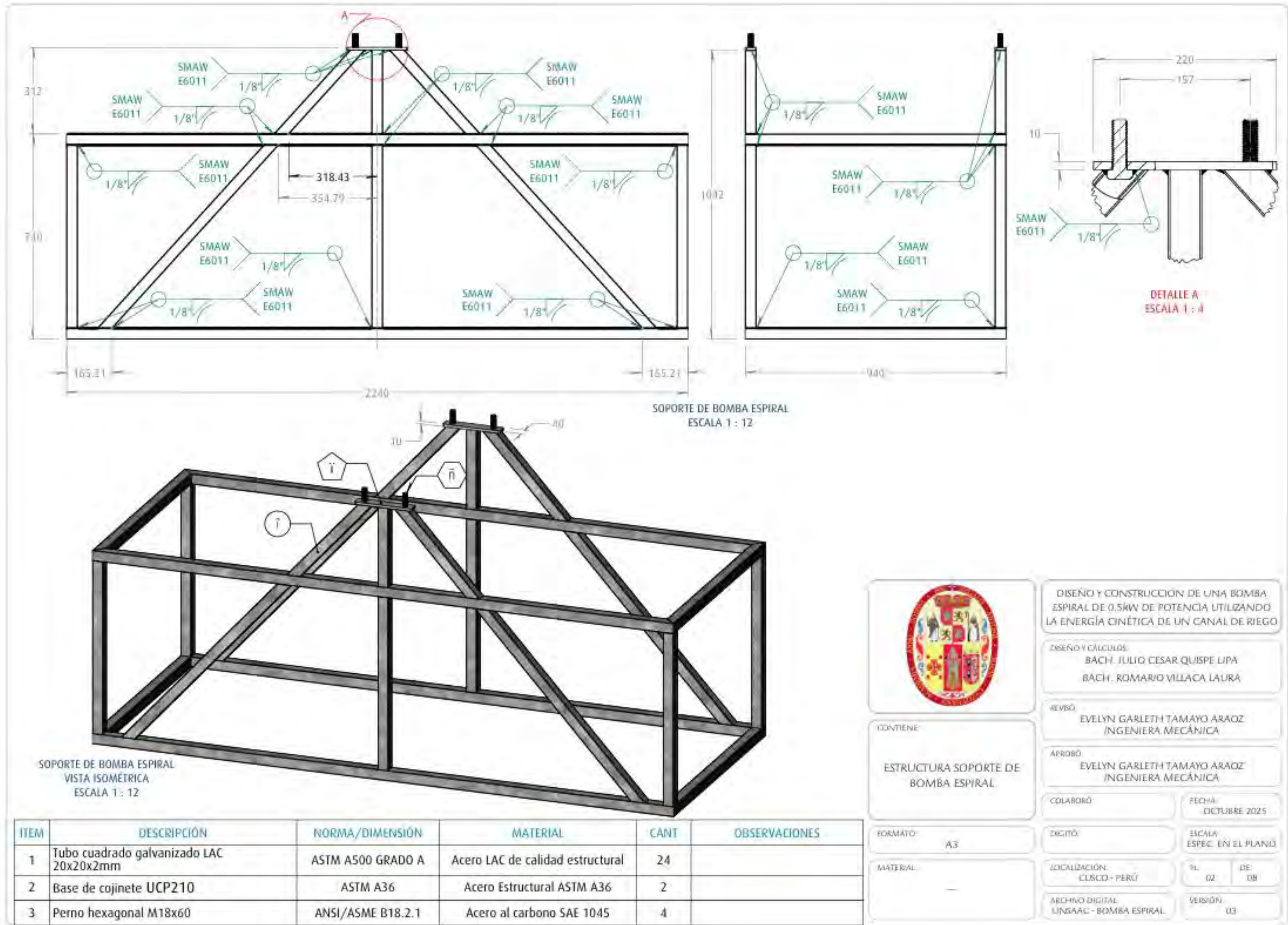
DIGITÓ:

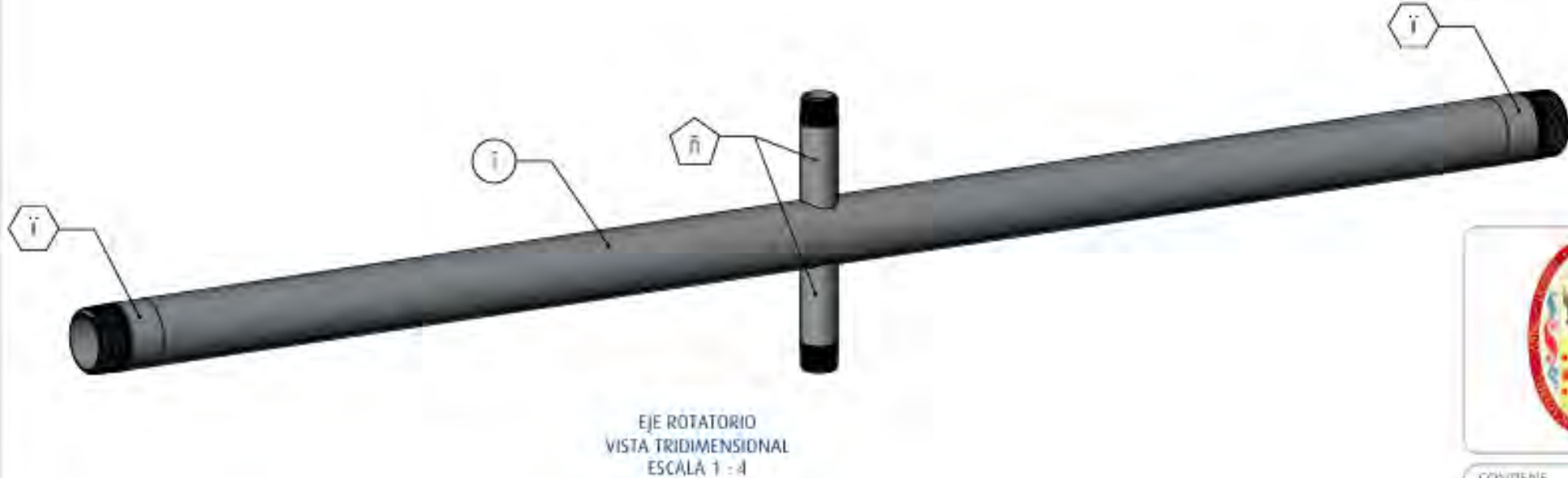
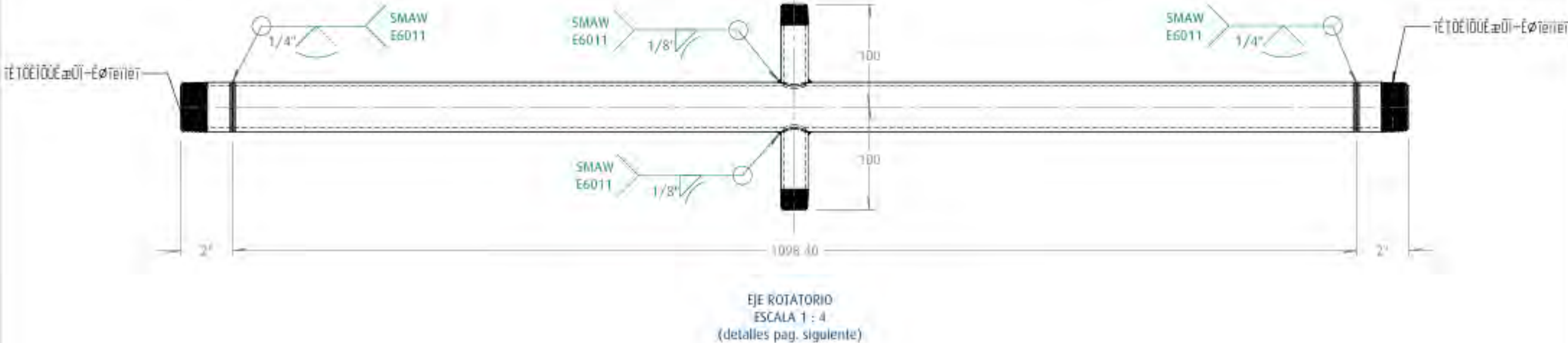
BACH. EN EL PLANO

LOCALIZACIÓN:
CUSCO - PERU

REL. 01 DE 08

ARCHIVO DIGITAL
UNSAAC - BOMBA ESPIRALVERSION:
02





ITEM	DESCRIPCIÓN	NORMA/DIMENSIÓN	MATERIAL	CANT	OBSERVACIONES
1	Tubo redondo SCH 40 de 1 1/2"	ASTM A312	Acero Inoxidable C-304/304L	1	
2	Niple SCH 40 de 1 1/2" x 2" de largo	ASTM A312, ASTM A733, ASME B1.20.1	Acero Inoxidable C-304/304L	2	
3	Niple SCH 40 de 3/4" x 2" de largo	ASTM A312, ASTM A733, ASME B1.20.1	Acero Inoxidable C-304/304L	2	



CONTIENE
EJE ROTATORIO DE BOMBA ESPIRAL

FORMATO: A3

MATERIAL: ACERO INOX. AISI C-304/304L

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA ESPIRAL DE 0,5kW DE POTENCIA UTILIZANDO LA ENERGÍA CINÉTICA DE UN CANAL DE RIEGO

DISEÑO Y CÁLCULOS:
BACH. JULIO CESAR QUISEPÉ LIPA
BACH. ROMARIO VILLACA LAURA

REVISÓ
EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ
INGENIERA MECÁNICA

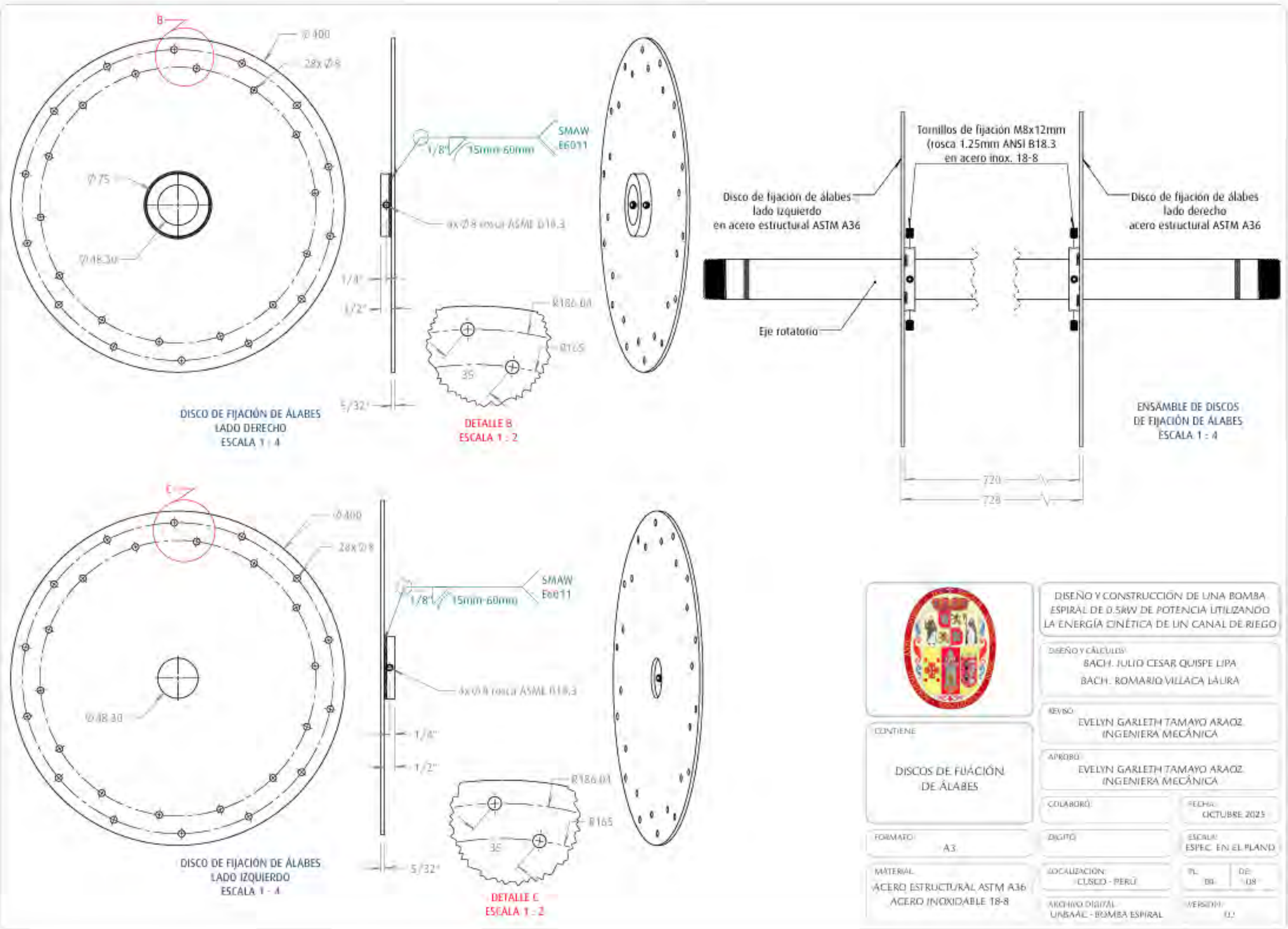
APROBÓ
EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ
INGENIERA MECÁNICA

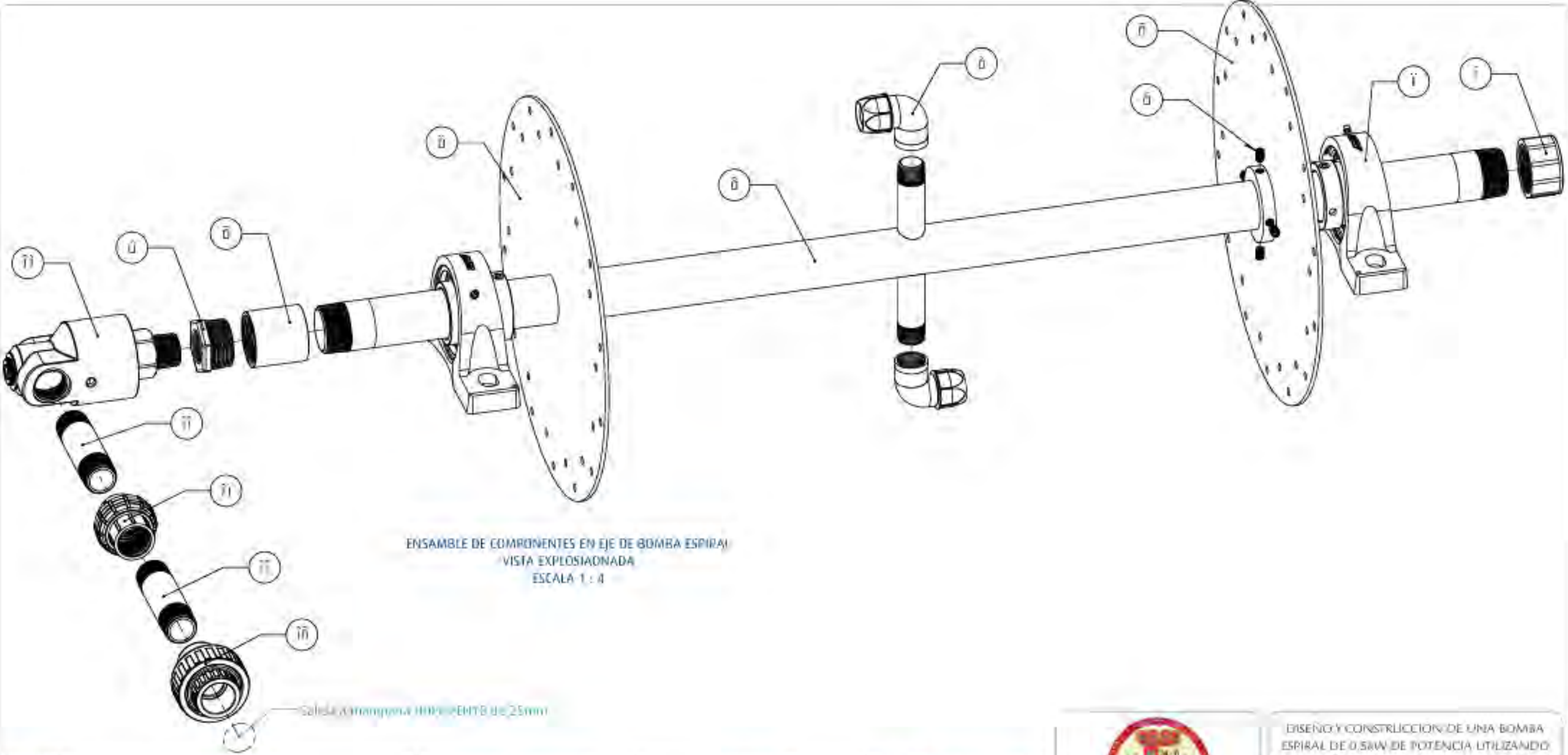
COLABORÓ: FECHA: OCTUBRE 2023

ESCALA: ESPEC. EN EL PLANO

LOCALIZACIÓN: CUSCO - PERÚ PL: 03 DE: 08

ARCHIVO DIGITAL: UNDAAC - BOMBA ESPIRAL VERSIÓN: 02





ITEM	DESCRIPCIÓN	NORMA/DIMENSIÓN	MATERIAL	CANT	OBSERVACIONES
1	Tapa de 1½" NPT hembra SCH 40	ASTM D1784, NSF/ANSI 61	PVC	1	
2	Rodamiento de bolas con soporte de pie UCP210	---	Soporte: Fundición Rodamiento: acero inox.	2	
3	Disco de fijación de álabes - lado derecho	ASTM A36	Acero Estructural ASTM A36	1	
4	Tornillos de fijación M8x12mm	Rosca ANSI/ASME ANSI B18.3	Acero Inoxidable 18-8	1	
5	Adaptador codo de 90° de tubo roscado ¾" NPT hembra a manguera HDPE PEN10 de 25mm	---	PVC	2	
6	Tubo redondo SCH 40 de 1½"	ASTM A312	Acero Inoxidable C-304/304L	1	
7	Disco de fijación de álabes - lado izquierdo	ASTM A36	Acero Estructural ASTM A36	1	
8	Conector recto simple de 1½" NPT hembra	Rosca NPT ANSI/ASME B1.20.1	Acero inox. ASTM A351 CF8 (304)	1	
9	Adaptador bushing de 1½" NPT macho a 1" NPT hembra	Rosca NPT ANSI/ASME B1.20.1	Acero inox. ASTM A351 CF8 (304)	1	
10	Junta rotatoria de flujo unidireccional 1" NPT	---	Latón	2	
11	Niple roscado ambos extremos 1" NPT x 4½" de largo	ASTM D1784, ASTM D1785	PVC	1	
12	Unión universal de 1" NPT hembra	ASTM D1784, NSF/ANSI 61	PVC	1	
13	Adaptador recto de tubo roscado 1" NPT hembra a manguera HDPE PEN10 de 25mm	---	Polipropileno	1	



CONTIENE:

ACCESORIOS DE EJE ROTATORIO

FORMATO:

A3

MATERIAL:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA ESPIRAL DE 0,5kW DE POTENCIA UTILIZANDO LA ENERGÍA CINÉTICA DE UN CANAL DE RIEGO

DISEÑO Y CÁLCULOS:
BACH. JULIO CESAR OLIVERA LIZA
BACH. ROMARIO VILLACA LAURA

REVISÓ:
EVELYN GARLET I TAMAYO ARACZ
INGENIERA MECÁNICA

APROBÓ:
EVELYN GARLET I TAMAYO ARACZ
INGENIERA MECÁNICA

COLABORÓ:

FECHA:
OCTUBRE 2025

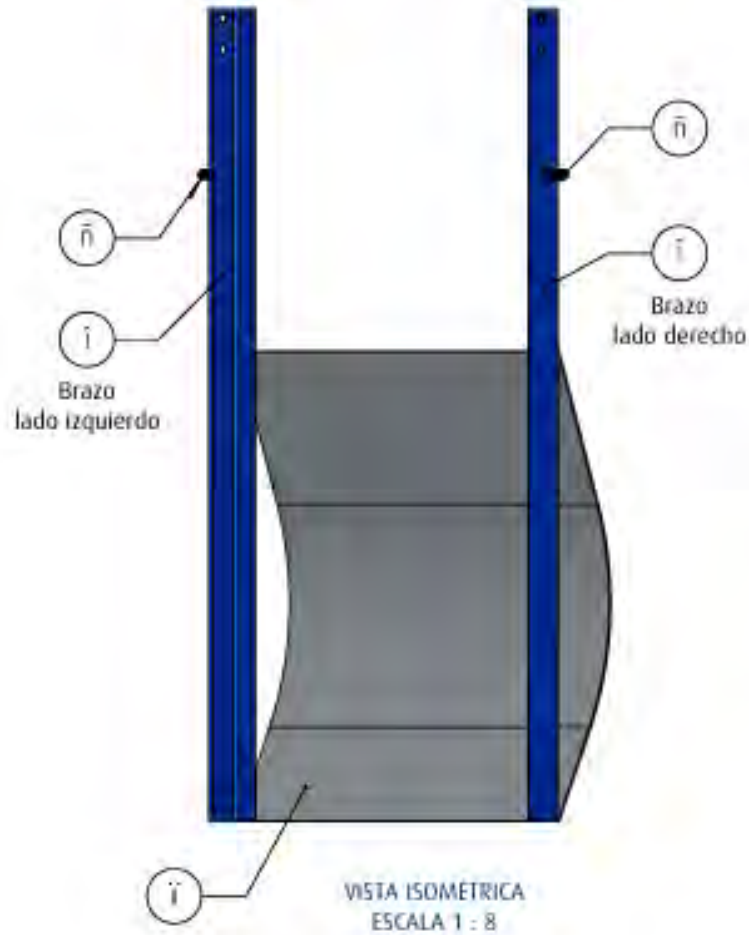
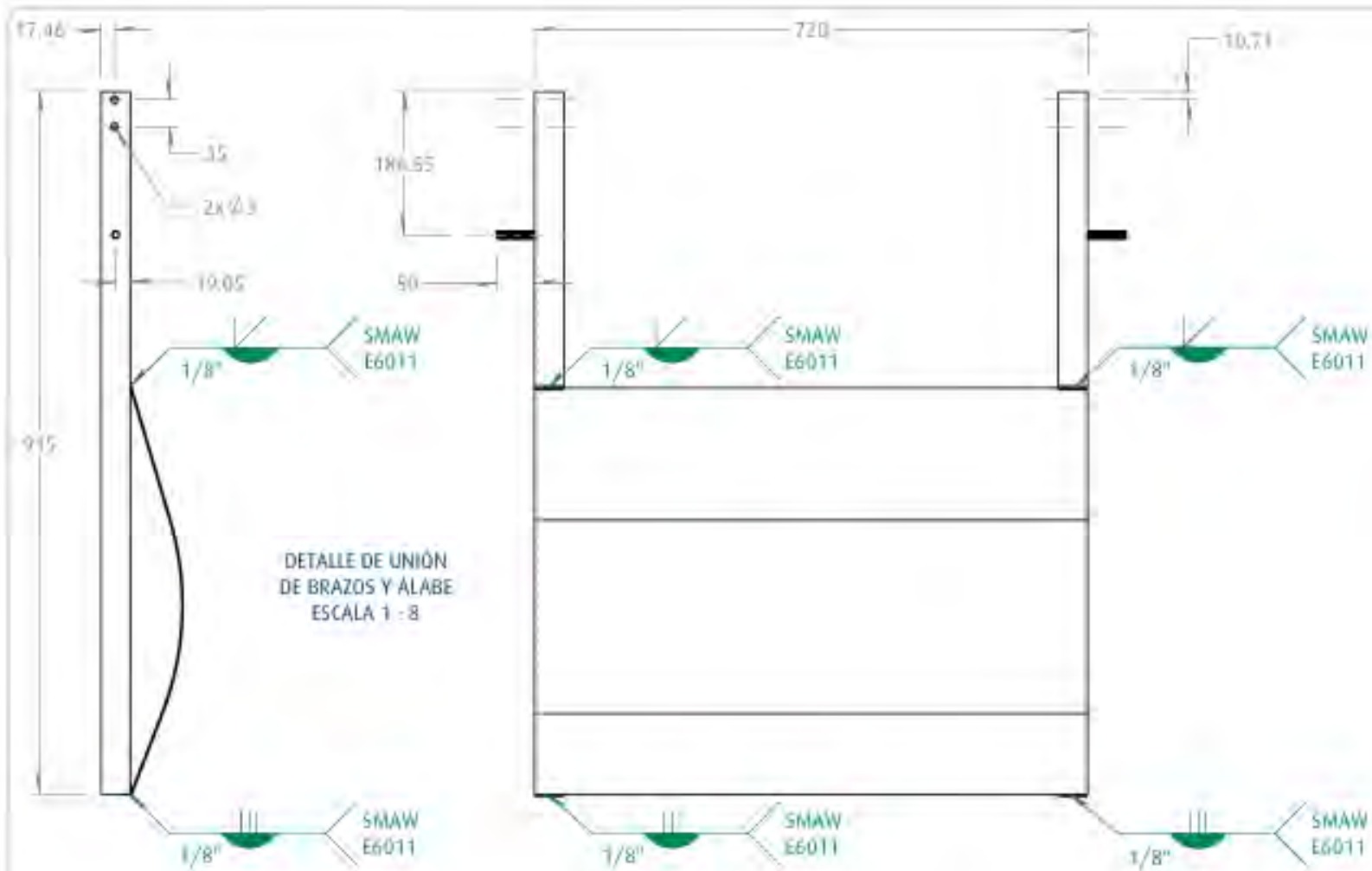
ESCALA:
ESPEC. EN EL PLANO

LOCALIZACIÓN:
CUMCO - PERU

FECHA DE:
05 DE 08

ARCHIVO DIGITAL:
UNSAAC - BOMBA ESPIRAL

VERSIÓN:
001



Nota: La configuración de perforaciones y fijación de la varilla roscada en los brazos izquierdo y derecho, son distintos.



CONTIENE:

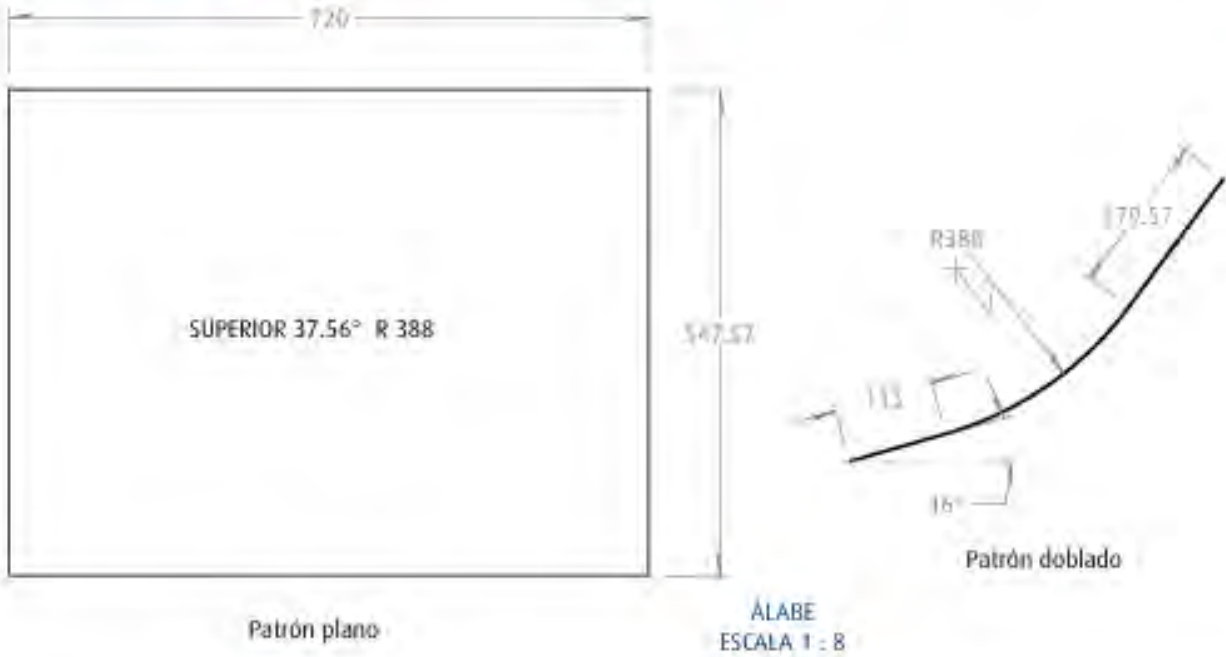
BRAZOS Y ÁLABES DE BOMBA ESPIRAL

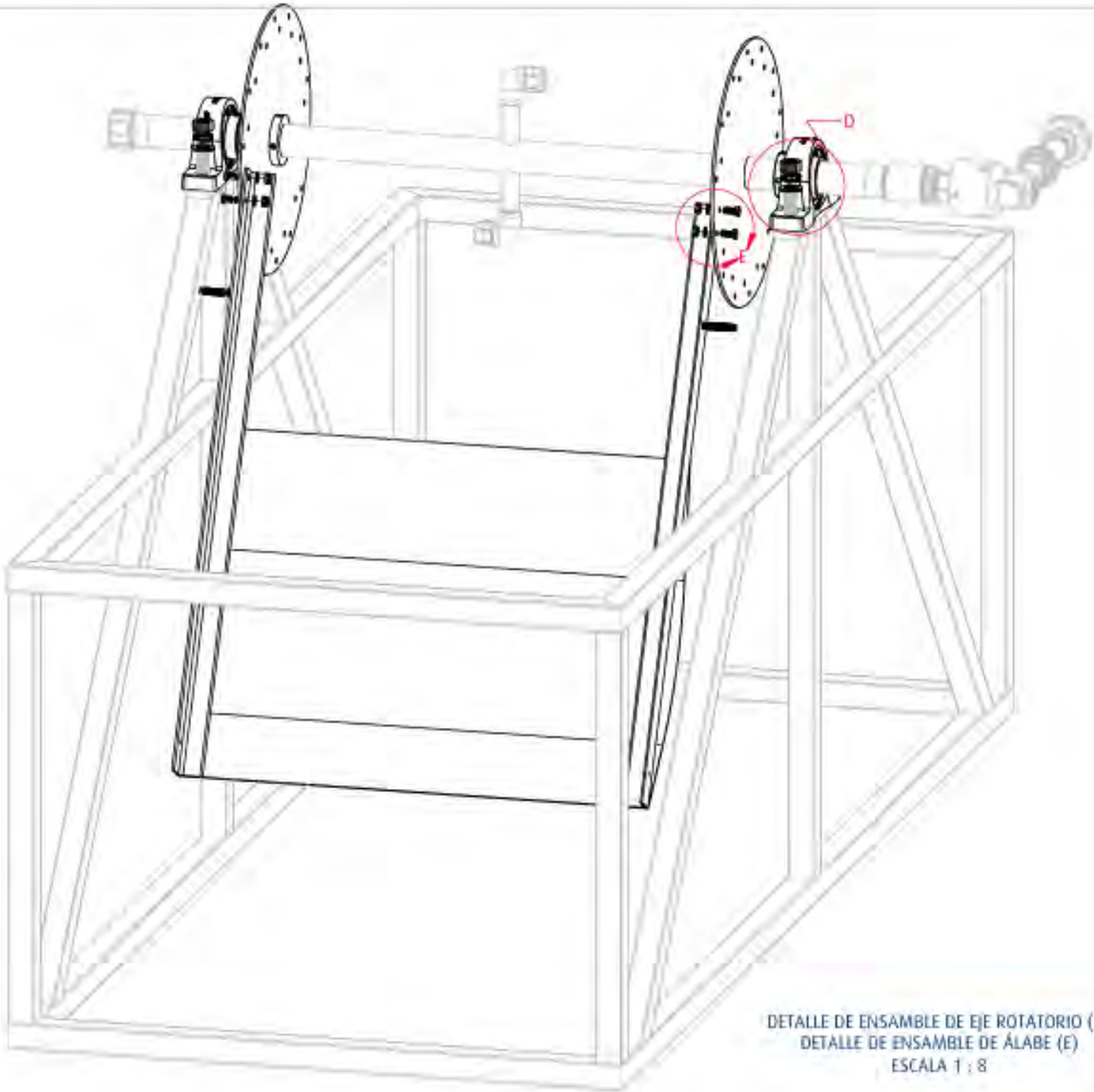
FORMATO: A3

MATERIAL: —

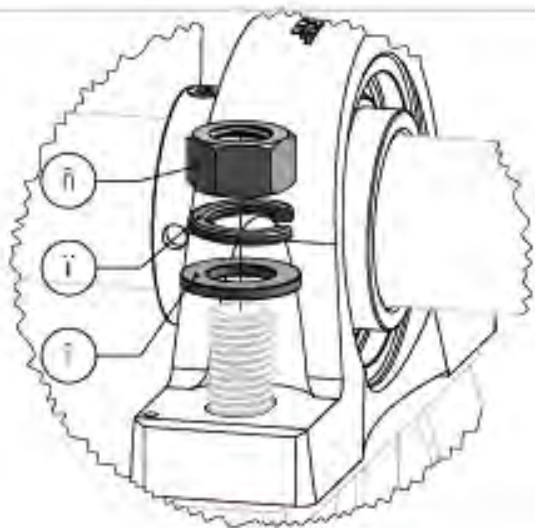
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA ESPIRAL DE 0,5KW DE POTENCIA UTILIZANDO LA ENERGÍA CINÉTICA DE UN CANAL DE RIEGO		
DISEÑO Y CÁLCULO: BACH. JULIO CESAR QUISPE LIPA BACH. ROMARIO VILLACA LAURA		
REVISÓ: EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ INGENIERA MECÁNICA		
APROBÓ: EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ INGENIERA MECÁNICA		
COLABORÓ:		FECHA: OCTUBRE 2025
FORMATO: A3		ESCALA, ESPEC. EN EL PLANO
LOCALIZACIÓN: CUSCO - PERÚ		PL. 06 DE. 08
ARCHIVO DIGITAL UNSAAC - BOMBA ESPIRAL		VERSIÓN: 02

ITEM	DESCRIPCIÓN	NORMA/DIMENSIÓN	MATERIAL	CANT	OBSERVACIONES
1	Ángulo estructural LAC 40x40x2mm	ASTM A36	Acero Estructural ASTM A36	28	
2	Plancha estructural LAC 2mm de espesor	ASTM A36	Acero Estructural ASTM A36	14	
3	Varilla roscada M10x50mm	ANSI/ASME B18.2.1	Acero ASTM Grado B7	28	

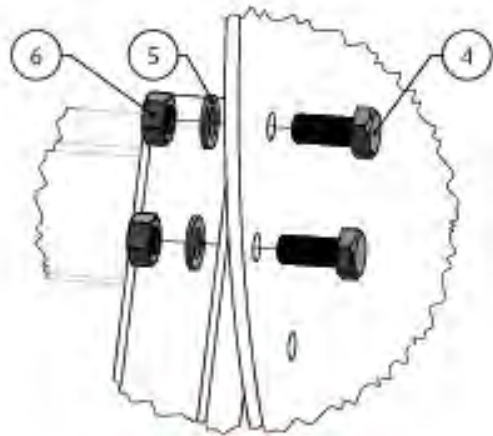




DETALLE DE ENSAMBLE DE EJE ROTATORIO (D)
DETALLE DE ENSAMBLE DE ÁLABE (E)
ESCALA 1 : 8



DETALLE D
ESCALA 1 : 2



DETALLE E
ESCALA 1 : 2



DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA
ESPIRAL DE 0.5KW DE POTENCIA UTILIZANDO
LA ENERGÍA CINÉTICA DE UN CANAL DE RIEGO

DISEÑO Y CÁLCULO:
BACH, JULIO CESAR QUISPE LIPA
BACH, ROMARIO VILLACA LAURA

REVISÓ:
EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ
INGENIERA MECÁNICA

APROBÓ:
EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ
INGENIERA MECÁNICA

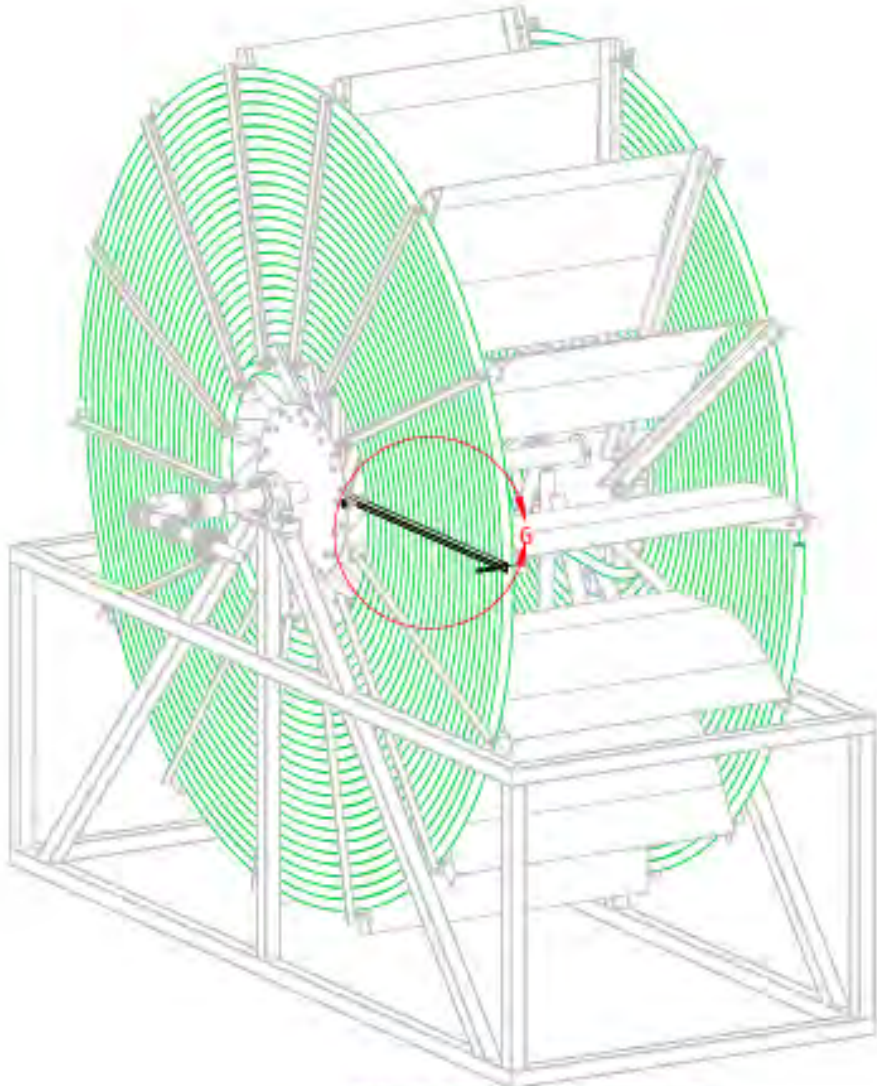
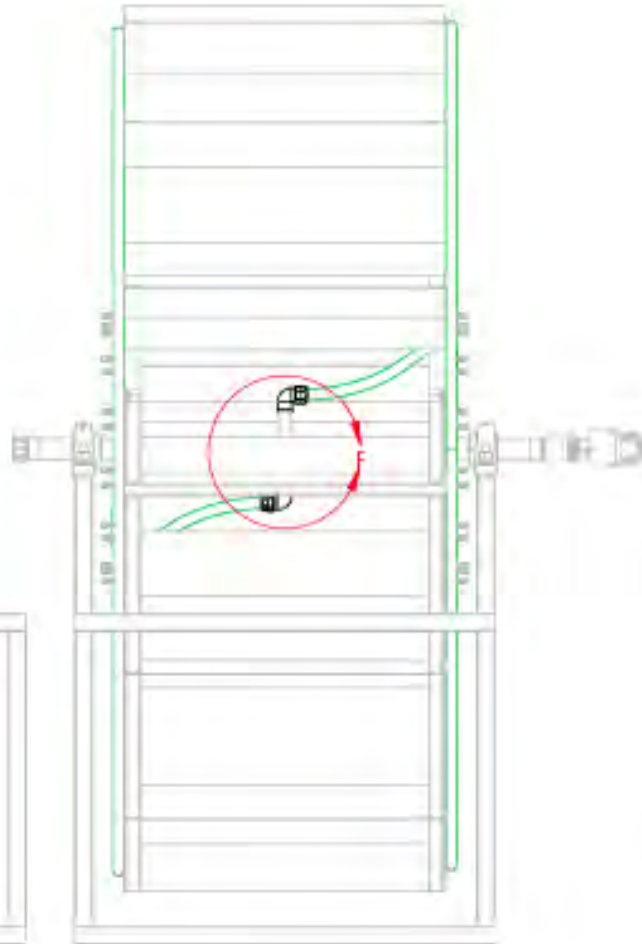
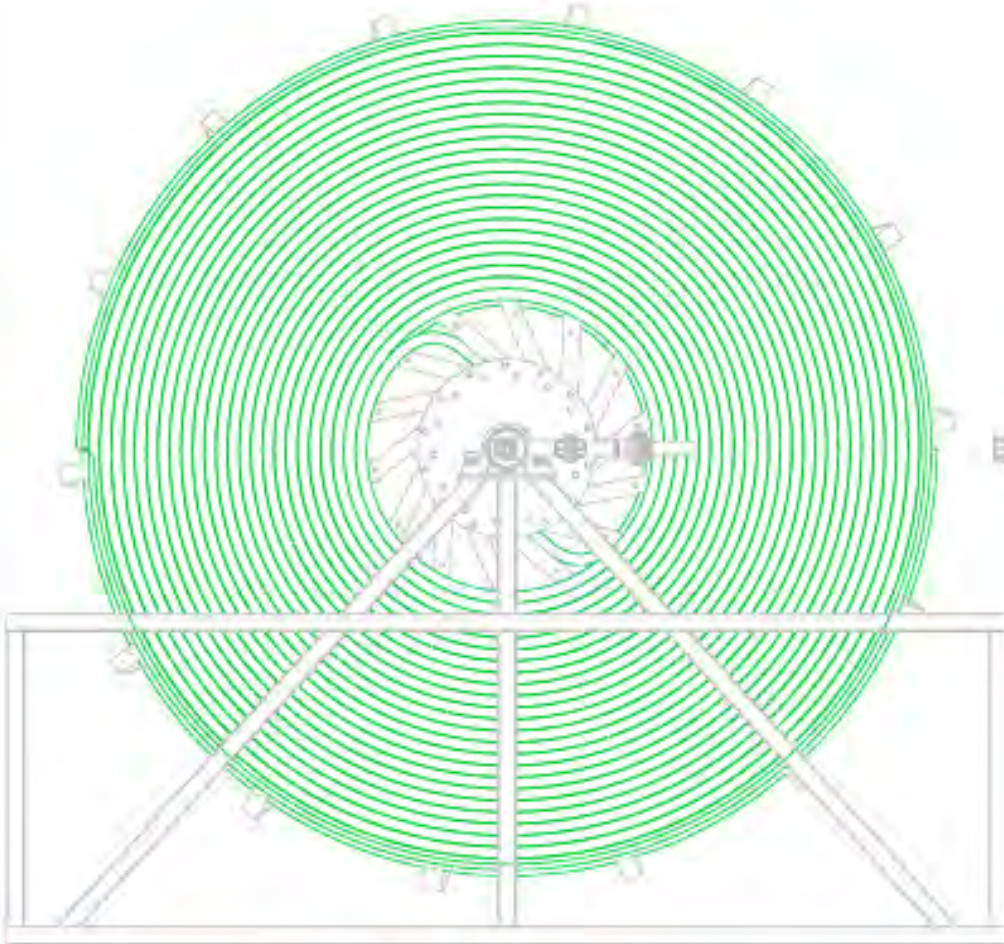
COLABORÓ: FECHA:
OCTUBRE 2025

FORMATO: A3 ESCALA:
ESPEC. EN EL PLANO

LOCALIZACIÓN:
CUSCO - PERÚ PL: 02 DE: 08

ARCHIVO DIGITAL: LUISAAC - BOMBA ESPIRAL VERSION:
02

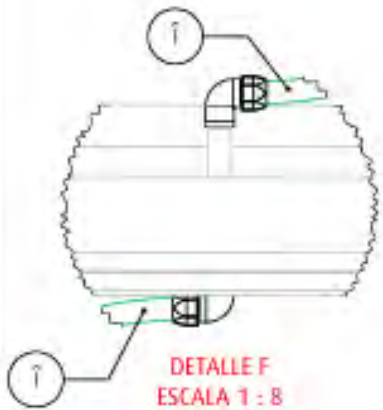
ITEM	DESCRIPCIÓN	NORMA/DIMENSIÓN	MATERIAL	CANT	OBSERVACIONES
1	Arandela plana M18	SAE J403 / ASME B18.21.1	Acero al carbono	4	
2	Anillo de presión M18	ANSI / ASMEB27.1-65	Acero al carbono	4	
3	Tuerca hexagonal M18	ANSI / ASME B18.2.1	Acero al carbono SAE 1045	4	
4	Perno de cabeza exagonal M8x18mm	ANSI / ASME B18.2.1	Acero al carbono SAE 1045	56	
5	Arandela plana M8	SAE J403 / ASME B18.21.1	Acero al carbono	56	
6	Tuerca hexagonal M8	ANSI / ASME B18.22.1	Acero al carbono SAE 1045	56	



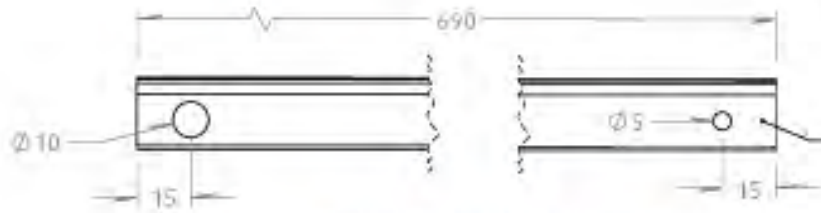
Nota: La manguera debe enrollarse hasta obtener 19 espiras

DETALLE DE ENSAMBLE DE ESPIRALES
ESCALA 1 : 16

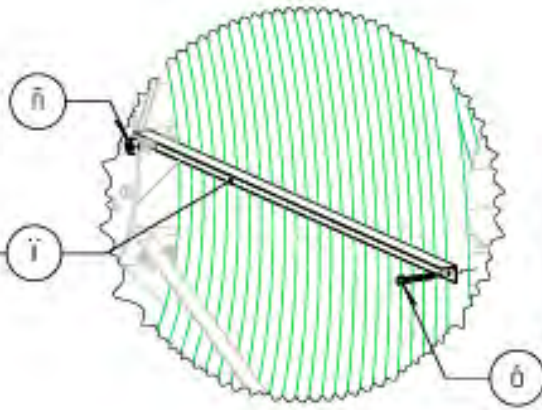
DETALLE DE SUJECIÓN DE ESPIRALES
ESCALA 1 : 16



DETALLE F
ESCALA 1 : 8



ÁNGULO DE SUJECIÓN DE ESPIRALES
ESCALA 1 : 8



DETALLE G
ESCALA 1 : 8

ITEM	DESCRIPCIÓN	NORMA/DIMENSIÓN	MATERIAL	CANT	OBSERVACIONES
1	Espirales	ISO 4427:2007 y NCh 398/1	Tubería de polietileno de alta densidad (HDPE / PEAD)	2	
2	Ángulo estructural LAC 20x20x1.5mm	ASTM A36	Acero Estructural ASTM A36	28	
3	Tuerca hexagonal M10	ANSI/ASME B18.2.1	Acero al carbono SAE 1045	28	
4	Tornillo autoperforante M5.5 para metal	DIN 7504-N	Acero inoxidable 410	28	



CONTIENE:

ENSAMBLE DE ESPIRALES

FORMATO:
A3

MATERIAL:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA BOMBA
ESPIRAL DE 0.5kW DE POTENCIA UTILIZANDO
LA ENERGÍA CINÉTICA DE UN CANAL DE RIEGO

DISEÑO Y CÁLCULOS:
BACH. JULIO CESAR QUISPE LIPA
BACH. ROMARIO VILLACA LAURA

REVISÓ:
EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ
INGENIERA MECÁNICA

APROBÓ:
EVELYN GARLETH TAMAYO ARAOZ
INGENIERA MECÁNICA

COLABORÓ:
FECHA:
OCTUBRE 2025

DIGITÓ:
ESCALA:
ESPEC. EN EL PLANO

LOCALIZACIÓN:
CUSCO - PERÚ
PL. 08 DE. 08

ARCHIVO DIGITAL:
UNSAAC - BOMBA ESPIRAL
VERSIÓN:
02

ANEXO 2

FOTOGRAFÍAS DEL PROCESO DE CONSTRUCCIÓN



ANEXO 3

RESULTADOS DE PRUEBAS EXPERIMENTALES

En las pruebas experimentales se obtuvo los siguientes datos:

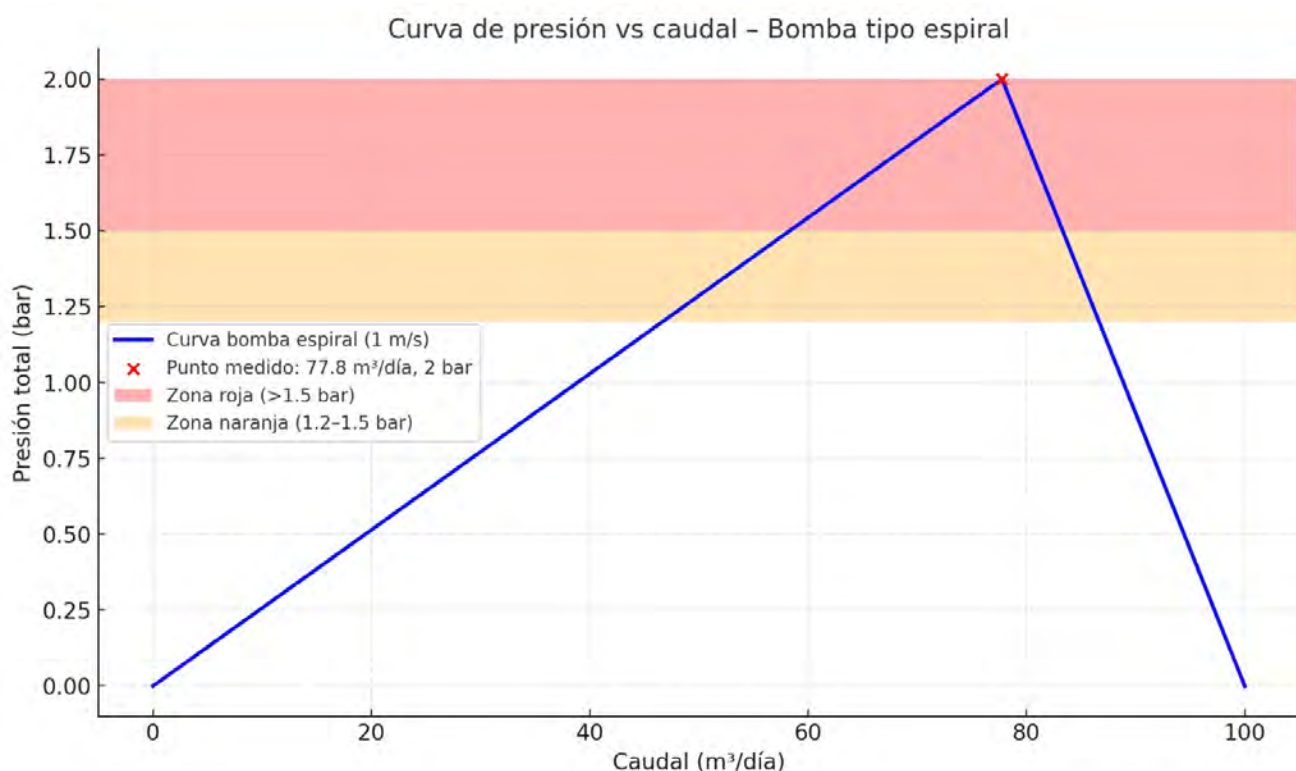
- ✓ Caudal de descarga: 0.9 LT/s
- ✓ Numero de revoluciones: 10 RPM
- ✓ Presión de salida: 2 bares



ANEXO 4

GRAFICA CAUDAL VS PRESION TOTAL

La gráfica elaborada representa la relación entre el caudal (en $\text{m}^3/\text{día}$) y la presión total (en bar) de una bomba tipo espiral, basada en datos experimentales reales, en las pruebas la bomba giraba a aproximadamente 10 RPM, con un caudal de 0.9 litros por segundo (equivalente a $77.8 \text{ m}^3/\text{día}$) y una presión de salida de 2 bar. La bomba se encontraba sumergida a una profundidad inicial de 0.9 metros, la cual se incrementó posteriormente a 1 metro, mientras el agua del canal fluía a una velocidad aproximada de 1 m/s. El punto de operación real se marcó en la gráfica, y se observó que trabaja en una zona de alta presión, lo cual indica un buen rendimiento hidráulico, pero requiere atención en la selección de materiales para soportar dicha presión. Esta curva es útil para verificar el comportamiento de la bomba bajo situaciones similares y para anticipar variaciones si se modifica la velocidad del flujo o la carga hidráulica las pruebas experimentales se obtuvo los siguientes datos:



ANEXO 5

FICHA TECNICA DEL TUBO SHC40

Tubos ASTM A312 SCH10/40/80

La tubería A312 está destinada para aplicaciones sometidas a temperatura y agentes corrosivos en general. Longitud 6m. Acabado de extremos planos y roscados NPT ASME B1.20.1.



TUBO ACERO INOXIDABLE

Presión de Trabajo de Tubería

Medida Nominal	SCH 10	SCH 40	SCH 80
	psi	psi	psi
1/4"	4240	5970	8520
3/8"	3320	4810	7000
1/2"	3420	4610	6486
3/4"	2690	3750	5296
1"	2830	3510	4689
1 1/4"	2210	2880	4039
1 1/2"	1920	2590	3664
2"	1520	2180	3158
2 1/2"	1380	2390	3312
3"	1120	2070	2893
4"	867	1750	2499
6"	655	1395	2152
8"	555	1227	1913
10"	495	1113	1803

Test de Tensión

Material	Carga de Rotura, min.		Límite Elástico, min.	
	psi	MPa	psi	MPa
304L	70000	485	25000	170
304	75000	515	30000	205
316L	70000	485	25000	170
316	75000	515	30000	205

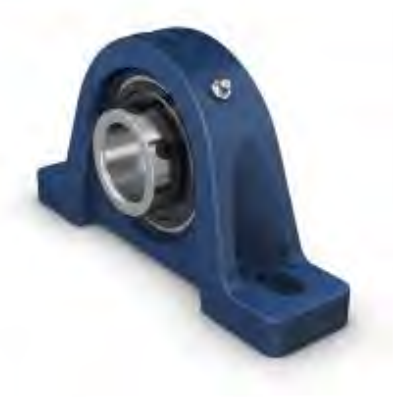
Diámetro Nominal	Dimen. Exterior	SCH-10			SCH-40			SCH-80		
		Espesor Nominal	Diám. Interior	Peso	Espesor Nominal	Diám. Interior	Peso	Espesor Nominal	Diám. Interior	Peso
Pulgadas	mm	mm	mm	kg/m	mm	mm	kg/m	mm	mm	kg/m
1/4	13.7	1.65	10.42	0.49	2.24	9.24	0.63	3.02	7.68	0.80
3/8	17.1	1.65	13.85	0.63	2.31	12.53	0.85	3.20	10.75	1.09
1/2	21.3	2.11	17.12	1.00	2.77	15.80	1.27	3.73	13.88	1.62
3/4	26.7	2.11	22.45	1.28	2.87	20.93	1.69	3.91	18.85	2.20
1	33.4	2.77	27.86	2.09	3.38	26.64	2.50	4.55	24.30	3.24
1 1/4	42.2	2.77	36.62	2.69	3.56	35.04	3.39	4.85	32.46	4.47
1 1/2	48.3	2.77	42.72	3.11	3.68	40.90	4.05	5.08	38.10	5.41
2	60.3	2.77	54.79	3.93	3.91	52.51	5.45	5.54	49.25	7.49
2 1/2	73.0	3.05	66.93	5.27	5.16	62.71	8.64	7.01	59.01	11.42
3	88.9	3.05	82.80	6.46	5.49	77.92	11.30	7.62	73.66	15.28
4	114.3	3.05	108.20	8.37	6.02	102.26	16.09	8.56	97.18	22.34
6	168.3	3.40	161.48	13.85	7.11	154.06	28.28	10.97	146.34	42.60
8	219.1	3.76	211.56	19.98	8.18	202.72	42.57	12.70	193.68	64.69
10	273.0	4.19	264.67	27.88	9.27	254.51	60.36	15.06	242.93	95.92
12	323.8	4.57	314.71	36.08	10.31	303.23	79.81	17.45	288.95	131.97

ANEXO 6

FICHA TECNICA DEL COJINETE UCP210



Generado desde [sitio] el [fecha]



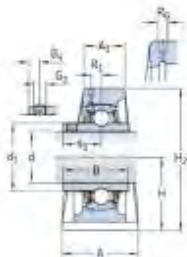
UCP 210 Soportes de pie con rodamientos de bolas

Soportes de pie con rodamientos de bolas

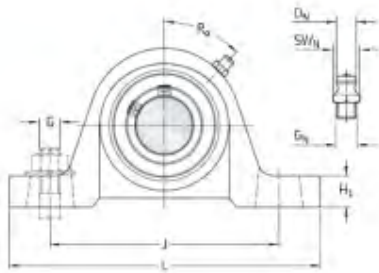
Especificación técnica

	JIS
	For material handling applications
	Fundición
	Standard seals with additional flingers

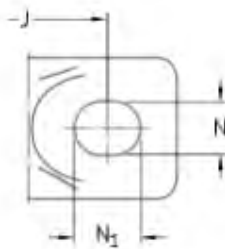
DIMENSIONES



d	50 mm	Diámetro del agujero
d ₁	≈ 62.1 mm	Diámetro del resalte del aro interior
A	56 mm	Ancho de la base
A ₁	32 mm	Top width
B	51.6 mm	Ancho del aro interior
B ₄	9.5 mm	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro de la rosca
H	57.2 mm	Altura del centro del asiento esférico
H ₁	19 mm	Foot height
H ₂	116 mm	Altura total
J	159 mm	Distancia entre los tornillos de fijación
J	max. 161 mm	Distance between attachment bolts
J	min. 157	Distance between attachment bolts



	mm	
L	206.5	Longitud total
N	20	Diameter of attachment bolt hole
N ₁	22	Length of attachment bolt hole
s1	32.6	Distancia de la cara lateral del dispositivo de fijación al centro del camino de rodadura



ORIFICIO ROSCADO

1/8-27 NPT	Housing thread for the grease fitting
R1	3 mm
Ra	45 °

BOQUILLA ENGRASADORA

Q _N	6.589 mm	Diámetro de la cabeza esférica de la boquilla engrasadora
SW _N	11.11 mm	Tamaño de la llave hexagonal para la boquilla engrasadora
1/8-27 NPT	Rosca de la boquilla engrasadora	

DATOS DEL CÁLCULO

C	35.1 kN	Capacidad de carga dinámica básica
C ₀	23.2 kN	Capacidad de carga estática básica
P _u	0.98 kN	Carga límite de fatiga
	3 300 r/min	Velocidad límite con tolerancia de eje h6

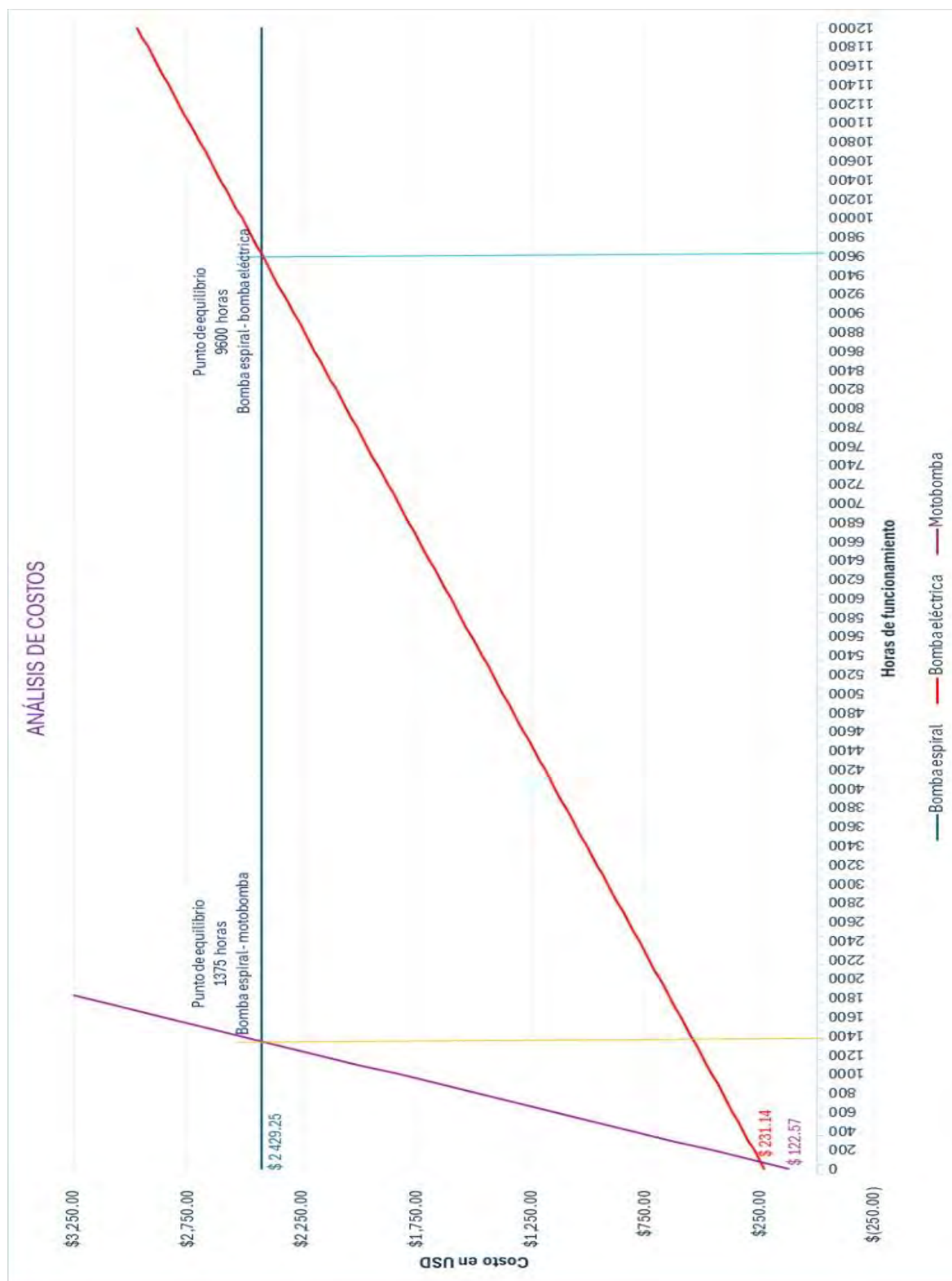
MASA

	2.7 kg	Mass bearing unit
--	--------	-------------------

[illegible]

ANEXO 8

COMPARACION DE COSTOS DE LA BOMBA ESPIRAL CON OTRAS BOMBAS



BIBLIOGRAFÍA

- American Institute of Steel Construction. (2016). *ESPECIFICACIÓN PARA CONSTRUCCIONES DE ACERO*.
- AZOM. (3 de agosto de 2013). *Hierro forjado – propiedades*. Obtenido de <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=9555>
- Barahona Rivera, L. M., & Llivisaca Muñoz, D. E. (2015). Análisis estático de frecuencias naturales del cigüeñal y volante de inercia del vehículo Hyundai Accent. *Universidad de Cuenca*. Obtenido de Análisis estático de frecuencias naturales del cigüeñal y volante de inercia del vehículo Hyundai Accent.
- Blanco Romero, M. E. (2018). Metodología de diseño de máquinas apropiadas para contextos de comunidades en desarrollo.
- Budynas, R. G., & Nisbett, K. (2020). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Nueva York: McGraw-Hill Education.
- Cai, Q. (2020). *Analysis of Spiral Pumps*. Obtenido de The University of Queensland: <https://doi.org/10.14264/324e079>
- Carrasco Tineo, R. (1 de octubre de 2015). *Ecuac tres momentos*. Obtenido de <https://es.slideshare.net/roycarrascotineo/ecuac-tres-momentos>
- Castro, W., & Martínez, J. (2017). *Construcción de una bomba de espiral para impulsar el agua de riego del canal margen izquierda del Río Tumbes*. Obtenido de Universidad Nacional de Tumbes: <http://repositorio.untumbes.edu.pe/handle/UNITUMBES/321>
- Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2018). *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones*. (4. ed., Ed.) McGraw-Hill Education.
- Çengel, Y., Boles, M., & Kanoglu, M. (2024). *Termodinámica: Un enfoque de ingeniería* (10 ed.). McGraw Hill LLC.

- Chamorro, G. (2011). *Guía de hidrometría: Estimación del caudal por el método de flotadores*.
Obtenido de https://www.senamhi.gob.pe/usr/cdc/AFORO_X_FLOTADORES.pdf
- Checa, P. (2022). *Evaluación de la eficiencia energética del sistema hidráulico de bombeo de agua de riego mediante el aprovechamiento de energía cinética del río Tahuando en la comunidad Santa Rosa - Cantón Ibarra*. Obtenido de Universidad Técnica del Norte:
<http://repositorio.utn.edu.ec/handle/123456789/13054>
- Deane, J. H., & Bevan, J. J. (2018). A hydrostatic model of the Wirtz pump. *Royal Society Proceedings A*, 474(2212). doi:<https://doi.org/10.1098/rspa.2017.0533>
- Domínguez. (2019). *Turbomáquinas hidráulicas* (3 ed.). Claudio Mataix.
- Ferrocarril Transandino S.A. (2018). *Ferrocarril Transandino S.A.* Obtenido de
<http://www.ferrocarriltransandino.com/index1.htm>
- Gutiérrez, D., & Tafur, J. (2022). *Diseño de una bomba tipo espiral para irrigación de cultivos del Centro Poblado La Cría - Lambayeque*. Obtenido de Universidad Señor de Sipán:
<https://repositorio.uss.edu.pe/handle/20.500.12802/6401>
- Heredia, L. F. (2011). *Construcción y ensayo de una rueda hidráulica de corriente libre de 2m de diámetro*. Obtenido de Pontificia Universidad Católica del Perú:
<https://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/20.500.12404/390>
- Hernández, R. S. (2021). *Diseño de rueda hidráulica para uso en canal de regadío*. Obtenido de Universidad de Talca: <http://dspace.utalca.cl/handle/1950/12935>
- Hibbeler, R. C. (2011). *Mecánica de materiales*. Pearson.
- Hibbeler, R. C. (2017). *Mecánica de materiales*. Pearson.
- Hibbeler, R. C. (2021). *Mecánica de fluidos en unidades SI* (2 ed.). Pearson Education, Inc.
- Khanal, P., Acharya, S., Shrestha, M., Chitrakar, S., & Prasad, H. (2021). Design, fabrication and testing of river water pump for rural communities. *Kathmandu University Journal*

- of Science, Engineering and Technology*, 15(2), 1–5. Obtenido de <https://www.researchgate.net/publication/353788039>
- Kodirov, D., & Tursunov, O. (2019). Calculation of water wheel design parameters for micro hydroelectric power station. *E3S Web of Conferences*, 97. doi:<https://doi.org/10.1051/e3sconf/20199705042>
- Legarda, L., & Ruiz, M. (2000). Medición de corrientes de agua con fines de ingeniería de regadíos. *Revista de Ciencias Agrícolas*, 17(1), 338–353. Obtenido de <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=6191543>
- Mataix, C. (1986). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas* (2 ed.). Ediciones del Castillo.
- Matz, R., Błażejowski, R., Nawrot, T., & Pawlak, M. (2019). Hydraulic capacity and efficiency of a low-speed nonpressurized coil pump. *Water*, 11(8), 1673. doi:<https://doi.org/10.3390/w11081659>
- Mauro. (2015). *Mecánica de fluidos*. Mott.
- Medina, A. (2022). *Diseño de una bomba barsha para irrigación de cultivos de las tierras ubicadas próximas al canal Taymi, distrito de Pátapo*. Obtenido de Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo: <https://tesis.usat.edu.pe/handle/20.500.12423/5659>
- Millimouno, A. (2022). *Optimizing the performance of a spiral water wheel pump*. Obtenido de University of Illinois Urbana-Champaign: <https://www.ideals.illinois.edu/items/126731>
- MOLERO, B. (22 de enero de 2016). *FEMAP y Simcenter Nastran*. Obtenido de <https://iberisa.wordpress.com/2016/01/22/teoria-de-vibraciones/>
- Morgan, P. (2020). *My garden laboratory*. Aquamor Pvt. Ltd. Obtenido de <https://drpetermorgan.com/resources.html>

- Mortimer, G., & Annable, R. (1984). The coil pump – theory and practice. *Journal of Hydraulic Research*, 22(1), 9–22. doi:<https://doi.org/10.1080/00221688409499408>
- Mott, R., & Untener, J. (2015). *Mecánica de fluidos* (7 ed.). Pearson Education, Inc.
- Mukhtar, A., & Rubiono, G. (2022). Spiral pumping wheel turbine application concept for irrigation with different altitude. *GANDRUNG: Jurnal Pengabdian Kepada Masyarakat*, 3(2), 626–632. doi:<https://doi.org/10.36526/gandrung.v3i2.2826>
- Núñez, A., Rosales, Á., Caro, R., Gamarra, L., & Hurtado, E. (2015). *Medición de agua*. Ministerio de Desarrollo Agrario y Riego - MIDAGRI. Obtenido de <https://www.midagri.gob.pe/portal/download/pdf/manual-riego/manual5.pdf>
- OBREG, B., Jones, F., Horton, H., & Ryffel, H. (2000). *Machinery's Handbook*. Industrial Press.
- Ortiz Berrocal, L. (2007). *Resistencia de materiales*. McGraw-Hill/Interamericana de España.
- Parra, J. (6 de febrero de 2016). *Teorema de los 3 momentos*. Obtenido de <https://es.slideshare.net/JessicaParra15/teorema-de-los-3-momentos>
- Quaranta, E., & Revelli, R. (2018). Gravity water wheels as a micro hydropower energy source: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 97, 414–427. doi:<https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.08.033>
- Quijorna, A. N. (2007). *Elementos de máquinas. Área de Ingeniería Mecánica*. Obtenido de Universidad de Castilla-La Mancha.
- Ramírez, C. A. (2019). Diseño y simulación de hidroturbina con álabes superpuestos para generar electricidad en río Ucayali. *Gaceta Científica*, 1(3), 301–304. doi:<https://doi.org/10.46794/gacien.1.3.994>
- Refugio, C., Gador, E., Hernandez, S., Revelegia, J., Salvador, R., & Imbo, L. (2018). Spiral tube waterwheel pump. *Negros Oriental State University*. doi:<https://doi.org/10.13140/RG.2.2.35725.23522>

- Rogd. (02 de Noviembre de 2023). *MECÁNICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRÁULICAS, CLAUDIO MATAIX, SEGUNDA EDICIÓN*. Obtenido de https://www.academia.edu/43191075/MEC%C3%81NICA_DE_FLUIDOS_Y_MAQUINAS_HIDR%C3%81ULICAS_CLAUDIO_MATAIX_SEGUNDA_EDICI%C3%93N
- Sanmartín, A. (2022). *Diseño y construcción de un prototipo de bomba Barsha*. Obtenido de Universidad Nacional de Loja: <https://dspace.unl.edu.ec/jspui/handle/123456789/24483>
- Sianipar, C. P., Yudoko, G., Dowaki, K., & Adhiutama, A. (2013). Design methodology for appropriate technology: Engineering as if people mattered. *Sustainability*, 5(8), 3382-3425.
- Tailer, P. (26 de enero de 2005). *La bomba espiral: Una bomba de gran altura y giro lento*. Obtenido de <https://lurkertech.com/water/pump/tailer/>
- Terán, M. A. (2012). *Diseño y construcción de un banco de pruebas para bombas de espiral*. Obtenido de Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE: <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/5118>
- White, F. M., & Xue, H. (2021). *Mecánica de fluidos* (9 ed.). McGraw Hill LLC.
- Zaman, A., & Khan, T. (2012). Design of a water wheel for a low head micro hydropower system. *Journal of Basic Science and Technology*, 1(3), 1–6. Obtenido de <https://www.researchgate.net/publication/267958992>