



UNL

Universidad
Nacional
de Loja

Universidad Nacional de Loja

**Facultad de la Energía, las Industrias y Recursos Naturales No
Renovables**

Carrera de Ingeniería Electromecánica

**Diseño y construcción de una rueda hidráulica para el parque
temático del CITE-UNL**

**Trabajo de Integración Curricular,
previo a la obtención del título de
Ingenieros Electromecánicos**

AUTORES:

Danny Israel Fernández Tene
Santiago Vladimir Uyaguari Cuenca

DIRECTOR:

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo Mg. Sc.

Loja – Ecuador

2024

Certificación

Loja, 26 de julio de 2024

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACION CURRICULAR

CERTIFICO:

Que he revisado y orientado todo proceso de la elaboración del trabajo de Integración Curricular denominado: **Diseño y construcción de una rueda hidráulica para el parque temático del CITE-UNL**, de autoría de los estudiantes **Danny Israel Fernández Tene**, con cédula de identidad Nro. **1105385791** y **Santiago Vladimir Uyaguari Cuenca**, con cédula de identidad Nro. **1105385791**, previa a la obtención del título de Ingenieros Electromecánicos, una vez que el trabajo cumple con todos los requisitos exigidos por la Universidad Nacional de Loja para el efecto, autorizo la presentación para la respectiva sustentación y defensa.

Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo Mg. Sc.

DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

Autoría

Nosotros, **Danny Israel Fernández Tene** y **Santiago Vladimir Uyaguari Cuenca**, declaramos ser autores del presente Trabajo de Integración Curricular y eximimos expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos y acciones legales, por el contenido del mismo. Adicionalmente aceptamos y autorizamos a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de nuestro Trabajo de Integración Curricular en el Repositorio Institucional – Biblioteca Virtual.

Firma:



Autor: Danny Israel Fernández Tene

Cédula: 1105385791

Fecha: 26 de julio de 2024

Correo electrónico: danny.fernandez@unl.edu.ec

Teléfono: 0939552127

Firma:



Autor: Santiago Vladimir Uyaguari Cuenca

Cédula: 1105372187

Fecha: 26 de julio de 2024

Correo electrónico: santiago.uyaguari@unl.edu.ec

Teléfono: 0988308366

Carta de autorización por parte de los autores, para consulta, reproducción parcial o total y/o publicación electrónica del texto completo, del Trabajo de Integración Curricular.

Nosotros, **Danny Israel Fernández Tene** y **Santiago Vladimir Uyaguari Cuenca**, declaramos ser autores del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño y construcción de una rueda hidráulica para el parque temático del CITE-UNL**, como requisito para optar el grado de: **Ingenieros Electromecánicos**, autorizamos al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que, con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Institucional.

Los usuarios pueden consultar de este trabajo en el Repositorio Institucional, en las redes de información del país y del exterior, con los cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia del Trabajo de Titulación que realice un tercero.

Para la constancia de esta autorización en la ciudad de Loja, suscribimos, los veintiséis días del mes de julio del dos mil veinticuatro.

Firma:



Autor: Danny Israel Fernández Tene

Cédula: 1105385791

Dirección: Catamayo

Teléfono: 0939552127

Correo electrónico: danny.fernandez@unl.edu.ec

Firma:



Autor: Santiago Vladimir Uyaguari Cuenca

Cédula: 1105372187

Dirección: Catamayo

Teléfono: 0988308366

Correo electrónico: santiago.uyaguari@unl.edu.ec

DATOS COMPLEMENTARIOS:

Director del trabajo de Integración Curricular: Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo, Mg. Sc.

Dedicatoria

El esfuerzo de mi trabajo es dedicado a mi mamá Lorena Tene por haberme inculcado los principales valores de la vida, y sobre todo por el apoyo incondicional para poder llevar a cabo mis estudios académicos durante todo mi periodo de formación. De igual manera, a mi papá Yovanny Fernández que, gracias a sus consejos, aprendí lo que es la responsabilidad de la vida. Por otra parte, a mi familia en especial a mi abuelita Angelita Nagua por ser mi pilar fundamental en mi vida. Del mismo modo, agradecer a Soledad Nagua que de una u otra forma me abrió las puertas de su hogar para llevar de una mejor manera mis estudios académicos. Finalmente, agradecer a mis tíos y primos quienes me brindaron un gran apoyo para culminar mi carrera universitaria.

Danny Israel Fernández Tene

Quiero expresar mi más profundo agradecimiento a mi familia, cuyo amor y gran apoyo han sido fundamentales en la elaboración del presente trabajo de integración curricular. A mis padres, por las enseñanzas, sacrificios y confianza que han tenido en mí. Su apoyo ha sido la base de mi perseverancia.

A mi hermana y hermanos, por su comprensión y motivación constante durante toda mi carrera. Gracias por estar siempre a mi lado, brindándome ánimos y paciencia en cada etapa de este proceso.

Santiago Vladimir Uyaguari Cuenca

Agradecimientos

Nuestro profundo agradecimiento a la Universidad Nacional de Loja (UNL), a la Facultad de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables por acogernos y formarnos como profesionales de una forma ética y con grandes valores. De igual manera, a toda la planta docente que estuvo predispuesto a solventar nuestras dudas e inconvenientes, de manera especial al Ing. Byron Agustín Solórzano Castillo que nos compartió sus enseñanzas y conocimientos para el desarrollo del trabajo. De igual manera, agradecer al Centro de Investigaciones Tecnológicas y Energéticas (CITE) de la UNL por la oportunidad de llevar a cabo el presente proyecto, donde logramos obtener los conocimientos técnicos ingenieriles que han contribuido con nuestra formación profesional.

Danny Israel Fernández Tene
Santiago Vladimir Uyaguari Cuenca

Índice de contenidos

Portada	i
Certificación	ii
Autoría	iii
Carta de autorización	iv
Dedicatoria	v
Agradecimientos	vi
Índice de contenidos	vii
Índice de tablas:	xiii
Índice de figuras.....	xiv
Índice de anexos:.....	xvii
Simbología	xviii
1. Título	1
2. Resumen	2
Abstract.....	3
3. Introducción	4
4. Marco teórico	6
4.1 Capítulo I: Ruedas hidráulicas	6
4.1.1 <i>Ruedas de recepción alto (Overshot)</i>	7
4.1.2 <i>Ruedas de recepción medio (Breastshot)</i>	7
4.1.3 <i>Ruedas de recepción bajo (Undershot)</i>	8
4.2 Capítulo II: Fundamentos de la mecánica.....	8
4.2.1 <i>Propiedades mecánicas</i>	8
4.2.1.1 Elasticidad.....	8
4.2.1.2 Plasticidad.....	8
4.2.1.3 Maleabilidad.....	9
4.2.1.4 Ductilidad.....	9
4.2.1.5 Dureza.....	9

4.2.1.6	Tenacidad.....	9
4.2.1.7	Fragilidad.....	9
4.2.2	<i>Tipos de esfuerzos</i>	9
4.2.2.1	Esfuerzo de tracción o esfuerzo último.....	9
4.2.2.2	Esfuerzo de compresión o esfuerzo de cedencia.....	10
4.2.2.3	Esfuerzo de flexión.....	10
4.2.2.4	Esfuerzo de torsión.....	10
4.2.2.5	Esfuerzo de corte o cizalla.....	10
4.2.3	<i>Diagramas de cuerpo libre</i>	10
4.2.3.1	Proceso para el trazado de un diagrama de cuerpo libre.....	10
4.2.4	<i>Cuerpos estáticamente indeterminados</i>	11
4.2.4.1	Restricciones redundantes.....	11
4.2.4.2	Restricciones impropias.....	11
4.2.4.2.1	<i>Fuerzas de reacción paralelas</i>	11
4.2.4.2.2	<i>Fuerzas concurrentes</i>	11
4.2.5	<i>Diagrama de fuerza cortante y momento flector</i>	12
4.2.5.1	Convenciones de signos.....	12
4.2.5.2	Diagrama de fuerza cortante.....	13
4.2.5.3	Diagrama de momento flector.....	13
4.2.6	<i>Momento de inercia</i>	13
4.3	Capítulo III: Diseño de elementos de máquinas.....	14
4.3.1	<i>Factor de seguridad</i>	14
4.3.2	<i>Transmisiones de potencia</i>	16
4.3.3	<i>Transmisión por correas</i>	16
4.3.3.1	Tipos de correas.....	17
4.3.3.2	Ventajas de las transmisiones mediante correas.....	17
4.3.3.3	Geometría y Longitud de correa.....	18
4.3.3.4	Variables para determinar el número de correas.....	19
4.3.4	<i>Transmisión por engranajes helicoidales</i>	22
4.3.5	<i>Ejes mecánicos</i>	25
4.3.5.1	Ejes fijos.....	25
4.3.5.2	Ejes móviles.....	25
4.3.5.3	Variables para determinar la dirección de las fuerzas.....	26

4.3.6	<i>Selección de rodamientos rígidos de bolas</i>	28
4.3.6.1	Componentes principales de los rodamientos.....	28
4.3.6.1.1	<i>Anillo interior y exterior</i>	29
4.3.6.1.2	<i>Elementos de rodadura</i>	29
4.3.6.1.3	<i>Jaula</i>	29
4.3.6.2	Parámetros para la selección de rodamientos.....	30
4.4	Capítulo IV: Procesos de construcción.....	31
4.4.1	<i>Proceso de soldadura</i>	31
4.4.1.1	Soldadura por arco.....	31
4.4.2	<i>Proceso de doblaje</i>	31
4.4.2.1	Doblado en V.....	32
4.4.2.2	Doblado con aire.....	32
4.4.2.3	Doblar con trapo.....	32
4.4.2.4	Doblado con rodillo.....	32
4.5	Capítulo V: Máquinas eléctricas.....	32
4.5.1	<i>Generador Eléctrico</i>	32
4.5.1.1	Tipos de generadores eléctricos.....	32
4.5.2	<i>Máquinas síncronas y asíncronas</i>	33
4.5.2.1	Máquinas síncronas.....	33
4.5.2.2	Máquinas asíncronas.....	33
4.5.3	<i>Generadores síncronos</i>	34
4.5.4	<i>Almacenamiento de energía eléctrica</i>	34
4.5.4.1	Baterías.....	35
4.5.4.2	Condensadores.....	35
4.5.5	<i>Inversores eléctricos</i>	36
4.5.6	<i>Rectificadores eléctricos</i>	36
4.6	Capítulo VI: Método de validación.....	36
4.6.1	<i>Muestreo</i>	36
4.6.2	<i>Ajuste de curva</i>	37
4.6.3	<i>Diseño experimental</i>	37
5.	Metodología	38
5.1	Equipos y materiales.....	38

5.1.1	<i>Equipos</i>	38
5.1.2	<i>Materiales</i>	38
5.2	<i>Procedimiento</i>	38
5.2.1	<i>Primer objetivo</i>	39
5.2.2	<i>Segundo objetivo</i>	40
5.2.3	<i>Tercer objetivo</i>	42
5.2.4	<i>Cuarto Objetivo</i>	43
6.	Resultados	44
6.1	<i>Propuesta general de diseño</i>	44
6.1.1	<i>Selección del tipo de rueda hidráulica</i>	44
6.1.1.1	<i>Diámetro de la rueda</i>	45
6.1.1.2	<i>Forma de cangilón</i>	45
6.1.1.3	<i>Número de cangilones</i>	47
6.1.2	<i>Transmisión de potencia</i>	48
6.1.3	<i>Selección del micro-generador</i>	50
6.2	<i>Diseño de la rueda hidráulica y sus componentes</i>	50
6.2.1	<i>Diámetro y número de cangilones de la rueda hidráulica</i>	51
6.2.2	<i>Profundidad del cangilón</i>	58
6.2.2.1	<i>Programación iterativa en Matlab</i>	58
	<i>6.2.2.1.1 Resultados obtenidos del proceso iterativo realizado en el software Matlab</i>	62
6.2.3	<i>Diseño del cangilón</i>	63
6.2.4	<i>Momento de inercia de la rueda hidráulica</i>	65
6.2.4.1	<i>Momento de inercia de las bases del cangilón</i>	66
6.2.4.2	<i>Momento de inercia de las tapas del cangilón</i>	66
6.2.4.3	<i>Momento de inercia de la pared de los cangilones</i>	67
6.2.4.4	<i>Momento de inercia total de la rueda hidráulica</i>	68
6.2.5	<i>Parámetros de la rueda hidráulica</i>	68
6.2.5.1	<i>Torque de la rueda hidráulica</i>	68
6.2.5.2	<i>Velocidad angular de la rueda hidráulica</i>	71
6.2.5.3	<i>Caudal para el accionamiento de la rueda hidráulica</i>	71
6.2.5.4	<i>Potencia de la rueda hidráulica</i>	72

6.2.6	<i>Diseño de rayos</i>	72
6.2.7	<i>Diseño de la base de la rueda hidráulica</i>	74
6.2.8	<i>Diseño del eje de la rueda hidráulica</i>	76
6.2.8.1	Cálculo de longitud de chaveta para el eje.....	79
6.2.9	<i>Parámetros del micro-generador</i>	80
6.2.9.1	Potencia mecánica.....	83
6.2.9.2	Torque del micro-generador	83
6.2.10	<i>Caracterización y validación de los engranajes helicoidales</i>	83
6.2.10.1	Características de los engranajes	83
6.2.10.1	Validación de engranajes helicoidales	85
6.2.11	<i>Diseño del eje de entrada a la caja de engranajes</i>	86
6.2.12	<i>Diseño de la caja de engranajes</i>	88
6.2.12.1	Diseño del eje de salida de la caja de engranajes.....	90
6.2.12.1.1	<i>Diseño de chavetero</i>	92
6.2.13	<i>Transmisión por poleas</i>	93
6.2.13.1	Selección de poleas	93
6.2.13.2	Cálculo de transmisión por correas.....	94
6.2.13.3	Número de correas	96
6.2.13.4	Diseño de eje de salida de la transmisión por poleas.....	98
6.3	Proceso constructivo	100
6.3.1	<i>Construcción de la rueda hidráulica</i>	100
6.3.1.1	Construcción de los cangilones, bases y tapas.....	100
6.3.1.2	Construcción e inserción de los rayos.....	104
6.3.2	<i>Mecanizado de ejes</i>	106
6.3.2.1	Eje de la rueda hidráulica.....	107
6.3.2.2	Eje de entrada a la caja multiplicadora	107
6.3.2.3	Eje de salida de la caja multiplicadora.....	108
6.3.2.4	Eje de salida de la transmisión por poleas	108
6.3.3	<i>Construcción de la base de soporte de la rueda</i>	109
6.3.4	<i>Construcción del sistema de multiplicación de velocidad y transmisión de potencia</i>	110
6.3.4.1	Sistema de transmisión por engranajes	110
6.3.4.1.1	<i>Características del lubricante de la caja de engranajes</i>	111

6.3.4.2	Sistema de transmisión por poleas	111
6.3.5	<i>Construcción del soporte del micro-generador para tensado de la correa.</i>	<i>112</i>
6.4	Sistema eléctrico	113
6.5	Validación y puesta en marcha del proyecto	115
6.5.1	<i>Instalación del equipo y el sistema de bombeo.....</i>	<i>116</i>
6.5.2	<i>Simulación, puesta en marcha y recolección de datos</i>	<i>118</i>
6.5.2.1	Simulación del proyecto en Xflow Simulation.....	118
6.5.3	<i>Puesta en marcha y recolección de datos.....</i>	<i>121</i>
6.5.3.1	Cálculo del volumen del tanque.....	121
6.5.3.2	Cálculo del caudal suministrado a la rueda.....	122
6.5.4	<i>Sistema de control de carga.....</i>	<i>125</i>
6.5.4.1.1	<i>Disyuntores</i>	<i>126</i>
6.5.4.1.2	<i>Convertidor y controlador de carga.....</i>	<i>126</i>
6.5.4.1.3	<i>Cableado eléctrico.....</i>	<i>127</i>
6.5.4.1.4	<i>Batería.....</i>	<i>128</i>
6.6	Análisis de costos.....	129
6.6.1	<i>Costo de materiales de construcción</i>	<i>129</i>
6.6.2	<i>Costo de la adquisición de equipos</i>	<i>131</i>
6.6.3	<i>Costos de mano de obra.....</i>	<i>131</i>
6.6.4	<i>Costo de transporte.....</i>	<i>132</i>
6.6.5	<i>Costos totales.....</i>	<i>132</i>
7.	Discusión	133
8.	Conclusiones	134
9.	Recomendaciones	135
10.	Bibliografía	136
11.	Anexos	138

Índice de tablas:

Tabla 1 Características del factor N_{sx}	15
Tabla 2 Características del factor N_{sy}	16
Tabla 3 Tipos de baterías	35
Tabla 4 Proyectos de tesis sobre ruedas hidráulicas	45
Tabla 5 Diseño de la forma de los cangilones.....	46
Tabla 6 Configuración de ruedas hidráulicas respecto al número de cangilones.....	52
Tabla 7 Torque obtenido para 12 cangilones	53
Tabla 8 Torque obtenido para 15 cangilones	54
Tabla 9 Torque obtenido para 18 cangilones	54
Tabla 10 Torque obtenido para 21 cangilones	55
Tabla 11 Torque obtenido por unidad de profundidad.....	70
Tabla 12 Parámetros de la rueda hidráulica	70
Tabla 13 Parámetros para el cálculo del eje de la rueda hidráulica.	77
Tabla 14 Diagramas de fuerza cortante y momento flecto para el eje N°1.....	78
Tabla 15 Propiedades del Acero SAE 1018.....	78
Tabla 16 Resultados de las pruebas de campo del micro-generador.....	81
Tabla 17 Parámetros del sistema de engranajes	85
Tabla 18 Diagramas de fuerza cortante y momento flecto para el eje N°2.....	88
Tabla 19 Diagramas de fuerza cortante y momento flecto para el eje N°3.....	91
Tabla 20 Configuración de relación de transmisión	94
Tabla 21 Diagramas de fuerza cortante y momento flecto para el eje N°4.....	99
Tabla 22 Cálculo de los caudales disponibles.....	122
Tabla 23 Datos al suministrar un caudal bajo	123
Tabla 24 Datos al suministrar un caudal alto	124
Tabla 25 Características de la batería implementada	128
Tabla 26 Costos de materiales de construcción	129
Tabla 27 Costos de equipos importados.....	131
Tabla 28 Listado de costos de mano de obra	132
Tabla 29 Listado de costos de transporte	132
Tabla 30 Listado de los costos totales.....	132

Índice de figuras:

Figura 1. Rueda hidráulica overshot.	7
Figura 2. Rueda hidráulica Breastshot.	7
Figura 3. Rueda hidráulica undershot.	8
Figura 4. Fuerzas externas de momento flector positivo.	12
Figura 5. Fuerzas externas de corte positivo.	12
Figura 6. Diagrama de fuerza cortante.	13
Figura 7. Diagrama de momento flector.	13
Figura 8. Transmisión por bandas.	17
Figura 9. Geometría de transmisión de potencia por bandas.	18
Figura 10. Giro es en sentido horario (a) y giro es en sentido antihorario (b).	21
Figura 11. Variables de los engranajes helicoidales.	23
Figura 12. Fuerzas que están actuando en el engranaje helicoidal.	24
Figura 13. Partes elementales de un rodamiento de bolas.	29
Figura 14. Proceso para el desarrollo del objetivo 1.	40
Figura 15. Proceso para el desarrollo del objetivo 2.	41
Figura 16. Proceso para el desarrollo del objetivo 3.	42
Figura 17. Proceso para el desarrollo del objetivo 4.	43
Figura 18. Proyectos de tesis de ruedas hidráulicas.	45
Figura 19. Características de la rueda hidráulica.	48
Figura 20. Engranajes helicoidales.	49
Figura 21. Poleas de aluminio.	49
Figura 22. Micro generadores de imanes permanentes.	50
Figura 23. Diámetro de la rueda hidráulica.	51
Figura 24. Dobleces del cangilón.	52
Figura 25. Relación del Torque – Posición del Cangilón.	56
Figura 26. Relación Volumen – Posición del cangilón.	57
Figura 27. Variación de la profundidad del cangilón.	58
Figura 28. Resultados en el Software Matlab.	61
Figura 29. Curva del torque en función de la profundidad del cangilón.	62
Figura 30. Variantes para la forma de los cangilones.	63
Figura 31. Partes del cangilón.	65
Figura 32. Dimensiones del cangilón.	65

Figura 33. Área de cada cangilón.	69
Figura 34. Sentido de giro y capacidad de fluido almacenado en el cangilón.....	71
Figura 35. Selección de espesor de material según el módulo de sección.....	74
Figura 36. DCL de la base de la rueda.....	75
Figura 37. Diagrama cinemático del sistema de transmisión de potencia.	76
Figura 38. Fuerzas aplicadas al eje N°1.....	77
Figura 39. DCL del chavetero para el eje la rueda hidráulica.	79
Figura 40. Micro-generador de imanes permanentes 100W - 12V.....	80
Figura 41. Pruebas de campo del micro-generador.	81
Figura 42. Frecuencia de giro en función del voltaje.....	82
Figura 43. Engranajes adquiridos en una tienda de piezas mecánicas.....	84
Figura 44. Partes que conforman la caja de engranes.	89
Figura 45. Medidas de la base de la caja y platinas (mm).	89
Figura 46. DCL del chavetero del eje de la polea.....	93
Figura 47. Geometría definida de la transmisión por correas.	96
Figura 48. Plancha de acero galvanizado.....	100
Figura 49. Pintado y trazado de las tapas de cangilones.....	101
Figura 50. Corte de las piezas del cangilón.	101
Figura 51. Proceso de ensamble de los cangilones.	102
Figura 52. Conjunto de 3 cangilones.	102
Figura 53. Ubicación de pernos.	103
Figura 54. Armado final de los cangilones.	103
Figura 55. Centrado de la rueda hidráulica.....	104
Figura 56. Anillo de soporte para la base de los cangilones.	104
Figura 57. Diseño y empernado de los 3 rayos.....	105
Figura 58. Discos hexagonales soldados al tubo que contiene al eje principal.	105
Figura 59. Rueda hidráulica y herramientas usadas para su montaje.	106
Figura 60. Torno marca MATEU.	106
Figura 61. Eje de la rueda hidráulica.	107
Figura 62. Eje de entrada a la caja multiplicadora.....	107
Figura 63. Eje de entrada de la transmisión por poleas.	108
Figura 64. Eje de salida de la transmisión por poleas.....	108
Figura 65. Proceso de construcción de la base.	109
Figura 66. Pestañas para empernar con los tirantes laterales.....	109

Figura 67. Engranaje y piñón ubicados sobre la tapa-base.	110
Figura 68. Lubricante Castrol Alpha SP 220	111
Figura 69. Polea de 712 in y 3 in respectivamente.	112
Figura 70. Soporte y tensado de la correa que tiene el micro-generador.....	113
Figura 71. Diagrama unifilar del sistema eléctrico.	114
Figura 72. Tablero eléctrico.	115
Figura 73. Ajuste del nivel de la rueda.	116
Figura 74. Conexión de la tubería de succión y descarga de la bomba.	116
Figura 75. Multímetro para medición de voltaje.	117
Figura 76. Montaje del proyecto.....	117
Figura 77. Parámetros para el entorno de la simulación.	118
Figura 78. Datos del fluido.	119
Figura 79. Parámetro de velocidad de salida del chorro.	119
Figura 80. Puesta en marcha de la simulación.	120
Figura 81. Velocidad angular de la simulación.	120
Figura 82. Dimensiones del tanque.....	121
Figura 83. Tacómetro para medición de la velocidad de giro.....	123
Figura 84. Relación entre rpm – Voltaje bajo un caudal de 2.93 l/s.....	124
Figura 85. Relación entre rpm – Voltaje bajo un caudal de 5.86 l/s.....	125
Figura 86. Portafusibles monofásicos.	126
Figura 87. Controlador de carga.	127
Figura 88. Cable concéntrico de tres hilos.....	127
Figura 89. Batería 12V – 7Ah.....	128

Índice de anexos:

Anexo 1. Tabla de selección de b y h de chaveta según el catálogo OPAC.....	138
Anexo 2. Tabla de longitud de chaveta según la norma DIN 6885 A.	139
Anexo 3. Tabla de parámetros del acero SAE 1018.	140
Anexo 4. Tabla de características de materiales para correas.....	140
Anexo 5. Tabla para la selección de chumaceras.	141
Anexo 6. Certificado de traducción inglés.....	142
Anexo 7. Planimetría.	143

Simbología:

D_c	Distancia entre centros de los engranajes
D_p	Diámetro primitivo o diámetro de paso
F_a	Fuerza axial o de empuje
F_c	Fuerza centrífuga
F_r	Fuerza radial o separadora
F_t	Fuerza tangencial
L_h	Vida nominal de los rodamientos
M_t	Momento torsor
P_c	Paso circular
P_d	Paso diametral
P_{di}	Carga dinámica equivalente
P_{ot}	Potencia mecánica
P_i	Potencia instantánea
P_{util}	Potencia útil
S_D	Arco de polea mayor
S_d	Arco de polea menor
f_L	Factor de esfuerzos dinámicos
f_n	Factor de velocidad
k_{trac}	Coefficiente de tracción
m_L	Masa lineal
m_n	Módulo normal
n_s	Factor de seguridad
v_L	Velocidad lineal
α_D	Ángulo de abrazamiento polea mayor
α_d	Ángulo de abrazamiento polea menor
\emptyset	Diámetro
g	Gravedad
Φ	Ángulo de presión medido desde un plano perpendicular al eje.
Ψ	Ángulo de la hélice, en grados.
A	Área
C	Capacidad de carga dinámica

C_b	Capacidad de la batería
C_c	Capacidad de carga
D	Diámetro de polea mayor
D_c	Distancia entre centros de cada polea
I	Momento de inercia
I_n	Intensidad
L_c	Longitud de correa
L_t	Longitud de tramo de correa
Q	Caudal
T	Fuerza de tensión
T_{carga}	Tiempo de carga de la batería
Vol	Volumen
Z	Número de dientes de los engranajes
d	Diámetro de poleas
f	Frecuencia
i	Relación de transmisión
m	Masa
n	Frecuencia de giro
p	Exponente de vida de los rodamientos
r	Distancia del objeto respecto al eje de rotación
β	Ángulo de abrazamiento
γ	Peso específico
η	Rendimiento
ρ	Densidad
σ	Esfuerzo del material
τ	Torque
V	Tensión o voltaje
ω	Velocidad angular

1. Título

Diseño y construcción de una rueda hidráulica para el parque temático del CITE-UNL

2. Resumen

El proyecto de titulación fue enfocado en el diseño, construcción y puesta en marcha de una rueda hidráulica para generación eléctrica. Se inició formulando propuestas innovadoras de diseño, tanto para la rueda hidráulica y para sus componentes que permiten complementar el sistema de generación. El objetivo principal del proyecto fue crear un sistema que aproveche la energía hidráulica accesible para generar electricidad de manera eficiente.

La fase de diseño contempló la elaboración minuciosa de los componentes que conforman el sistema, desde la rueda hidráulica hasta los dispositivos de transmisión de potencia y multiplicación de velocidad. Cada aspecto fue diseñado con un enfoque de optimización, eficiencia y rendimiento de todo el sistema en conjunto, además, se logró que el proyecto sea desmontable para que permita realizar estudios más minuciosos con respecto a su diseño, componentes y funcionamiento.

La construcción del proyecto se llevó a cabo utilizando materiales accesibles en la ciudad, lo que permitió reducir costos y elaborar mejores propuestas de diseño con materiales disponibles dentro del medio. Sin embargo, para los componentes principales como el micro-generador y controlador de carga, se optó por importarlos debido a que en el país aún no se cuenta con este tipo de tecnología.

Una vez finalizada la etapa de construcción, se procedió a realizar las pruebas de campo del proyecto. Los resultados obtenidos en esta fase permitieron confirmar la correcta funcionalidad y rendimiento óptimo del diseño elaborado. La rueda hidráulica demostró su capacidad de convertir la energía del caudal suministrado en energía eléctrica constante.

Palabras clave: *Energía renovable, hidráulica, mecánica, generación, rueda hidráulica, generador.*

Abstract

The degree project was focused on the design, construction, and commissioning of a water wheel for power generation. It began by formulating innovative design proposals, both for the water wheel and for its components that complement the generation system. The main objective of the project was to create a system that takes advantage of accessible hydraulic energy to generate electricity efficiently.

The design phase involved the careful preparation of the components that make up the system, from the water wheel to the power transmission and speed multiplication devices. Each aspect was designed with an optimization, efficiency, and performance approach of the entire system as a whole, in addition, the project was made dismountable to allow for more detailed studies regarding its design, components, and operation.

The construction of the project was carried out using accessible materials in the city, which allowed for cost reduction and better design proposals with materials available within the medium. However, for the main components such as the micro-generator and charge controller, it was decided to import them because the country still does not have this type of technology. Once the construction stage was completed, the field tests of the project were carried out. The results obtained in this phase allowed us to confirm the correct functionality and optimum performance of the design elaborated. The water wheel demonstrated its capacity to convert the energy of the supplied flow into constant electrical energy.

Keywords: Energy renewable, hydraulic, mechanical, generation, water wheel, generator.

3. Introducción

La rueda hidráulica es una máquina que se ha venido implementado durante los siglos XVIII, XIX y la primera mitad del siglo XX, y que se han venido perfeccionando durante el paso de los años. Este sistema permite solucionar varios problemas que requieren de energía mecánica rotacional; la energía es captada por una rueda hidráulica que puede ser de tipo chorro superior, recepción intermedia o de recepción bajo, y que aprovecha la energía potencial y cinética del agua para transferirla a un eje de rotación. La rueda hidráulica de chorro superior (Overshot) son más eficientes ya que el aprovechamiento de energía lo hace por medio de cangilones que, dependiendo de su geometría, pueden almacenar cierta cantidad de volumen de agua (Müller y Kauppert, 2004).

En el año 2022 se aprobó el CITE (Centro de Investigaciones Tecnológicas y Energéticas) como un centro de investigación de la facultad de energía cuya misión es contribuir a la generación de conocimiento de calidad, a través del desarrollo de proyectos de investigación científica básica y aplicada en el ámbito de las fuentes renovables de energía, eficiencia energética, industria y producción; brindando apoyo a la docencia y sociedad, mediante la transferencia de tecnología. El CITE propone construir un parque temático para generar un ambiente interactivo, de investigación, recreación y demostrativo tanto para estudiantes como público en general que desee conocer más acerca de los diferentes proyectos multidisciplinarios.

El trabajo forma parte de uno de los proyectos de investigación del CITE que implementa proyectos tecnológicos dentro del campo de las prácticas. La construcción implementa un sistema de aprovechamiento de rueda-generación que tiene características de precisión, originalidad, suficiencia y, sobre todo, es un proyecto confiable que puede ser empleado como modelo práctico de uso demostrativo para implementarlo en el Parque Temático de CITE. Dentro de la parte científica permite hacer monitoreos, estudios experimentales del comportamiento de la rueda a diferentes condiciones de operación.

El trabajo se planteó investigando los diferentes tipos de ruedas para determinar el sistema óptimo que se va a implementar, mismo que satisface las necesidades de generación eléctrica, suministro de agua, accionamiento de maquinaria, etc. Como afirma Enriquez et al. (2007) “el uso de ruedas hidráulicas [...] constituye una fuente energética alternativa y competitiva, en términos técnicos y económicos, frente a los sistemas de bombeo de agua convencionales aplicados a estas condiciones”.

Este sistema se consigue usando la rueda como elemento motor, la cual tiene varias innovaciones constructivas dependiendo de las circunstancias por las cuales es construida y el

ambiente en el cual será implementada. Su funcionamiento preside en la velocidad del agua para mover los álabes o paletas y hacer girar el eje horizontal, o bien, llenar los cangilones de la rueda mediante una diferencia de altura para generar un torque y efectuar un movimiento rotacional en la rueda (Álvarez Cardona, 1985).

Los objetivos que presiden en el siguiente trabajo de investigación son:

Objetivo general:

- Diseñar y construir un sistema de micro-generación eléctrica accionado con una rueda hidráulica para el parque temático del CITE-UNL.

Objetivos específicos:

- Diseñar una rueda hidráulica de chorro superior que permita generar 100 vatios de energía eléctrica.
- Dimensionar y seleccionar los sistemas auxiliares del equipo.
- Construir el sistema de micro-generación.
- Caracterizar el funcionamiento del sistema.

Por lo tanto, con el objeto de cumplir con los objetivos se diseñó una rueda hidráulica de chorro superior que genera 100 vatios de energía eléctrica, misma que cuenta con parámetros y configuraciones mecánicas de cada uno de los elementos que conforman el sistema para la construcción y generación eléctrica. De igual manera, se dimensionó los sistemas auxiliares del equipo que permite establecer los parámetros para la selección de los elementos que conforman la rueda hidráulica. Seguidamente, se construyó el sistema de micro-generación, para su futura implementación en el CITE, luego de realizar las construcciones civiles necesarias para el montaje de todas las partes mecánicas para su respectivo ensamblaje con los sistemas auxiliares. Por último, se planteó caracterizar el funcionamiento del sistema, en donde se tomaron datos de generación eléctrica que a futuro permita alimentar una carga o equipo eléctrico.

4. Marco teórico

4.1 Capítulo I: Ruedas hidráulicas

Son máquinas rotativas que transforman la energía potencial y cinética del agua, en energía mecánica mediante un eje rotativo (Fernández Díez, 1996). Esta transformación se consigue usando la rueda como elemento motor, la cual tiene varias innovaciones constructivas dependiendo de las circunstancias por las cuales es construida y el ambiente en el cual será implementada.

Su funcionamiento preside en la velocidad del agua para mover los álabes o paletas y hacer girar el eje horizontal, o bien, llenar los cangilones de la rueda mediante una diferencia de altura para generar un torque y efectuar un movimiento rotacional en la rueda (Álvarez Cardona, 1985).

Este tipo de proyectos es una alternativa que da solución al problema de desabastecimiento energético que se tiene en ciertos sectores donde las redes eléctricas de alimentación no pueden llegar. Dependiendo del punto donde ingresa el fluido, las ruedas hidráulicas se puede clasificar en 3 diferentes tipos:

- Ruedas de recepción alto (Sobre el eje)
- Ruedas de recepción medio (Al costado y altura del eje)
- Ruedas de recepción bajo (Debajo del eje)

La generación eléctrica que usa el recurso hídrico tiene como ventajas:

- No usa los combustibles fósiles para accionar la máquina, minimizando el impacto ambiental.
- La disponibilidad y aprovechamiento de los recursos de agua permiten que los costos de generación sean bajos a comparación de otras fuentes de energía (petróleo, gas natural, etc.).

Como principales inconvenientes posee:

- La complejidad del transporte de la rueda por el peso o por la distancia hasta el lugar donde será implementada.
- Si se desea implementar el proyecto a gran escala, los costos de construcción son elevados, pero sin duda se va a tener un beneficio a mediano plazo puesto que el costo de mantenimiento es bajo.

4.1.1 Ruedas de recepción alto (Overshot)

El ingreso del fluido se da en la parte superior de la rueda, haciendo que el peso de agua en los cangilones haga girar la rueda a medida que se va vaciando el líquido del otro lado de los cangilones. Son adecuadas para saltos de 2.5 m y 10 m con caudales entre $0.1 \text{ m}^3/\text{s}$ y $0.2 \text{ m}^3/\text{s}$ por metro de ancho, obteniendo una eficiencia aproximada del 80 y 85% (Polidoro, 2021). En la **Figura 1** se puede observar una rueda hidráulica de tipo overshot.

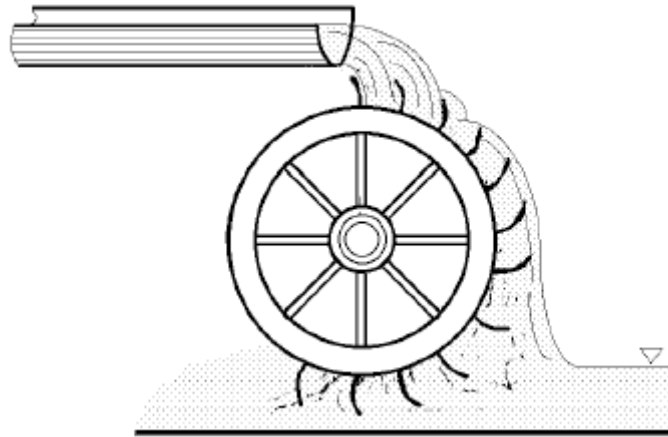


Figura 1. Rueda hidráulica overshot.

Fuente. (Fernández Díez, 1996).

4.1.2 Ruedas de recepción medio (Breastshot)

El ingreso del agua se da aproximadamente a la altura y nivel del eje, utilizando el peso del agua para girar el eje en sentido contrario a las ruedas de chorro superior (overshot). Usualmente se emplean para una altura de 1.5 m a 4 m, logrando llegar a alturas extremas de 15.2 m, además se estima una eficiencia del 80 al 85% (Müller y Kauppert, 2004). Este tipo de rueda usualmente trabajan con caudales de $0.5 \text{ m}^3/\text{s}$ y $0.75 \text{ m}^3/\text{s}$ por metro de ancho (Quaranta y Revelli, 2018). En la **Figura 2** se puede observar una rueda hidráulica de tipo breastshot.

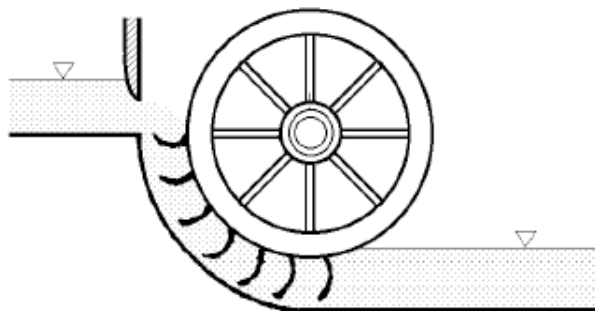


Figura 2. Rueda hidráulica Breastshot.

Fuente. (Fernández Díez, 1996).

4.1.3 Ruedas de recepción bajo (*Undershot*)

El agua fluye por debajo de la rueda impactando contra los álabes los cuales impulsan a girar el eje. Tienen una gran semejanza con las ruedas de tipo Breastshot, ya que presentan el mismo comportamiento y principio de funcionamiento, con la diferencia de que el ingreso de agua, para la rueda undershort, se da en la parte inferior de la rueda. Son aplicables para alturas de 0.5 m y 2.5 m, llegando a tener una eficiencia estimada del 75% al 85% con caudales que van desde 0.5 m³/s hasta 1 m³/s por cada metro de ancho (Polidoro, 2021). En la **Figura 3** se puede observar una rueda hidráulica de tipo undershort.

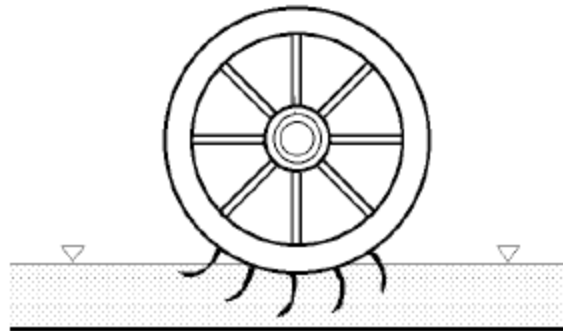


Figura 3. Rueda hidráulica undershot.

Fuente. (Fernández Díez, 1996).

4.2 Capítulo II: Fundamentos de la mecánica

4.2.1 Propiedades mecánicas

Al momento de seleccionar un material ya sea para el diseño o construcción de una máquina, se requiere conocer las características que poseen dichos componentes. Estas características describen el comportamiento del material bajo cargas o combinación de cargas que están en función de su composición química, permitiendo diferenciar de un material de otro. Por lo tanto, es importante conocer las propiedades de los materiales para el momento de seleccionar

4.2.1.1 Elasticidad.

Es una particularidad que tienen los elementos al recuperar la forma original al eliminarse cargas externas que actúen sobre ellas, es decir, sufren deformaciones reversibles (Deutschman et al., 1987).

4.2.1.2 Plasticidad.

Se caracteriza por ser lo opuesto a la elasticidad, cuando se aplica una carga externa a un material en la que sufre una deformación sin llegar a la rotura, se mantendrá a su nueva

forma permanente sin regresar a su tamaño y forma original una vez eliminada la carga (Deutschman et al., 1987).

4.2.1.3 Maleabilidad.

Es una propiedad de los materiales al tener una deformación en forma de lámina sin tener una rotura al eliminar la fuerza externa. A diferencia de la ductilidad, la fuerza con la que deforma el material se aplica a compresión (Deutschman et al., 1987).

4.2.1.4 Ductilidad.

Es una propiedad que tienen los materiales al sufrir deformaciones en forma de hilos sin llegar a romperse. Son muy aplicables en las industrias ya que pueden obtenerse hilos, alambres, etc. (Deutschman et al., 1987).

4.2.1.5 Dureza.

Es una capacidad que tienen los cuerpos a resistir el rayado o penetración en su superficie. Según Budynas y Nisbett (2008) se pueden considerar dos sistemas de medición que son las más comunes de mayor uso:

- La dureza Rockwell
- La dureza Brinell

4.2.1.6 Tenacidad.

Es la resistencia que tiene un material al no romperse o quebrarse cuando está sometido a fuerzas exteriores, es decir, tiene la capacidad de absorber energía y deformarse antes de su rotura. Esta característica es muy evidente en los metales, los cuales absorben la energía de un impacto teniendo consecuencia como la elasticidad o deformaciones permanentes (Vidondo, 1978).

4.2.1.7 Fragilidad.

Es una propiedad opuesta a la tenacidad por disponer de poca resistencia ante un impacto o una fuerza externa; por lo tanto, todo material que se caracterice por esta propiedad será frágil debido a su mínimo periodo elástico (Vidondo, 1978).

4.2.2 Tipos de esfuerzos

4.2.2.1 Esfuerzo de tracción o esfuerzo último.

Al aplicar dos fuerzas externas en la misma línea de acción, pero en sentidos opuestos, se produce un alargamiento en la sección transversal del cuerpo respecto a la dirección de la fuerza de tracción (Vidondo, 1978).

4.2.2.2 Esfuerzo de compresión o esfuerzo de cedencia.

Se produce cuando el cuerpo es sometido a dos fuerzas externas que están en la misma dirección, lo cual provoca que aumente sus dimensiones laterales y reduzca sus magnitudes axiales (Garrido Torta, 2017). Dependiendo del tipo del material, los esfuerzos tanto de tracción como de compresión sus secciones transversales disminuyen y aumentan respectivamente en el punto respectivo, aplicando dos fuerzas en los extremos del material y en el centro del eje.

4.2.2.3 Esfuerzo de flexión.

Para este tipo interactúan dos esfuerzos tanto de tracción como de compresión, dando como resultado la flexión en el cuerpo. Se caracteriza por tener una fuerza externa, ya sea en el centro o en algunos de sus lados que tiende a doblarlo, produciendo alargamiento en un lado y acortándose en el otro. Este comportamiento se puede representar comúnmente en los ejes de los sistemas mecánicos, ya sea en ejes de engranajes, poleas, catarinas, entre otros (Vidondo, 1978).

4.2.2.4 Esfuerzo de torsión.

Las fuerzas que actúan en un sólido hacen que se produzca un desplazamiento circular en su sección transversal circular alrededor del eje, de modo que tienden a retorcer las piezas. Este tipo se da comúnmente en los árboles mecánicos, puesto que son elementos giratorios para la transmisión de potencia mecánica (Vidondo, 1978).

4.2.2.5 Esfuerzo de corte o cizalla.

Cuando dos fuerzas paralelas con direcciones opuestas actúan en un elemento, causa que un objeto tienda a tener una deformación cortante, es decir, que las secciones transversales se deslicen entre sí (Vidondo, 1978).

4.2.3 Diagramas de cuerpo libre

Es la representación de fuerzas que actúan sobre una partícula, la representación de los esquemas que muestran las condiciones físicas se los conoce como diagramas de cuerpo libre (DCL). El dibujo de un DCL es un paso importante en la resolución de problemas de mecánica, ya que ayuda a visualizar todas las fuerzas que actúan sobre un solo objeto (Beer F. et al., 1967).

4.2.3.1 Proceso para el trazado de un diagrama de cuerpo libre.

El primer paso para el análisis de los fenómenos físicos implica trazar cuidadosamente un diagrama de cuerpo libre, por lo que solo debe incluir las fuerzas externas que actúan sobre el cuerpo de interés. De acuerdo con Hibbeler (2010) menciona seguir el siguiente proceso:

- **Dibuja el objeto de forma aislada:** Representar el objeto de la forma más simple posible como un rectángulo o cualquier figura geométrica.
- **Determinar las fuerzas que actúan sobre el objeto:** Incluir todas las fuerzas que actúan en el cuerpo, representando estas fuerzas como vectores.
- **Distinguir las fuerzas conocidas:** Colocar las fuerzas conocidas con sus valores y magnitudes.

4.2.4 Cuerpos estáticamente indeterminados

Es importante conocer dos situaciones cuando se analiza las fuerzas y pares desconocidas sobre objetos en equilibrio. Por lo tanto, se puede decir que una estructura es estáticamente indeterminada si las ecuaciones de equilibrio son insuficientes para encontrar las incógnitas de la estructura.

4.2.4.1 Restricciones redundantes.

Esto ocurre cuando un cuerpo rígido tiene más restricciones que el número mínimo necesario para mantener el equilibrio, por lo tanto, se dice que los soportes son redundantes. De modo que, si todas las reacciones redundantes se eliminan de la estructura, se convertirá en una estructura estáticamente determinada. Como señala Bedford y Fowler (2008) mencionan que “El objeto tiene más soportes que el número mínimo necesario para mantener el equilibrio. La diferencia entre el número de reacciones debidas a los soportes y el número de ecuaciones de equilibrio independientes se denomina grado de redundancia”.

4.2.4.2 Restricciones impropias

Si los soportes de un cuerpo rígido no pueden mantener el equilibrio bajo las cargas aplicadas, entonces el cuerpo rígido se moverá y el sistema no estará bien soportado o será inestable. Para este apartado se pueden presentar dos escenarios que describen la configuración de este sistema (Bedford y Fowler, 2008).

4.2.4.2.1 Fuerzas de reacción paralelas

Se presenta cuando el cuerpo rígido es libre de moverse en direcciones perpendiculares a las reacciones. Considere una viga horizontal sostenida por dos rodillos. Si se aplica una carga externa que tiene un componente horizontal, no hay fuerza de reacción para evitar que la viga se mueva en la dirección horizontal y la viga tiene soportes inadecuados.

4.2.4.2.2 Fuerzas concurrentes

Las líneas de acción de todas las fuerzas de apoyo se cruzan en un punto y las cargas externas producen un momento alrededor del punto de intersección, entonces el cuerpo rígido no está en equilibrio. Como ejemplo se puede proponer una viga horizontal sostenida por dos

rodillos, cada uno inclinado. Las líneas de acción de las fuerzas de reacción de los rodillos se cruzan. Si se aplica una carga externa que crea un momento alrededor del punto de intersección, entonces la viga no estará en equilibrio.

4.2.5 Diagrama de fuerza cortante y momento flector

Los diagramas de fuerza cortante V y momento flector M son representaciones gráficas de la fuerza cortante interna y el momento de flexión a lo largo del elemento de estudio; es decir, los diagramas de fuerza cortante y momento flector se pueden dibujar para cualquier miembro estructural sujeto a la carga externa (Beer F. P. et al., 2009).

4.2.5.1 Convenciones de signos

El momento de flexión en una sección se considerará positivo (+) si el momento de flexión a la izquierda de la sección es en el sentido de las agujas del reloj y el momento de flexión a la derecha de la sección es en el sentido contrario a las agujas del reloj. La configuración se puede observar en la **Figura 4**. Por otro lado, si el momento de flexión a la izquierda de la sección es en sentido antihorario y el momento de flexión a la derecha de la sección es en sentido horario, el momento de flexión se considerará negativa (-).

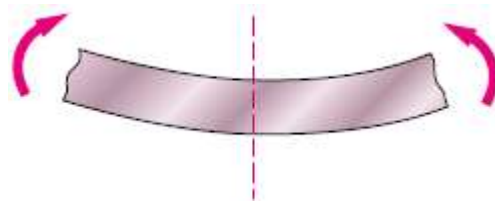


Figura 4. Fuerzas externas de momento flector positivo.

Fuente: (Beer F. P. et al., 2009).

La fuerza cortante en una sección se considerará positiva (+) si la resultante de las fuerzas a la izquierda de la sección está en dirección hacia arriba y las fuerzas a la derecha de la sección está hacia abajo (véase **Figura 5**), de lo contrario, se considerará con signo negativo (-).

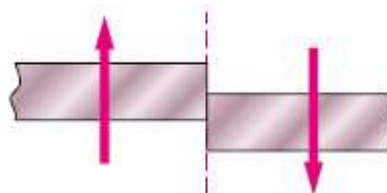


Figura 5. Fuerzas externas de corte positivo.

Fuente: (Beer F. P. et al., 2009).

4.2.5.2 Diagrama de fuerza cortante

Esta es una representación gráfica de la variación de la fuerza cortante en una porción o en toda la longitud de una viga o marco. Por convención, el diagrama de fuerza cortante se puede dibujar por encima o por debajo del eje x, pero se debe indicar si es una fuerza cortante positiva o negativa.

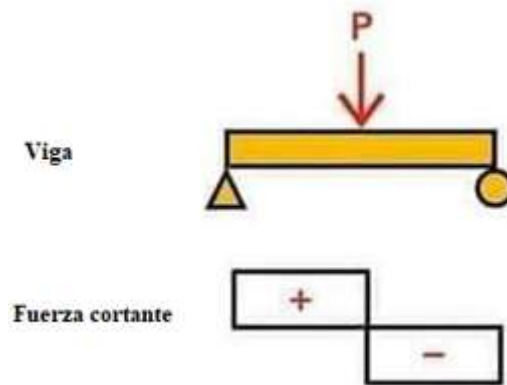


Figura 6. Diagrama de fuerza cortante.

Fuente. Grupo de trabajo.

4.2.5.3 Diagrama de momento flector

Esta es una representación gráfica de la variación de la fuerza cortante en una porción o en toda la longitud de una viga o marco. Por convención, el diagrama de fuerza cortante se puede dibujar por encima o por debajo del eje x, pero se debe indicar si es una fuerza cortante positiva o negativa.

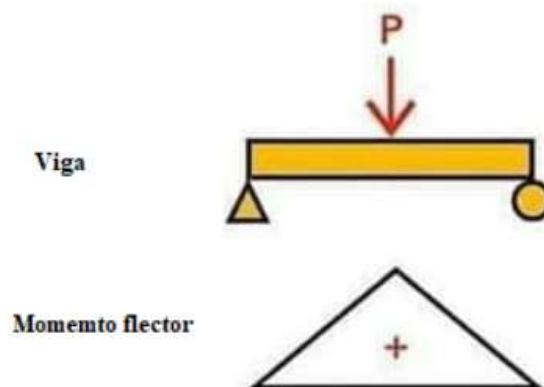


Figura 7. Diagrama de momento flector.

Fuente. Grupo de trabajo.

4.2.6 Momento de inercia

El momento de inercia es una propiedad física que describe la distribución de masa de un objeto en relación con su eje de rotación. También se conoce como momento de inercia

rotacional o momento de inercia angular. El momento de inercia cuantifica la resistencia de un objeto a cambiar su estado de rotación en torno a un eje específico.

En términos más simples, el momento de inercia representa la dificultad que tiene un objeto para cambiar su velocidad angular. Depende tanto de la masa del objeto como de cómo se distribuye esa masa en relación con el eje de rotación. El momento de inercia se utiliza en muchas áreas de la física y la ingeniería, especialmente en el estudio del movimiento rotacional y en el diseño de sistemas que involucran objetos en rotación, como volantes, ruedas y ejes.

El momento de inercia se representa comúnmente con la letra "I" y se expresa en unidades de masa por distancia al cuadrado ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$) en el Sistema Internacional (SI). Su valor varía según la forma y la distribución de masa del objeto en consideración.

El momento de inercia para un objeto puntal está dada por la **Ecuación** (1).

$$I = m * r^2 \quad (1)$$

Donde:

I = Momento de inercia [$\text{kg} * \text{m}^2$]

m = masa del objeto puntal [kg]

r = Distancia del objeto respecto al eje de rotación [m^2]

4.3 Capítulo III: Diseño de elementos de máquinas

4.3.1 Factor de seguridad

Siendo una expresión muy importante en el ámbito ingenieril, el factor de seguridad es un número mayor o igual a 1 que indica las veces que el esfuerzo, al que está sometido un material, está por debajo del valor de la resistencia. Se aplica para asegurarse antes fallas desconocidas, en otras palabras, mientras mayor sea el factor de seguridad, más seguro será el diseño (Hamrock et al., 2000).

Al colocar un factor de seguridad incorrecto, el diseño corre el riesgo a tener un desgaste del material o causar una falla operacional. Proponer un valor para el mismo, es empírico y depende de la experiencia y criterio del diseñador. De acuerdo con Hamrock et al. (2000) describe un método para encontrar el factor de seguridad llamado “método de Pugsley”, el cual establece valores para diferentes condiciones que es la resistencia del material y las cargas externas.

De acuerdo con el método de Pugsley, se usa la **Ecuación** (2) para determinar sistemáticamente el factor de seguridad. El coeficiente n_{sx} se refiere a aspectos relacionas con el control y calidad, mientras que el factor n_{sy} abarca aspectos de seguridad y economía.

$$n_s = n_{sx}n_{sy} \quad (2)$$

Donde:

n_{sx} = Factor de seguridad que involucra las características A, B y C.

n_{sy} = Factor de seguridad que involucra las características D y E.

En el contexto de este estudio, la **Tabla 1** proporciona los valores de N_{sx} en función de distintas condiciones de A, B y C.

Tabla 1

Características del factor N_{sx}

Característica		B =				
		<i>mb</i>	<i>b</i>	<i>r</i>	<i>p</i>	
$A = mb$	$C = \begin{cases} mb \\ b \\ r \\ p \end{cases}$	<i>mb</i>	1.10	1.30	1.50	1.70
		<i>b</i>	1.20	1.45	1.70	1.95
		<i>r</i>	1.30	1.60	1.90	2.20
		<i>p</i>	1.40	1.75	2.10	2.45
$A = b$	$C = \begin{cases} mb \\ b \\ r \\ p \end{cases}$	<i>mb</i>	1.30	1.55	1.80	2.05
		<i>b</i>	1.45	1.75	2.05	2.35
		<i>r</i>	1.60	1.95	2.30	2.65
		<i>p</i>	1.75	2.15	2.55	2.95
$A = r$	$C = \begin{cases} mb \\ b \\ r \\ p \end{cases}$	<i>mb</i>	1.50	1.80	2.10	2.40
		<i>b</i>	1.70	2.05	2.40	2.75
		<i>r</i>	1.90	2.30	2.70	3.10
		<i>p</i>	2.10	2.55	3.00	3.45
$A = p$	$C = \begin{cases} mb \\ b \\ r \\ p \end{cases}$	<i>mb</i>	1.70	2.15	2.40	2.75
		<i>b</i>	1.95	2.35	2.75	3.15
		<i>r</i>	2.20	2.65	3.10	3.55
		<i>p</i>	2.45	2.95	3.45	3.95

mb = muy bien, *b* = bien, *r* = regular y *p* = pobre.

A = calidad de los materiales, mano de obra, mantenimiento e inspección.

B = control sobre la carga aplicada a la parte.

C = exactitud del análisis de esfuerzos, de la información experimental o de la experiencia con partes similares.

Fuente: (Hamrock et al., 2000).

Por otro lado, la **Tabla 2** recopila los datos de N_{sy} para diversas condiciones D y E .

Tabla 2

Características del factor N_{sy}

Características	$D =$		
	ns	s	ms
$E = \begin{cases} ns \\ s \\ ms \end{cases}$	1.0	1.2	1.4
	1.0	1.3	1.5
	1.2	1.4	1.6

ms = muy serio, s = serio y ns = no serio.

D = peligro para el personal.

E = impacto económico.

Fuente. (Hamrock et al., 2000).

4.3.2 *Transmisiones de potencia*

Se define como transmisiones mecánicas a los mecanismos que se usan para transmitir la energía mecánica desde el elemento motor hacia los diferentes dispositivos asociados para realizar algún trabajo como, por ejemplo, bombeo o generación mediante transformaciones de velocidades, fuerzas o movimientos que se realizan por medio de los componentes de transmisión mecánica.

4.3.3 *Transmisión por correas*

La transmisión por correas se utiliza para transmitir movimiento de rotación y potencia entre arboles de transmisión ubicados paralelamente, entre los cuales no es preciso tener una relación de transmisión exacta (Ramírez Lozano, 2000).

Las transmisiones por medio de correas se denominan que son de tipo flexible, esto debido a que son capaces de absorber vibraciones y choques entre las transmisiones, por otro lado, este tipo de transmisión puede llegar a tener una eficiencia del 90 a 98% (Hamrock et al., 2000). En la **Figura 8** se puede observar un ejemplo de mecanismo conformado por dos poleas (2 y 4) que giran sobre los rodamientos del bastidor (1) que se encuentran unidos por medio de una correa (3).

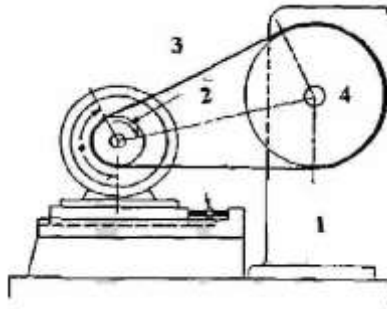


Figura 8. Transmisión por bandas.

Fuente: (Ramírez Lozano, 2000).

4.3.3.1 Tipos de correas.

Los diferentes tipos de bandas que pueden ser útiles para transmisión de potencia se clasifican en 4 grupos:

- Correas planas
- Correas trapezoidales o en V.
- Bandas redondas.
- Bandas reguladoras o de sincronización

El medio ambiente influye importantemente en las condiciones en las cuales se conserven las correas dado que estas pueden perder rendimiento si se las somete a ambientes rodeados de altas temperaturas, humedad y contaminación por aceites o grasas.

Las vibraciones y cargas con choque pueden causar fallas prematuras en las bandas lo que provoca que la durabilidad o la transmisión de potencia no sea la más óptima posible.

Las correas pueden fallar por fractura, esto debido a que en ocasiones se realiza una tensión inicial muy alta o porque son sobrecargadas; en ocasiones también puede fallar por que la tensión es muy baja lo que provoca que las correas se deslicen por las poleas provocando su rápido desgaste.

4.3.3.2 Ventajas de las transmisiones mediante correas.

El uso de este tipo de transmisiones tiene varias ventajas las cuales pueden ser:

- Las probabilidades de riesgos eléctricos son nulas dado que existe un aislamiento entre los equipos motrices que están conectados con las correas.
- No producen ruidos altos en comparación a otros sistemas de transmisión.
- No necesitan lubricación
- Pueden transmitir la potencia a largas distancias entre centros
- Fácil mantenimiento

4.3.3.3 Geometría y Longitud de correa

Para establecer la longitud de la correa, es necesario conocer su geometría y definir las variables pertinentes que se utilizarán en los cálculos. En la **Figura 9**, se muestra una representación gráfica de la geometría junto con los parámetros correspondientes que permiten establecer los valores individuales de cada uno de ellos.

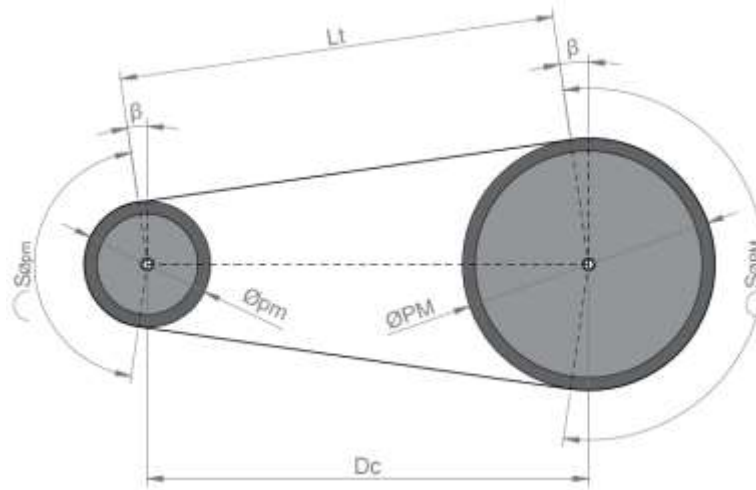


Figura 9. Geometría de transmisión de potencia por bandas.

Fuente: Grupo de trabajo.

Se determinará el ángulo complementario utilizando la **Ecuación (3)**. Este ángulo fortalecerá en los cálculos y evaluaciones subsiguientes relacionados con la longitud de la correa.

$$\beta = \text{sen}^{-1} \left(\frac{\phi_{PM} - \phi_{pm}}{2 * Dc} \right) * \frac{\pi}{180} \quad (3)$$

Donde:

β = Ángulo complementario [rad]

ϕ_{PM} = Diámetro de polea mayor [m]

ϕ_{pm} = Diámetro de polea menor [m]

Dc = Distancia entre centros entre cada polea [m]

Es importante conocer que la distancia entre centros no tiene que ser mayor a tres veces la suma de los diámetros de las poleas [$Dc > 3 * (\phi_{PM} + \phi_{pm})$], puesto que a largas distancias se producen vibraciones lo cual provoca una corta vida de la banda (Budynas y Nisbett, 2008).

Se presentarán las ecuaciones (4) y (5), las cuales permiten calcular el ángulo de abrazamiento para la polea mayor y la polea menor respectivamente.

$$\alpha_{pm} = \pi - 2\beta \quad (4)$$

$$\alpha_{PM} = \pi + 2\beta \quad (5)$$

Donde:

α_{pm} = Ángulo de abrazamiento de polea menor [rad]

α_{PM} = Ángulo de abrazamiento de polea mayor [rad]

De igual manera, se establece las **Ecuaciones** (6) y (7) para encontrar el arco de abrazamiento de la correa con la polea.

$$S_{pm} = \frac{\alpha_{pm} * d}{2} \quad (6)$$

$$S_{PM} = \frac{\alpha_{PM} * D}{2} \quad (7)$$

Donde:

S_{pm} = Arco de polea menor [m]

S_{PM} = Arco de polea mayor [m]

Para calcular la longitud de tramo, se utiliza la **Ecuación** (8) como referencia.

$$Lt = \sqrt{Dc^2 - \left(\frac{\Phi_{PM} - \Phi_{pm}}{2}\right)^2} \quad (8)$$

Donde:

Lt = Longitud de tramo de la correa [m]

Por último, para establecer la longitud de correo se emplea la **Ecuación** (9).

$$Lc = 2Lt + S_{pm} + S_{PM} \quad (9)$$

Donde:

Lc = Longitud de correa [m]

4.3.3.4 Variables para determinar el número de correas

Es importante definir el número adecuado de correas en un sistema de transmisión de potencia, lo cual optimiza y reduce los problemas mecánicos que puedan suceder a largo plazo. Para encontrar el número de correa se puede ocupar la **Ecuación** (10) en la que describe la potencia de diseño y de la potencia de la correa.

$$N^{\circ}_{correas} = \frac{Pot_d}{Pot_c} \quad (10)$$

Donde:

$N^{\circ}_{correas}$ = Número de correas

Pot_d = Potencia de diseño [W]

Pot_c =Potencia de una correa [W]

Para poder encontrar la potencia, se usa la **Ecuación** (11) en donde el objeto se mueve a una velocidad con la dirección de la fuerza aplicada.

$$Pot = F_t * v_L \quad (11)$$

Donde:

F_t = Fuerza tangencial [N]

v_L = Velocidad lineal [m/s]

Otro de los parámetros a considerar es la fuerza tangencial que está relacionada con la tensión de la correa, el mismo se puede verificar en la **Ecuación** (12).

$$F_t = T_1 - T_2 \quad (12)$$

Donde:

T_1 = Fuerza de tensión en el lado tirante [N]

T_2 = Fuerza de tensión en el lado flojo [N]

De la misma se da a conocer una de las fuerzas de tensión notada como T_1 dada por la **Ecuación** (13), donde se considerará como la fuerza de tensión en el ramal tirante.

$$T_1 = \sigma * A \quad (13)$$

Donde:

σ = Esfuerzo del material [Pa]

A = Área [m²]

Por otro lado, se menciona la fuerza tensión T_2 mencionada en la **Ecuación** (14), y es considerada como la fuerza del ramal flojo.

$$T_2 = \frac{T_1 - F_c}{k_{trac}} + F_c \quad (14)$$

Donde:

k_{trac} = Coeficiente de tracción

Tanto las tensiones T_1 y T_2 establecen el sentido de giro ayudando a comprender el sistema dinámicamente. En la **Figura 10**, se observa las designaciones de las fuerzas correspondientes, de acuerdo con un sentido de giro horario \cup o antihorario \cap .

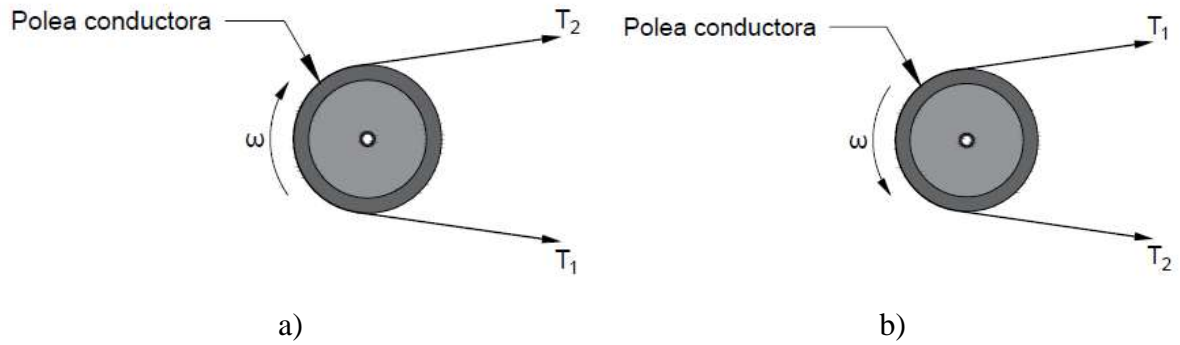


Figura 10. Giro es en sentido horario (a) y giro es en sentido antihorario (b).

Fuente: Grupo de trabajo.

Otro de los parámetros para determinar el número de correas es la fuerza centrífuga, que está dada en términos de la masa y velocidad lineal, tal como se muestra en la **Ecuación (15)**. A medida que la masa y velocidad lineal aumenta, la fuerza centrífuga se incrementa lo que el objeto tenderá a alejarse del centro de rotación.

$$F_c = m_L * v_L^2 \quad (15)$$

Donde:

F_c = Fuerza centrífuga [N]

m_L = Masa lineal del elemento [kg/m]

Dado que en algunos parámetros interviene la masa lineal, la misma se puede determinar aplicando la **Ecuación (16)**.

$$m_L = \frac{\gamma * A}{g} \quad (16)$$

Donde:

γ = Peso específico del material [N/m³]

g = Fuerza gravitacional [m/s²]

Por último, se considera el coeficiente de tracción dado por la **Ecuación (17)** que contiene parámetro de fricción entre la cara de la polea y la correa.

$$k_{trac} = e^{\left[\frac{\mu \cdot \alpha}{\sin\left(\frac{40^\circ}{2}\right)} \right]} \quad (17)$$

Donde:

μ = Coeficiente de fricción

4.3.4 Transmisión por engranajes helicoidales

Son mecanismos que transmiten potencia mediante ruedas dentadas que tienen dientes en forma de hélice que se entrelazan entre sí al momento de unirlos con otros del mismo módulo o paso diametral. Estos engranajes se utilizan cuando el usuario desea realizar una transmisión con poca vibración y silenciosa entre los ejes que componen la máquina en la que van a implementar.

Los dientes tienen contacto gradual proporcionando una mayor área de contacto entre los dientes de los engranajes lo que permite tener una distribución más uniforme de la carga que estén soportando dichos elementos (Hall et al., 1971).

Para determinar el módulo de un engranaje helicoidal se emplea la **Ecuación (18)** mismo que indica el tamaño relativo de los dientes.

$$m = \frac{D_p}{\left(\frac{Z}{\cos \psi} + 2\right)} \quad (18)$$

Donde:

m = Módulo [mm]

D_p = Diámetro primitivo del engranaje [mm]

Z = Número de dientes

ψ = Ángulo de hélice

El diámetro primitivo para los engranajes helicoidales está dado por la **Ecuación (19)** siendo un parámetro fundamental para encontrar otras relaciones del engranaje.

$$D_p = \frac{m * Z}{\cos \psi} \quad (19)$$

La distancia entre centros está dada por **Ecuación (20)**, calcular este parámetro permite realizar un correcto enganche de los dientes al momento de su montaje.

$$D_c = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \psi} \quad (20)$$

Donde:

D_c = Distancia entre centros [mm]

m = Módulo [mm]

Para encontrar el paso aparente o transversal de los engranajes helicoidales, se usa la **Ecuación (21)**.

$$P_C = \frac{\pi D_P}{Z} \quad (21)$$

P_C = Paso aparente o transversal [mm]

De los parámetros mencionados, se muestran en la **Figura 11** la representación que caracteriza a cada uno de los elementos del engranaje.

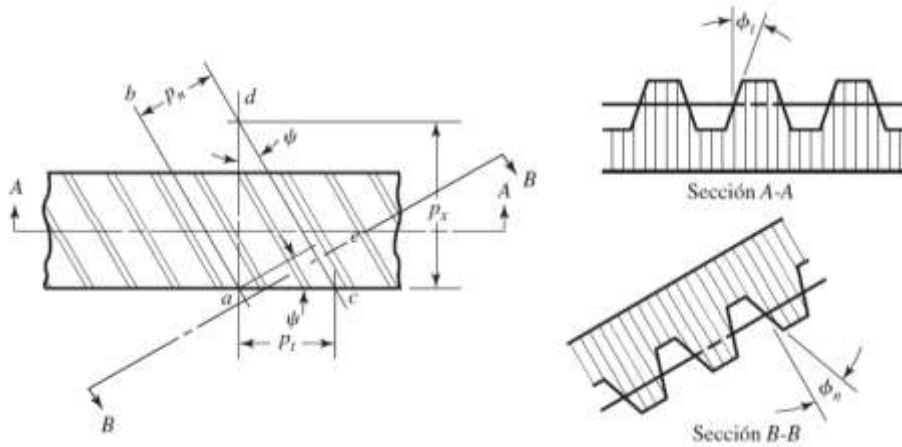


Figura 11. Variables de los engranajes helicoidales.

Fuente. (Budynas y Nisbett, 2008).

Las ecuaciones que permiten verificar las varias características como los fuerzas a los que se somete un elemento mecánico. Estas cargas aplicadas en el diente del engranaje, permite al diseñador conocer la magnitud de las fuerzas a las que está sometido el sistema de transmisión de potencia y posteriores, ayuda a determinar otros elementos mecánicos auxiliares. Las fuerzas aplicadas en el engranaje se pueden observar en la **Figura 12**.

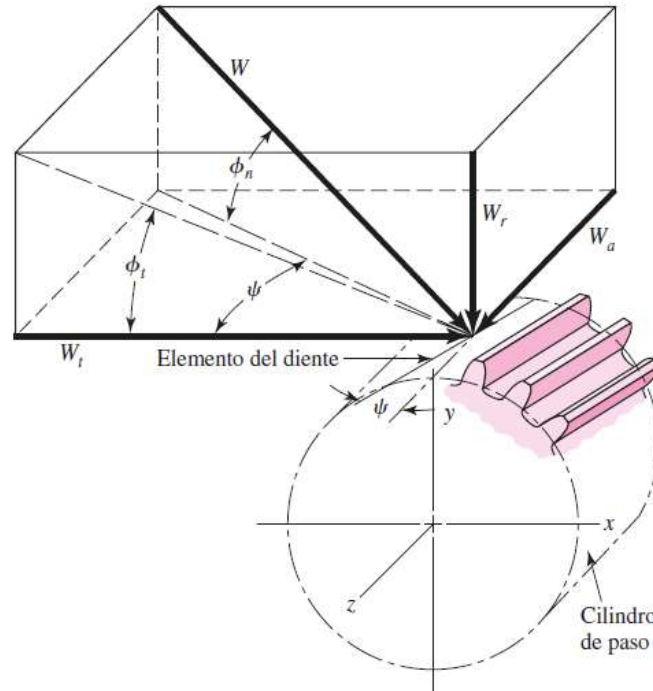


Figura 12. Fuerzas que están actuando en el engranaje helicoidal.

Fuente: (Budynas y Nisbett, 2008)

Para determinar la fuerza tangencial se emplea la **Ecuación** (22), misma que describe lo siguiente:

$$F_t = \frac{2M_t}{D_p} \quad (22)$$

Donde:

F_t = Fuerza tangencial [N]

M_t = Momento torsor [Nm]

D_p = Diámetro primitivo [m]

Por otro lado, la **Ecuación** (23) permite encontrar la carga radial aplicada en el diente del engranaje.

$$F_r = F_t \tan \phi \quad (23)$$

Donde:

F_r = Fuerza radial [N]

ϕ = Ángulo de presión [14.5° o 20°]

La operación para determinar la fuerza axial o de empuje se usa la **Ecuación** (24)

$$F_a = F_t \tan \psi \quad (24)$$

Donde:

F_a = Fuerza axial [N]

ψ = Ángulo de hélice

4.3.5 Ejes mecánicos

Los ejes son elementos que poseen las máquinas que tienen rodamientos o algún tipo de piezas giratorias en las cuales van atravesadas por estos ejes mecánicos que sirven como ejes de soporte para este tipo de elementos mecánicos.

Dentro del mundo de los ejes tenemos dos tipos:

- Ejes fijos
- Ejes móviles (árboles)

La potencia que es transmitida a través del eje puede ser dada por el producto del torque por la velocidad angular mismo que se muestra en la **Ecuación (25)**.

$$P_i = \tau \cdot \omega \quad (25)$$

Donde:

P_i = Potencia instantánea [W]

τ = Torque [Nm]

ω = Velocidad angular [rad/s]

4.3.5.1 Ejes fijos

Los ejes fijos son aquellos elementos que no giran, no transmiten movimiento y son utilizados como sostén de los elementos rotatorios que posee el mecanismo, por ejemplo, poleas, rodillos, engranajes, ruedas, etc.

Permiten transmitir únicamente los momentos de rotación, se define como un elemento constructivo, permite guiar la rotación de una pieza, en ciertos casos puede permitir girar en torno a una pieza que conforma el mecanismo.

4.3.5.2 Ejes móviles

Este tipo de ejes giran solidariamente con algunos elementos situados sobre estos, lo que provoca que estos ejes sean modificados para que sean macizos o huecos, dependiendo los esfuerzos que deban soportar al momento de que la máquina se encuentre en operación.

El rozamiento que se genera está ubicado en los extremos del eje y los soportes que lo mantienen en su posición. Con la ayuda de los elementos mecánicos se permite transmitir potencia, además, están sometidos a sistemas de torsión y están destinados a transmitir momentos de rotación y desplazamiento.

Los ejes que se diseñan deben cumplir con algunas normas que ayudan a mejorar la durabilidad y seguridad de un mecanismo que usa ejes en sus elementos de rodamiento.

Para mejorar la fiabilidad de un eje se debe tener en cuenta las siguientes características:

- Tener una resistencia lo suficientemente alta.
- Ser poco sensible a la concentración de tensiones
- Permitir que puedan ser tratados térmica y químico – térmicamente.
- En caso de tener que someterlos a modificaciones, el material debe poseer una buena maquinabilidad.

Para determinar el diámetro mínimo del eje, se emplea la Teoría del esfuerzo cortante máximo (*TED*) que está dada por la **Ecuación** (26).

$$d_{min} = \left[\frac{32n_s}{\pi S_y} \sqrt{M_f^2 + M_\tau^2} \right]^{1/3} \quad (26)$$

Donde:

d_{min} = Diámetro mínimo [m]

n_s = Factor de seguridad

S_y = Esfuerzo del material [MPa]

M_f = Momento flector [Nm]

M_τ = Momento torsor [Nm]

4.3.5.3 Variables para determinar la dirección de las fuerzas.

El diámetro del eje debe soportar las cargas de acuerdo con su orientación, garantizando un rendimiento óptimo y aumentar los factores de seguridad ante una posible falla. Las deficiencias en el eje pueden ser causadas por: cargas excesivas, selección de un material inadecuado, por cargas cíclicas, etc. Por lo tanto, para determinar la orientación de las cargas tanto para engranajes como para poleas son:

Para engranajes:

Para determinar la dirección de la fuerza tangencial y radial de los engranajes en la componente horizontal se emplea la **Ecuación** (27) y (28).

$$F_{tx} = F_t \cos \gamma \quad (27)$$

$$F_{rx} = F_r \cos \lambda \quad (28)$$

Donde:

F_{tx} = Fuerza tangencial en la componente horizontal [N]

F_{rx} = Fuerza radial en la componente horizontal [N]

Y = Ángulo de dirección para la fuerza tangencial.

λ = Ángulo de dirección para la fuerza radial.

Para determinar la dirección de la fuerza tangencial y radial de los engranajes en la componente vertical se hace uso de la **Ecuación** (29) y (30).

$$F_{ty} = F_t \sin Y \quad (29)$$

$$F_{ry} = F_r \sin \lambda \quad (30)$$

Donde:

F_{ty} = Fuerza tangencial en la componente vertical [N]

F_{ry} = Fuerza radial en la componente vertical [N]

Para encontrar la fuerza resultante de la componente horizontal dentro de las fuerzas de los engranajes se emplea la **Ecuación** (31), misma que describe la sumatoria de las fuerzas tangenciales y radiales.

$$F_{ex} = F_{tx} + F_{rx} \quad (31)$$

Donde:

F_{ex} = Carga total en el engranaje en la componente horizontal [N]

Otra variable similar es la fuerza resultante de la componente vertical, misma que se muestra en la **Ecuación** (32).

$$F_{ey} = F_{ty} + F_{ry} \quad (32)$$

Donde:

F_{ey} = Carga total en el engranaje en la componente vertical [N]

Para poleas:

Para determinar la dirección de la fuerza de tensión de las correas en la componente horizontal.

$$T_{1x} = T_1 \cos \theta_1 \quad (33)$$

$$T_{2x} = T_2 \cos \theta_2 \quad (34)$$

Donde:

T_{1x} = Fuerza tangencial en la componente horizontal [N]

T_{2x} = Fuerza radial en la componente horizontal [N]

θ_1 = Ángulo de dirección para la fuerza tirante.

θ_2 = Ángulo de dirección para la fuerza del ramal flojo.

Para determinar la dirección de la fuerza de tensión de las correas en la componente vertical se tiene las **Ecuaciones** (35) y (36).

$$T_{1y} = T_1 \sin \theta_1 \quad (35)$$

$$T_{2y} = T_1 \sin \theta_2 \quad (36)$$

Donde:

T_{1y} = Fuerza tangencial en la componente vertical [N]

T_{2y} = Fuerza radial en la componente vertical [N]

Para encontrar la fuerza de tensión resultante de la polea en la componente horizontal se usa la **Ecuación** (37).

$$T_{px} = T_{1x} + T_{2x} \quad (37)$$

Donde:

T_{px} = Carga total de la polea en la componente horizontal [N]

Para determinar la fuerza de tensión resultante de la polea en la componente vertical se emplea la **Ecuación** (38).

$$T_{py} = T_{1y} + T_{2y} \quad (38)$$

Donde:

T_{py} = Carga total de la polea en la componente vertical [N]

4.3.6 Selección de rodamientos rígidos de bolas

Los rodamientos son piezas de mecánicas utilizadas para permitir movimientos giratorios permitiendo reducir la fricción entre los elementos móviles que componen un mecanismo.

Las funciones principales que poseen los rodamientos son:

- Permiten que los componentes que conforman el mecanismo puedan moverse o girar entre sí.
- Pueden transmitir fuerzas en las diferentes partes de una máquina.

4.3.6.1 Componentes principales de los rodamientos.

Los rodamientos generalmente están formados por las siguientes partes:

- Dos anillos o discos con caminos de rodadura.
- Elementos de rodadura en forma de rodillos o bolas.

- Una jaula, que es la estructura que permite mantener separados los elementos de rodadura y las guías.

En la **Figura 13** se puede observar una ilustración típica de un rodamiento acompañado de sus componentes más importantes.

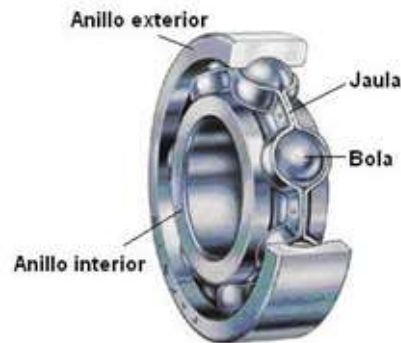


Figura 13. Partes elementales de un rodamiento de bolas.

Fuente: (Lara Castro, 2007).

4.3.6.1.1 *Anillo interior y exterior.*

Estos elementos deben tener una aleación especial que puede ser acero al cromo el cual posee una gran dureza que es necesaria para que pueda resistir a los esfuerzos que va a tener el componente de rodamiento.

Esto permite conseguir un elevado índice de carga y prolonga la vida útil, además, los caminos de la rodadura están endurecidos, rectificadas y pulidos lo cual ayuda aún más a mejorar la fiabilidad y seguridad.

4.3.6.1.2 *Elementos de rodadura.*

Estos elementos pueden ser conformados por bolas, rodillos, conos, esferas o agujas. Por lo general pueden fabricarse con una aleación de acero al cromo de gran pureza.

Los elementos de rodadura trabajan dentro de los caminos de rodadura los cuales son formados especialmente en los anillos o discos que van guiados por la jaula de los contiene.

4.3.6.1.3 *Jaula.*

Este componente permite que los elementos de rodadura permanezcan separados y guiados. Estos pueden estar fabricados de acero, latón y plástico.

Las jaulas también pueden ser fabricadas de metal sólido mediante técnicas de mecanizado, mientras que las que son prensadas se fabrican a partir de láminas de acero.

4.3.6.2 Parámetros para la selección de rodamientos.

Para seleccionar un rodamiento adecuado se necesita conocer la capacidad de carga que deberá soportar el rodamiento, dichas cargas pueden ser radiales y/o axiales. Una carga radial es cuando la fuerza está perpendicular al eje, y una carga axial es cuando la fuerza está con una dirección paralela al eje.

Una de las variables a considerar durante la selección de rodamientos es la carga dinámica equivalente, misma que se muestra en la **Ecuación** (39).

$$P_{di} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (39)$$

Donde:

P_{di} = Carga dinámica equivalente [kN]

F_r = Carga radial [kN]

F_a = Carga axial [kN]

X = Factor radial

Y = Factor axial

Por otro lado, se debe conocer el factor de esfuerzos dinámicos, en la que relaciona la duración del rodamiento o la vida útil, este valor es un número empírico de acuerdo con el tipo de máquina. El factor de esfuerzo dinámico se puede observar en la **Ecuación** (40).

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} \quad (40)$$

Donde:

f_L = Factor de esfuerzo dinámicos

p = Exponente de vida $\begin{cases} p = 3 \rightarrow \text{para rodamientos rígidos de bolas} \\ p = \frac{10}{3} \rightarrow \text{para rodamientos de rodillos} \end{cases}$

L_h = Vida nominal del rodamiento [h]

Seguidamente, se determina el factor de velocidad en donde se puede calcular empleando la **Ecuación** (41).

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33 \frac{1}{3}}{n}} \quad (41)$$

Donde:

f_n = Factor de velocidad

n = velocidad rotacional [rev/min]

De igual manera, es importante conocer la capacidad de carga dinámica del rodamiento, puesto que es la carga que puede soportar el rodamiento durante una vida nominal, el mismo se puede determinar usando la **Ecuación** (42).

$$C = \frac{f_L \cdot P_{di}}{f_n} \quad (42)$$

Donde:

C = Capacidad de carga dinámica [kN]

4.4 Capítulo IV: Procesos de construcción

4.4.1 Proceso de soldadura

La soldadura es un proceso de alta temperatura que funde los materiales base. Este es también el principal factor diferenciador de la soldadura blanda y fuerte, donde solo se funde el material de relleno y no se produce fusión entre los materiales originales.

La soldadura funciona uniendo dos o más piezas de trabajo a altas temperaturas. El calor provoca un baño de soldadura de material fundido que, después de enfriarse, se solidifica como una sola pieza, formando una soldadura. La soldadura puede ser incluso más fuerte que los metales base.

Hay muchos tipos diferentes de soldadura, pero todos involucran calor o presión para derretir los metales y crear uniones soldadas. La fuente de calor o presión puede variar según la aplicación y el material utilizado.

4.4.1.1 Soldadura por arco.

La soldadura por arco incluye algunos de los procesos de soldadura más conocidos y estos son probablemente los que le vienen a la mente al visualizar el proceso de soldadura en general. En estos procesos, un arco eléctrico genera calor entre el electrodo y el metal a soldar. El electrodo puede ser consumible o no consumible, y su fuente de alimentación puede variar de corriente alterna (CA) a corriente continua (CC).

El cordón de soldadura es el depósito de metal fundido resultado del arco establecido entre el metal base y el electrodo. Las partes principales del cordón son: Zona de soldadura, zona de penetración, zona de transición, cara, garganta, pie, lado y raíz.

4.4.2 Proceso de doblaje

Cuando se trabaja con láminas metálicas, el proceso de doblado se conoce como la deformación del metal alrededor de un eje recto. Este proceso se realiza con la ayuda de una prensa la cual posee un eje recto donde se coloca la lámina a doblar según las especificaciones que se le asignen.

El uso de láminas en diferentes proyectos ayuda que los mismo tengan un mejor diseño, se acoplen a nuestras necesidades y puedas cubrir una mayor área dado sus características que permiten que puedan ser dobladas para tomar la forma que necesitamos.

4.4.2.1 Doblado en V.

Este tipo de doblado es el más común, como su nombre lo indica, realiza un doblado en V empleando un troquel en forma de V y un punzón para doblar metales en los ángulos en los que se desea obtener.

4.4.2.2 Doblado con aire.

El doblado hace uso de punzones y matrices en forma de V para modificar el perfil de la lámina de metal. La característica de este doblado es que no se profundiza el doblado de la plancha, sino que se deja un pequeño espacio a lo que se le conoce como aire el cual se encuentra debajo de la lámina.

4.4.2.3 Doblar con trazo.

La hoja de metal se sujeta contra un troquel de paño mediante una almohadilla de presión. Luego, el punzón fuerza contra el borde de la hoja que se extiende más allá del troquel y la almohadilla de presión, lo que hace que se doble sobre el extremo del troquel.

4.4.2.4 Doblado con rodillo.

Este método permite doblar láminas de metal en rollos, tubos, conos o formas curvas. Este exclusivo proceso de formación de láminas de metal utiliza juegos de rodillos que alimentan (y doblan) el material de metal a la curvatura deseada.

4.5 Capítulo V: Máquinas eléctricas

4.5.1 *Generador Eléctrico*

Los generadores eléctricos son aparatos que convierten la energía mecánica en energía eléctrica. La energía mecánica, a su vez, se produce a partir de la energía química o nuclear con varios tipos de combustible, o se obtiene a partir de fuentes renovables como el viento o los saltos de agua. Las turbinas de vapor, los motores de combustión interna, las turbinas de combustión de gas, los motores eléctricos, las turbinas de agua y de viento son los métodos comunes que proporcionan energía mecánica para este tipo de dispositivos (Larios Hernández y Padilla García, 2016).

4.5.1.1 Tipos de generadores eléctricos

Existen varios tipos de generadores eléctricos que aprovechan diferentes tipos de energía para de esta forma obtener la energía mecánica para posteriormente transformarla en energía eléctrica, a continuación, se describen algunos tipos de generadores:

- **Generador nuclear:** dentro de las plantas nucleares para la obtención de la energía eléctrica se produce a través de la fusión de átomos de uranio mediante varios procesos reactivos.
- **Generador solar:** se realiza el proceso de transformación de los rayos solares en energía eléctrica por medio de la ayuda de módulos fotovoltaicos ubicados en lugares donde la radiación puede ser mayormente aprovechada.
- **Generador eólico:** los generadores eólicos aprovechan la energía del viento para poder obtener una energía mecánica que posteriormente será transformada en energía eléctrica.
- **Generador hidráulico:** las centrales hidroeléctricas usan la fuerza que posee el fluido de un río al llenar una presa para de esta forma aprovechar esta energía para la producción de energía eléctrica.
- **Generador termoeléctrico:** se hace uso de la fuerza que se gana por la combustión de combustibles fósiles para poder calentar líquidos y con ellos se produzca gas que permitirá mover una turbina del generador que se esté empleando.
- **Generador mareomotriz:** se aprovecha el movimiento constante que tiene el mar para poder generar energía eléctrica mediante diques con turbinas en su parte inferior.

4.5.2 Máquinas síncronas y asíncronas

4.5.2.1 Máquinas síncronas

Las máquinas síncronas son consideradas como elementos importantes de los sistemas de potencia, considerándose las más comunes y por consiguiente las más importantes de los sistemas de potencia.

Esta máquina es un convertidor de energía conformada por una pieza giratoria de nombre rotor o campo, cuya bobina se excita al aplicarle una corriente continua, y una pieza que se mantiene fija denominada estator o armadura en la cual se encuentre el sistema de bobinado por donde circula corriente alterna.

La construcción de las máquinas síncronas es muy costosa en comparación a los motores de inducción, pero una de las ventajas que poseen las máquinas síncronas es eficacia cuando alcanzan valores altos de la potencia nominal.

4.5.2.2 Máquinas asíncronas

En las máquinas asíncronas la velocidad angular del rotor es menor a la velocidad angular del campo eléctrico, esto se debe a que hay un pequeño desfase de las velocidades.

Las llamadas “*Máquinas Asíncronas*”, basan su funcionamiento en la posibilidad de producir un “campo magnético giratorio” a partir de la circulación de un sistema trifásico equilibrado de corrientes por un devanado trifásico con un desfase geométrico de 120° entre sus tres fases.

La diferencia de la máquina asíncrona con los demás tipos de máquinas se debe a que no existe corriente conducida a uno de los arrollamientos. La corriente que circula por uno de los devanados (generalmente el que está situado en el rotor), se debe a la *fem* inducida por la acción del flujo del otro, y por esta razón se denomina “máquinas de inducción”. También recibe el nombre de “máquinas asíncronas” debido a que la velocidad de giro de la máquina no es la de sincronismo impuesta por la frecuencia de la red y por el número de pares de polos. Para determinar la potencia mecánica que posee una máquina se usa la **Ecuación** (43) misma que describe lo siguiente:

$$Pot = \frac{P_{util}}{\eta} \quad (43)$$

Donde:

Pot = Potencia mecánica [W]

P_{util} = Potencia de la máquina [W]

η = Rendimiento

4.5.3 *Generadores síncronos*

Estos generadores operan bajo la ley de Faraday, es decir, si el flujo proporcionado por el rotor es cambiante en el tiempo y eslabona una bobina, se tiende a inducir un voltaje.

La energía eléctrica se obtiene principalmente de generadores síncronos, estos también pueden funcionar como motores síncronos, estos generadores se denominan de esta manera dado que el rotor de la máquina gira a la misma velocidad que el campo giratorio del estator, es decir, funcionan trabajan en sincronismo.

Si se desea alimentar a la red principal de suministro eléctrico, se suele montar varios generadores en paralelo. La cantidad de generación dependerá de la demanda que se tenga en la red, es decir, si la demanda es alta el sistema de generación pondrá en funcionamiento más generadores.

4.5.4 *Almacenamiento de energía eléctrica*

El crecimiento continuo de los generadores de energía renovable requiere nuevas regulaciones y métodos de control. El suministro eléctrico proveniente de fuentes no

convencionales puede fluctuar, por lo que los sistemas de almacenamiento son fundamentales para proporcionar un suministro continuo de energía cuando se necesita durante todo el día.

4.5.4.1 Baterías

La batería común consta de celdas arregladas en serie y paralelo, con dos electrodos llamados ánodo (-) y cátodo (+), además de un electrolito. Las baterías reciben electricidad de la red eléctrica, directamente de una fuente de energía renovable, y posteriormente la almacenan como corriente para luego liberarla cuando se necesita. Existen varios tipos de baterías en base a sus elementos de fabricación, en la **Tabla 3** se presenta una comparativa de cada una de ellas.

Tabla 3

Tipos de baterías

Especificaciones	Plomo (Pb)	Níquel-Cadmio (Ni-Cd)	Níquel-metalhidruro (Ni-MH)	Ion de Litio (Li-ion)
Energía/peso [Wh/kg]	20 – 40	20 – 40	30 – 80	100 – 250
Energía/volumen [Wh/l]	40 – 100	50 – 150	140 – 300	200 – 620
Vida útil [años]	4 – 5	2 – 3	2 – 4	7
Número de ciclos de carga	400 – 1200	1500	500 – 1200	1200
Voltaje por pila [V]	2.1	1.2	1.2	3.6 o 3.7

Fuente: (Parrado Gutiérrez y Sanguino Peña, 2021).

De acuerdo con Mejía y Londoño (2011) menciona que “Una de las tecnologías más empleadas y con más desarrollo para gran almacenamiento de energía para ser integradas con renovables son las baterías Plomo-Ácido, las cuales son de bajo costo, poseen baja densidad de energía y limitada vida útil”. Por lo tanto, las baterías presentan una gran ventaja dentro del sector energético al tener mejores relaciones de costo-efectividad.

4.5.4.2 Condensadores

Son elementos de almacenamiento de energía con alta densidad de potencia, sin embargo, es necesario tomar en cuenta factores como la eficiencia, la vida útil y capacidad de carga/descarga. Los condensadores suministran la energía muy rápidamente pero el principal inconveniente de los condensadores es que no pueden almacenar una gran cantidad de carga

como las baterías. De acuerdo con Mejía y Londoño (2011) manifiesta que se han venido realizando estudios de una nueva clase llamada Ultra-capacitores, teniendo más ventaja de sus predecesores.

4.5.5 Inversores eléctricos

Un inversor de corriente es un dispositivo electrónico cuya función es cambiar un voltaje de entrada de corriente continua a una salida de corriente alterna con la magnitud y frecuencia a la cual se desea trabajar.

Estos dispositivos son empleados en una gran variedad de dispositivos o circuitos que van desde una alimentación para ordenadores hasta en aplicaciones industriales en las que se necesita una fuente de alimentación diferente a la que se dispone.

Tenemos diferentes tipos de inversores como:

- Inversores modulados por ancho de pulsos.
- Inversores de onda cuadrada.
- Inversores monofásicos con cancelación de voltaje.

4.5.6 Rectificadores eléctricos

Los rectificadores son circuitos encargados de convertir la corriente alterna en corriente continua mediante un proceso denominado rectificación. Los comúnmente construidos son los que cuentan con diodos o con tiristores los que permiten el flujo de corriente unidireccional.

El proceso consiste en hacer pasar la corriente alterna por diodos produciendo una forma de onda de corriente que ya no tiene flujo de corriente negativo y actúa como corriente continua.

Algunas aplicaciones, como los cargadores de baterías, es necesario que el voltaje de alimentación de CC sea controlable. El proceso de conversión de CA a CC controlado se consigue con la ayuda de convertidores controlados por fases y de frecuencia de línea por medio de tiristores (Ned et al., 2009).

4.6 Capítulo VI: Método de validación

Para que el proyecto tenga una correcta validación se debe tomar en cuenta el comportamiento que tiene el diseño al estar sometida a diferentes pruebas y condiciones a las cuales puede llegar a trabajar y con ello poder tomar datos que permitan tener una mejor perspectiva del funcionamiento en varios escenarios.

4.6.1 Muestreo

Se recolectarán los datos relevantes que permitan conocer el comportamiento de la curva al entrar en funcionamiento. Estos datos deben ser claros y precisos para que puedan ser

trabajados mediante tablas, gráficas o esquemas que detallen de mejor manera los resultados que se tuvieron.

4.6.2 *Ajuste de curva*

Este método permite construir una curva o función matemática que ajusta con mayor exactitud los datos que se recolectaron al analizar el funcionamiento de una máquina como lo es el presente proyecto de una rueda hidráulica.

Los datos que se recolectarán serán de mucha importancia para saber en cuales condiciones funciona mejor el proyecto y poder jugar con los diferentes escenarios en los cuales se puede someter a prueba y se pueda tener una mejor eficiencia del diseño.

4.6.3 *Diseño experimental*

Es el proceso de llevar a cabo una investigación de manera objetiva y controlada de manera que se maximice la precisión y se puedan extraer conclusiones específicas con respecto a una declaración de hipótesis. Generalmente, el propósito es establecer el efecto que tiene un factor o variable independiente sobre una variable dependiente.

5. Metodología

5.1 Equipos y materiales

5.1.1 Equipos

- Mecanizado.
 - Torno convencional
 - Fresadora convencional
 - Dobladora
 - Taladro
- Herramientas.
 - Flexómetro
 - Escuadras
 - Multímetro
 - Pinza de presión
 - Destornilladores
 - Alicates
 - Tijeras metálicas

5.1.2 Materiales

- Recursos tecnológicos.
 - Inventor Profesional 2019
 - Excel
 - Word
 - Xflow simulation 2019
 - Matlab 2021
 - Zoom
 - AutoCAD 2021
- Recursos educativos.
 - Laboratorios
 - Tutor de trabajo
 - Libros de diseño mecánico
 - Libros de resistencia de materiales

5.2 Procedimiento

En el trabajo se usaron definiciones y características de cada uno de los componentes de construcción, lo cual permitió al final, realizar las pruebas de campo donde se recolectaron

datos e información para caracterizar el sistema. Por tal razón, la investigación es de enfoque mixto dado que se trabajó con teoría de los elementos que conforman el proyecto y recolección de datos, tanto para el diseño como para la elaboración de resultados obtenidos.

Por otro lado, el tipo de investigación que se desarrolla es de manera descriptiva – aplicada, dado que se explica los componentes que tendrá el diseño planteado, y de igual manera se da a conocer las características que tendrán los elementos mecánicos y la validación de este.

5.2.1 Primer objetivo

Para cumplir con el primer objetivo denominado: Diseñar una rueda hidráulica de chorro superior que permita generar 100 vatios de energía eléctrica. Se sigue el siguiente procedimiento.

Primer paso:

Se realiza una investigación de los aspectos necesarios para el diseño de una rueda hidráulica de chorro superior. Esto se logra analizando múltiples proyectos de tesis, libros y artículos científicos.

El objetivo es identificar la opción que mejor optimice los resultados esperados y la eficiencia que se genere. Además, se formulan propuestas sobre el diseño que puede tener la rueda hidráulica en lo que respecta a las dimensiones, la forma del cangilón y la cantidad óptima de los cangilones que se puede implementar en el proyecto.

Segundo paso:

Se determina las transmisiones más idóneas para la transferencia de potencia generada por la rueda hidráulica. Se realizan diferentes propuestas sobre los tipos de transmisiones que pueden ayudar a mejorar significativamente el funcionamiento de la rueda en relación con el micro-generador.

Tercer paso:

Se propone usar un micro-generador que aproveche la mayor cantidad de energía mecánica que entregue la rueda hidráulica. El micro-generador a implementar debe tener una alta eficiencia y, sobre todo, que permita alcanzar los resultados que se pretenden obtener para que el sistema de generación funcione de una manera adecuada con los recursos que se dispongan.

El proceso para llevar a cabo el objetivo 1 se puede observar en la **Figura 14**.

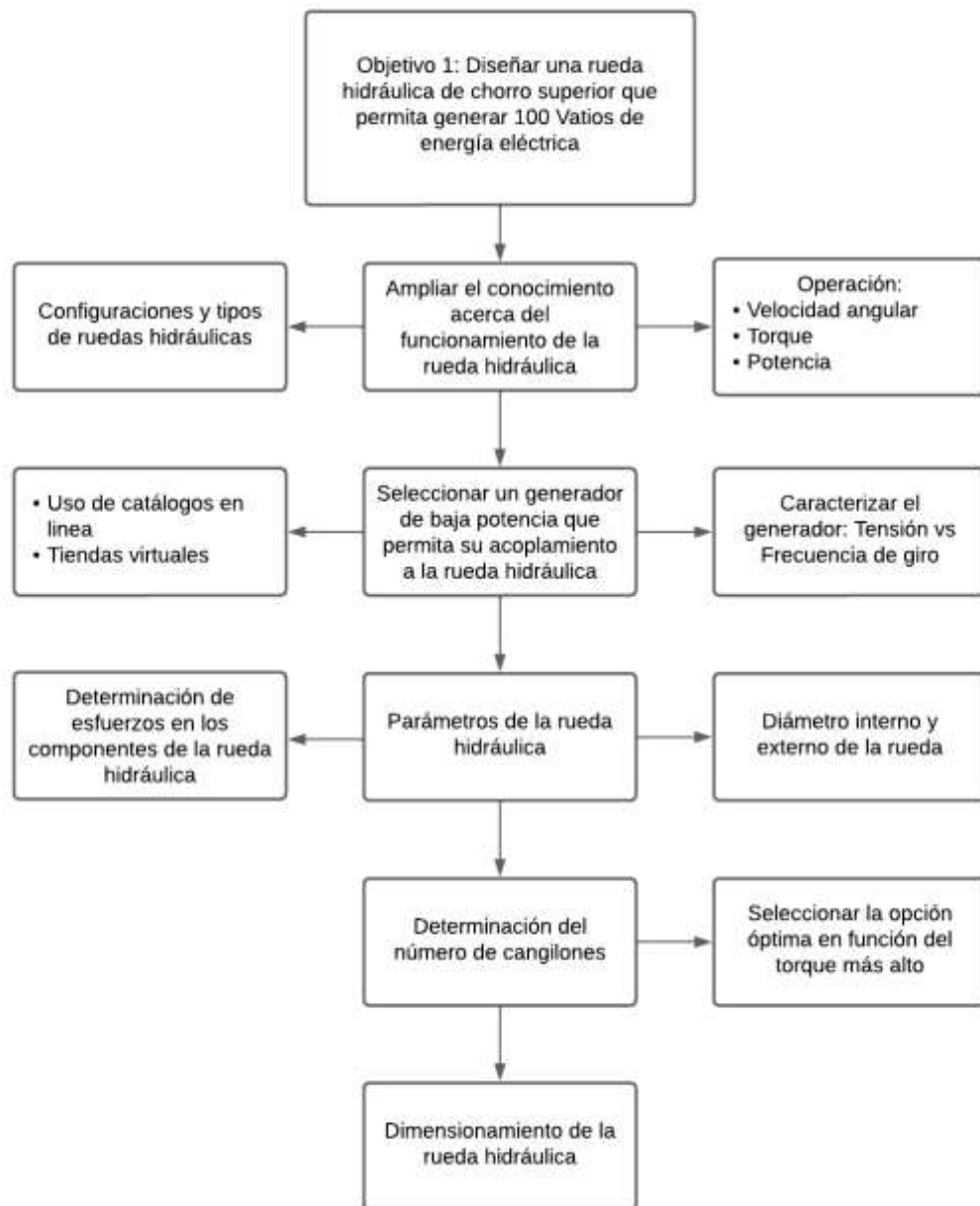


Figura 14. Proceso para el desarrollo del objetivo 1.

Fuente: Grupo de trabajo.

5.2.2 Segundo objetivo

Seguidamente, para cumplir con el segundo objetivo denominado: Dimensionar y seleccionar los sistemas auxiliares del equipo. Se procede a seleccionar los materiales que mejor se ajusten al proyecto que se va a diseñar y construir.

Para la adquisición del material de construcción, se desarrollaron cálculos basándose en los datos técnicos de los materiales disponibles para que de esta manera se pueda determinar qué material puede ser el más adecuado para soportar ciertas cargas, acoplarse al mecanismo

y, sobre todo, que pueda ser mecanizado con las herramientas y equipos que se disponen en el taller mecánico.

Para el diseño de planos y más componentes que son fundamentales para el proceso constructivo, se opta por utilizar softwares como AutoCad, Inventor, XflowSimulation y MathCad, los cuales permiten desarrollar la planimetría de una manera fácil y rápida.

El proceso para llevar a cabo el objetivo 2 se puede observar en la **Figura 15**.

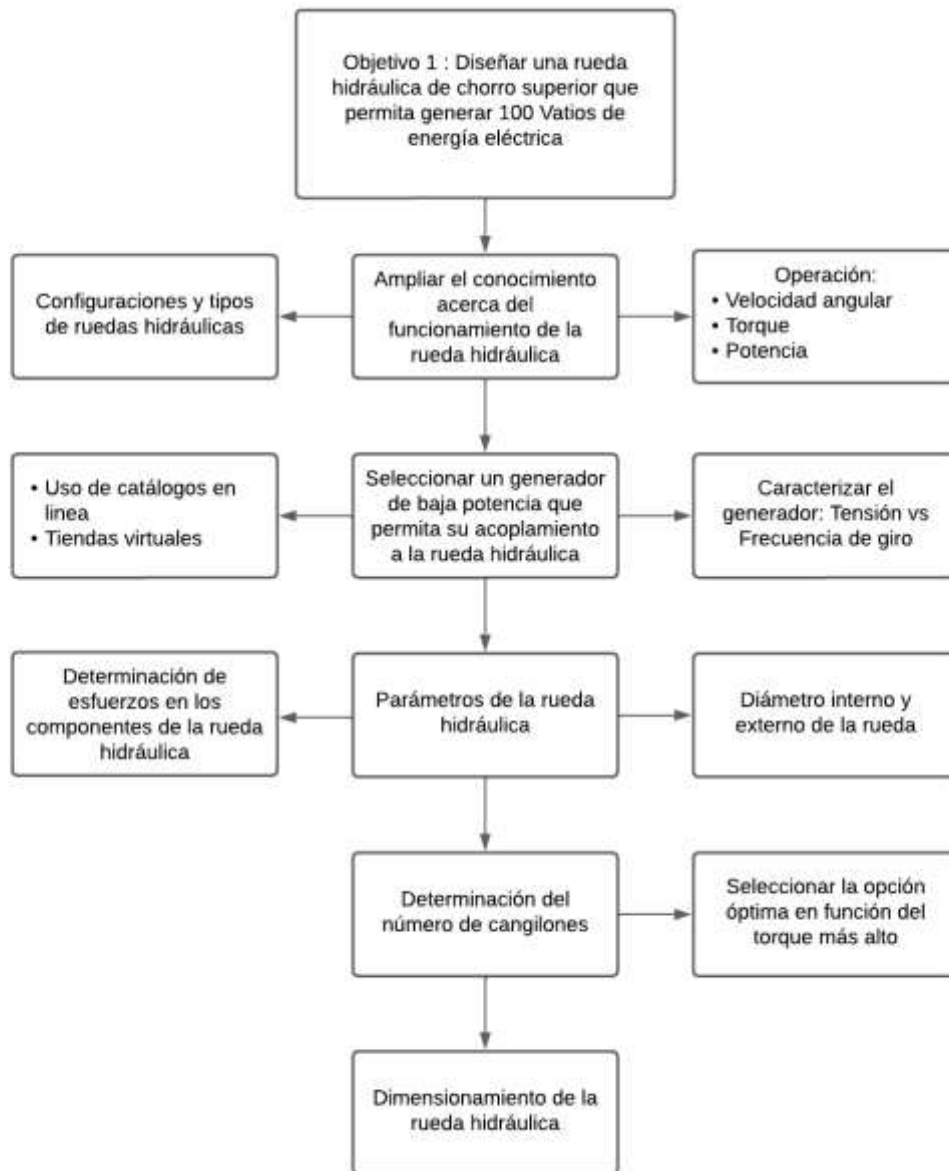


Figura 15. Proceso para el desarrollo del objetivo 2.

Fuente: Grupo de trabajo.

5.2.3 Tercer objetivo

El proceso constructivo se lo desarrolla de manera cronológica, empezando por el elemento motor que es la rueda hidráulica, la misma que se construye a partir de diseños ya elaborados y materiales disponibles en el mercado.

Para el sistema de transmisión de potencia y multiplicación de velocidad se trabaja con los elementos mecánicos más apropiados, como es el caso de engranajes y poleas, ya que permiten realizar relaciones de transmisión con los elementos más accesibles en el mercado.

El mecanizado de los diferentes elementos que conforman el proyecto depende del lugar donde son implementados y de la disponibilidad de los materiales en el medio.

Todos los mecanizados y trabajos desarrollados darán como resultado final el proyecto de diseño y construcción de una rueda hidráulica que servirá como máquina motora para la generación de energía eléctrica.

El proceso para llevar a cabo el objetivo 3 se puede observar en la **Figura 16**.

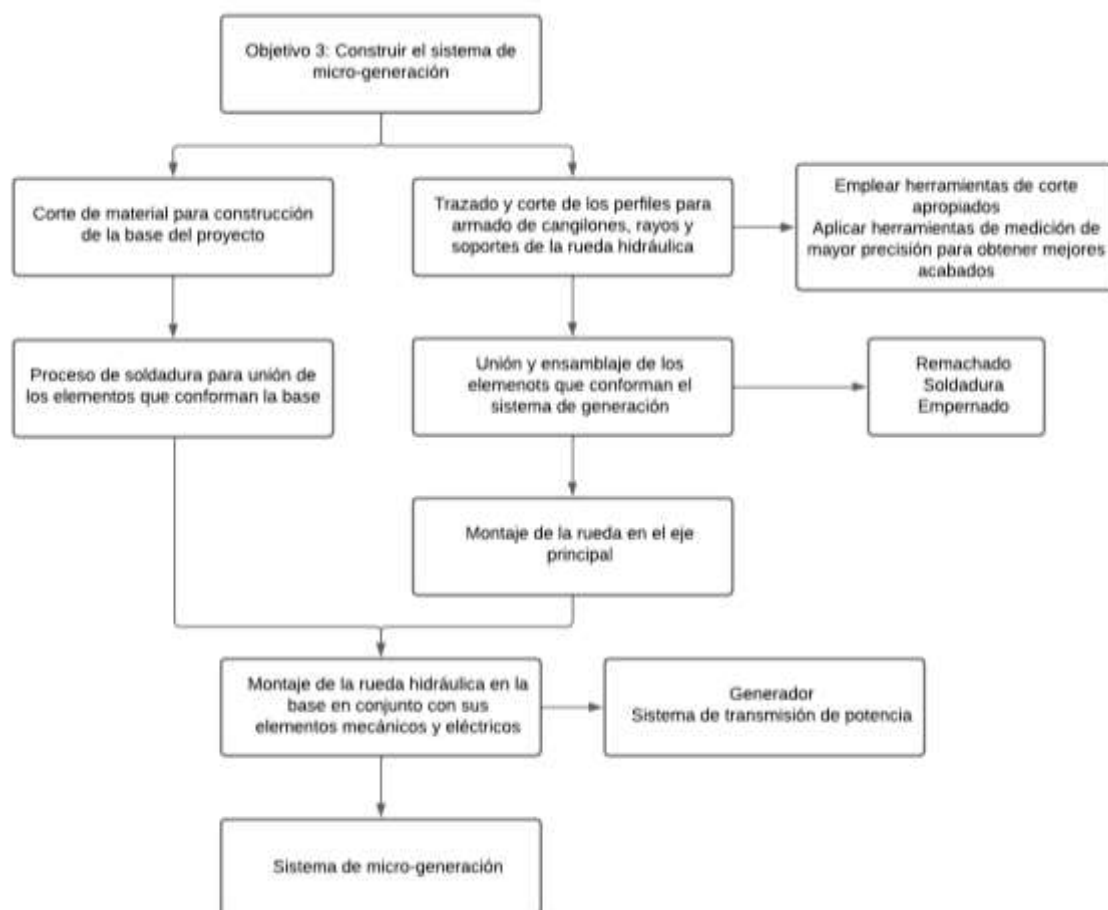


Figura 16. Proceso para el desarrollo del objetivo 3.

Fuente: Grupo de trabajo.

5.2.4 Cuarto Objetivo

En primer lugar, se determina el caudal que será suministrado a la rueda hidráulica. Esta medición es fundamental, ya que el caudal es un factor clave en el cálculo de la potencia generada por la rueda. A continuación, se procede a medir la altura de caída del agua. Este parámetro se refiere a la distancia vertical desde el punto de salida del agua de la tubería hasta que choca con el cangilón de la rueda.

Se analizan y registran los datos obtenidos durante el funcionamiento de la rueda, lo que permitirá evaluar el desempeño del sistema de generación y con ello habría la posibilidad de realizar mejoras o ajustes en caso de ser necesario.

La alimentación del caudal que recibe la rueda se logra con el uso de una bomba de succión la cual permite bombear el agua desde el cauce de un río hasta la descarga de esta en la parte superior de la rueda hidráulica.

El proceso para llevar a cabo el objetivo 4 se puede observar en la **Figura 17**.

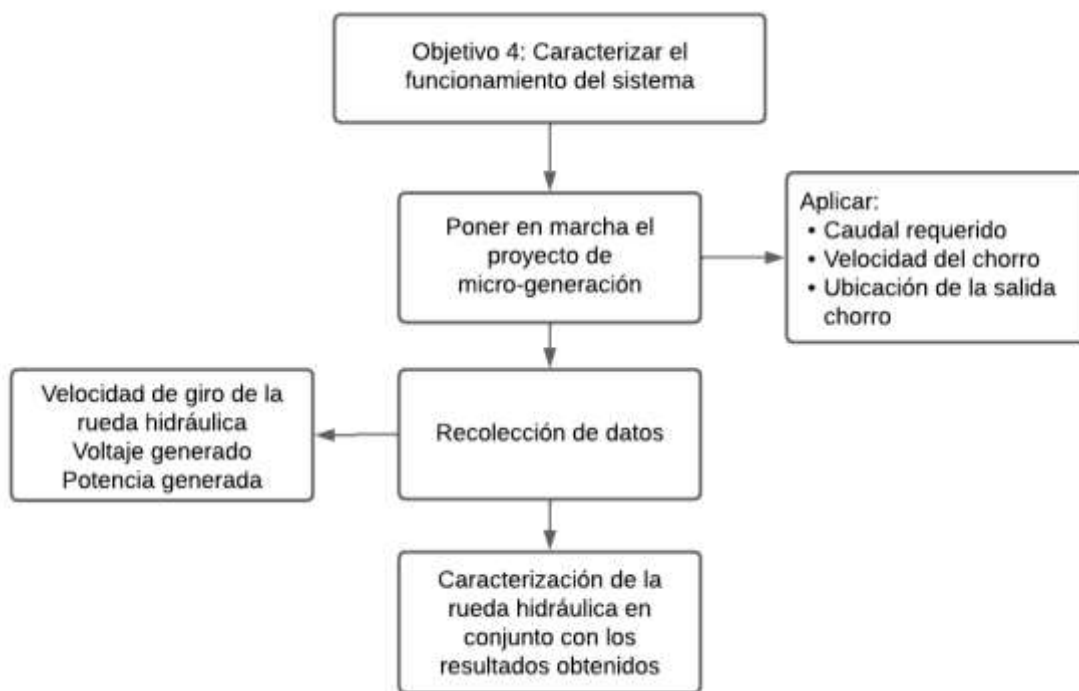


Figura 17. Proceso para el desarrollo del objetivo 4.

Fuente: Grupo de trabajo.

6. Resultados

A continuación, se exponen los diferentes procesos considerados para diseñar la rueda hidráulica de chorro superior, su construcción y posterior validación. Este proceso se descompone en tres partes:

La primera parte está basada en el diseño conceptual y detallado de la rueda hidráulica. Los proyectos que se han desarrollado en tesis, artículos y libros sirven como base para la toma de decisiones, puesto que los resultados obtenidos mediante la aplicación de normativas, metodologías y experimentación en estos estudios facilitan una idea clara de los elementos necesarios para construir el sistema de generación.

La segunda parte detalla el proceso constructivo del proyecto como tal, hasta obtener finalmente el sistema de micro-generación a través del accionamiento de una rueda hidráulica acoplada a un micro-generador mediante el aprovechamiento de la energía cinética y potencial del flujo de agua.

Finalmente, como tercera parte, se realiza la validación de los resultados obtenidos en campo al compararlos con los datos que se obtuvieron mediante cálculo analítico y simulaciones en softwares.

6.1 Propuesta general de diseño

Para el diseño de una rueda hidráulica se deben tomar en cuenta diversos factores que influyen considerablemente en su construcción, implementación y puesta en marcha. Es por ello que se debe basar en resultados de tesis, proyectos o trabajos que ya han sido estudiados, para de esta manera tener una perspectiva de cual podría ser el mejor diseño a implementar.

De igual manera, se consideró la disponibilidad de los componentes esenciales que necesita el proyecto para ser construido. El principal elemento, como lo es el micro-generador, fue pedido mediante una tienda virtual la cual permitió realizar la compra del producto en el país de Estados Unidos y mediante un LAARCOURIER EXPRESS se logró importar hasta la ciudad de Loja.

6.1.1 Selección del tipo de rueda hidráulica

El diseño que se implementó se basó en propuestas realizadas mediante el análisis de resultados, tipos, formas y más características de proyectos, trabajos, libros y tesis que han pasado por pruebas de campo y cuyos resultados son esenciales al proponer diseños parecidos al presente proyecto de investigación.

A continuación, se describen las partes que componen una rueda hidráulica y se propone desarrollar dichos elementos con ciertas características elementales con el fin de que el proyecto sea lo más eficiente posible.

6.1.1.1 Diámetro de la rueda

La disposición de proyectos con diseños parecidos al desarrollado permite tener una idea de la dimensión que puede tener una rueda hidráulica según el propósito para el cual es construida. Por tal razón, en la **Tabla 4** se presenta el valor de los diámetros exteriores de dos proyectos que utilizan una rueda hidráulica para distintos fines.

Tabla 4

Proyectos de tesis sobre ruedas hidráulicas

Características de ruedas hidráulicas	
Autor(es)	Diámetro de la rueda hidráulica
Juan Carlos Solórzano	1.5 metros
Luis Enríquez	
Claudio Quevedo	2 metros
Marco Saritama	



Figura 18. Proyectos de tesis de ruedas hidráulicas.

Fuente: Juan, Luis, Claudio y Marco.

Debido a que el proyecto servirá como un diseño que ayudará a sentar bases fundamentales sobre el proceso constructivo, análisis de comportamientos de funcionamiento y pruebas de campo, no será necesario construirla con una gran dimensión.

6.1.1.2 Forma de cangilón

El cangilón de la rueda hidráulica es el encargado de almacenar el agua por un determinado tiempo.

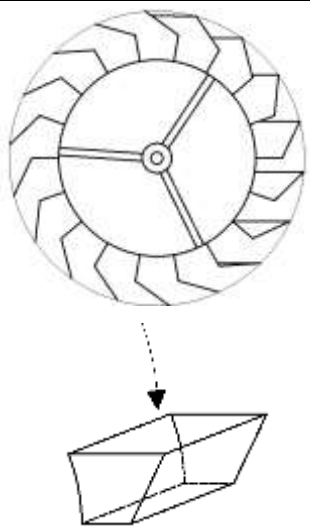
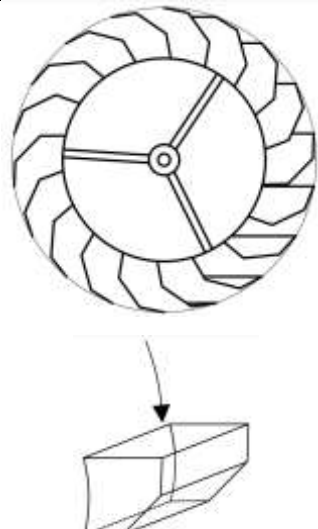
Dependiendo de la forma que tenga el cangilón, variará la cantidad de líquido que pueda almacenar. Por tal razón, se toma en cuenta la configuración más apropiada para conseguir el mayor aprovechamiento del fluido para ser suministrada en la rueda.

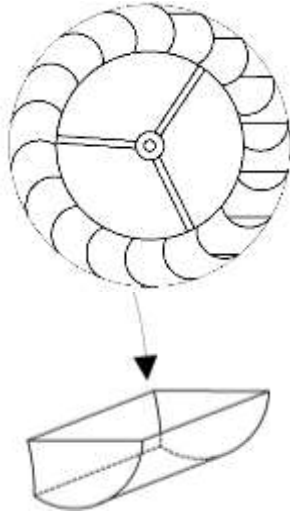
Otro factor que se debe considerar para el diseño de los cangilones es la adaptabilidad que ofrecen al momento de ser montados en la rueda hidráulica, además, se debe considerar el nivel de dificultad que tendrán al momento de su construcción.

Se debe realizar una configuración que capte la mayor cantidad de agua posible y que permita el constante movimiento giratorio de la rueda sin perder la continuidad al momento de que sea alimentada con el caudal correspondiente. Esto ayudará a que el torque se genere sea lo suficiente para que la rueda pueda romper el momento de inercia tanto de sí misma como el que genera las transmisiones de potencia. En la **Tabla 5** se proponen diferentes modelos de cangilones que se pueden usar al momento de diseñar el sistema mecánico.

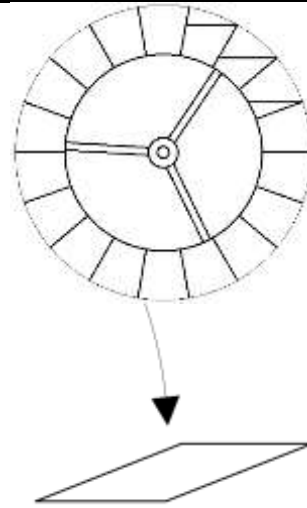
Tabla 5

Diseño de la forma de los cangilones

Forma de cangilones	
	
a) Cangilón con un doblez	b) Cangilón con dos dobleces



c) Cangilón en forma redondeada



d) Cangilón de forma plana

Fuente: Grupo de trabajo.

Para escoger el cangilón adecuado se toma en cuenta la cantidad de agua que pueden almacenar, el proceso constructivo que tienen, la forma en la que se pueden implementar y sobre todo la eficiencia que pueden generar a la rueda.

6.1.1.3 Número de cangilones

Es importante definir el número de cangilones necesarios para la rueda, dado que de esto dependerá el rendimiento que tendrá el sistema a diseñar.

La cantidad de cangilones definirá ciertas características que tendrá la rueda, como lo es la cantidad de agua que se pueda almacenar, el espacio de entrada de líquido que tendrán entre cangilones y el mayor tiempo que pueda mantener el fluido dentro de los mismos. En la **Figura 19** se muestran las características para el sistema de captación de agua para cada uno de los cangilones.

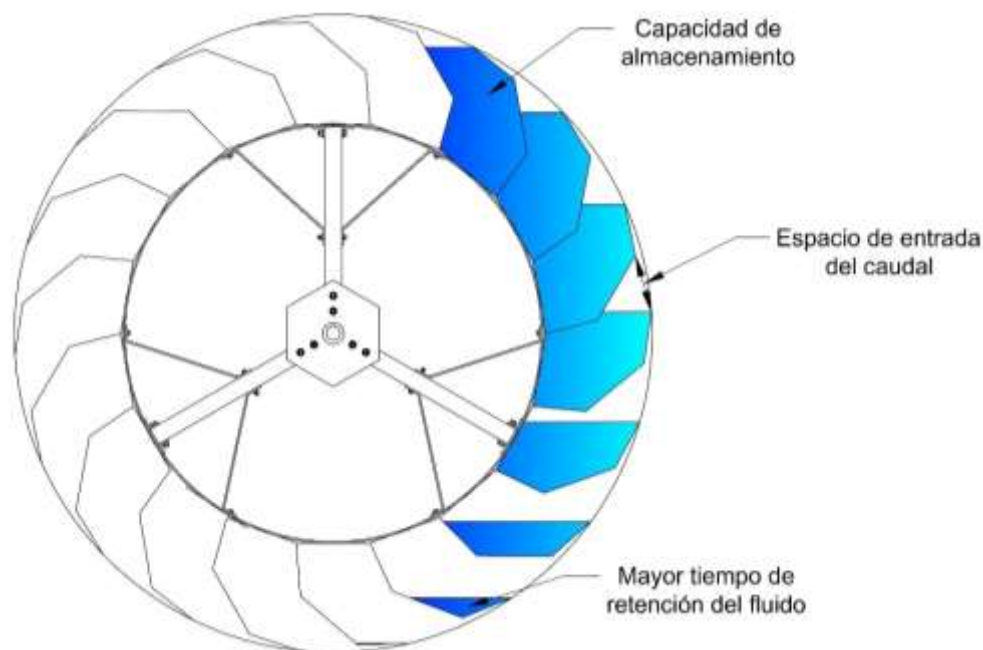


Figura 19. Características de la rueda hidráulica.

Fuente: Grupo de trabajo.

Todas las características permiten aprovechar al máximo el caudal que alimentará al proyecto y sobre todo la energía eléctrica que pueda generar al momento de que se llenen cada uno de los cangilones y a su vez generen el torque que la rueda pueda proporcionar.

6.1.2 Transmisión de potencia

Esta transmisión de potencia puede ser diseñada por engranajes, cadenas o poleas. Cada tipo de transmisión posee su eficiencia, ventajas y desventajas al momento de que se encuentren en funcionamiento.

Los engranajes helicoidales (ver **Figura 20**), dado su diseño por disponer de un ángulo de hélice, proporcionan un contacto más gradual entre los dientes durante el engrane, lo que reduce considerablemente el ruido y las vibraciones en la transmisión. Dada la mayor superficie de contacto entre dientes, permite mejorar la precisión y suavidad de movimiento entre ellos.



Figura 20. Engranajes helicoidales.

Fuente: Grupo de trabajo.

También se cuenta con la transmisión por poleas la cual permite utilizar diferentes combinaciones de diámetros para conseguir las relaciones de velocidad variables entre el eje de entrada y salida. Al igual que la transmisión por engranajes, las poleas tienden a generar menos ruido y vibraciones, lo que permite un funcionamiento más silencioso y suave.

Las poleas (ver **Figura 21**) poseen un diseño simple y no requieren de lubricación frecuente o ajustes complejos, lo que reduce los costos y el tiempo de mantenimiento.



Figura 21. Poleas de aluminio.

Fuente: Grupo de trabajo.

La transmisión por poleas facilita las tareas que requieren de una velocidad y fuerza determinada ya que cuentan con un mecanismo fácil de montar, menos costos de instalación y mantenimiento y sobre todo permiten tener una configuración variable debido a su gran variedad de tamaños en el mercado.

6.1.3 Selección del micro-generador

Un micro-generador eficiente permite garantizar una mejor conversión de la energía disponible aprovechando la mayor cantidad de energía mecánica que produce el sistema energético para convertirla en energía eléctrica.

La eficiencia del micro-generador asegura que se alcance el máximo rendimiento posible en la generación de energía eléctrica, lo que permitirá validar los objetivos planteados y los resultados esperados con una potencia que puede ser alcanzada con facilidad.

Un micro-generador que use imanes permanentes es factible, dado que este tipo de imanes genera un flujo magnético constante que reduce las pérdidas de energía y mejora la eficiencia de la generación eléctrica.

Una de las ventajas de usar imanes permanentes en este tipo de generadores es que los convierte en componentes más livianos y compactos, permitiendo ubicarlos y movilizarlos en lugares y espacios de difícil acceso.



Figura 22. Micro generadores de imanes permanentes.

Fuente: Grupo de trabajo.

6.2 Diseño de la rueda hidráulica y sus componentes

El análisis de las propuestas que se han realizado en el apartado anterior permitió fundamentar la selección de los diferentes parámetros que han demostrado ser eficientes y adecuados para el presente proyecto, logrando así asegurar un diseño óptimo y una implementación exitosa de la rueda hidráulica para micro-generación eléctrica.

A continuación, se realiza el proceso de selección, cálculo analítico y diseño de los componentes que conforma la rueda hidráulica, teniendo en cuenta los diferentes factores que

intervienen en cada uno de ellos como lo es la potencia, frecuencia giro, torque, peso, inercia y más componentes que actúan en el sistema mecánico.

6.2.1 Diámetro y número de cangilones de la rueda hidráulica

Basado en los diámetros que se han propuesto en trabajos anteriores y el propósito por el cual es desarrollado el presente proyecto, se optó por diseñar una rueda hidráulica de un diámetro de 1.5 metros, la cual permite asegurar la eficiencia energética, adecuación del caudal disponible y, sobre todo, la satisfacción de los requerimientos de la potencia necesaria para el proyecto.

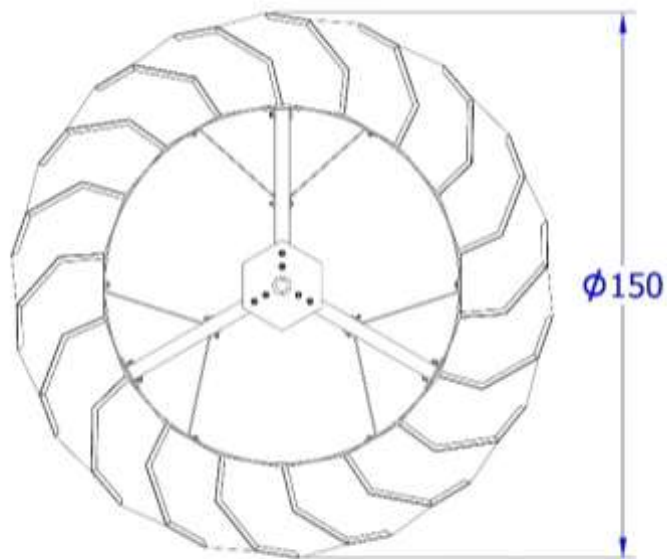


Figura 23. Diámetro de la rueda hidráulica.

Fuente: Grupo de trabajo.

La forma del cangilón se realizó con dos dobleces por la capacidad para capturar una mayor cantidad de agua por más tiempo, reducción de pérdidas, mejora la estabilidad estructural y por su facilidad de fabricación, convirtiéndola así en una elección óptima para maximizar el rendimiento y eficiencia de la rueda hidráulica.

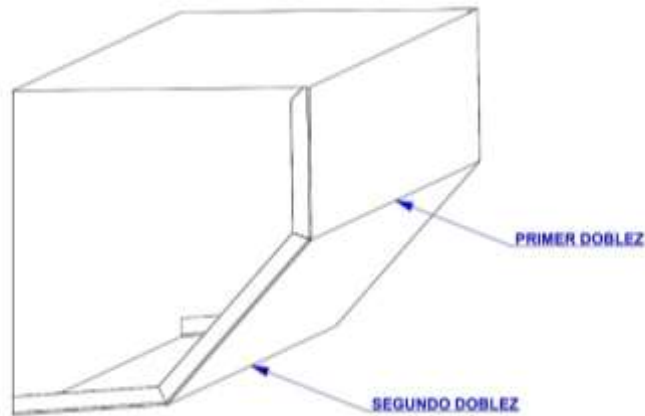


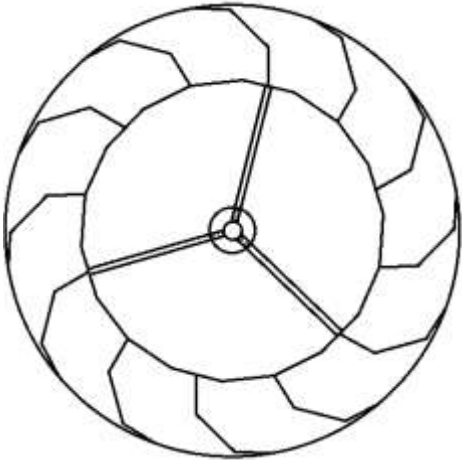
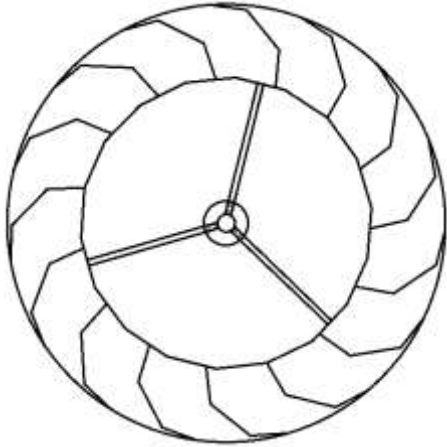
Figura 24. Dobleces del cangilón.

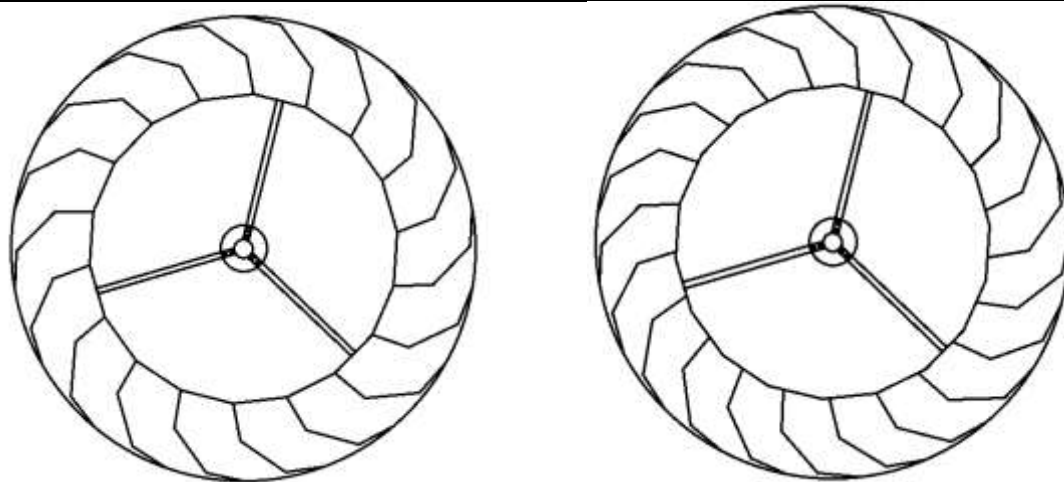
Fuente: Grupo de trabajo.

La optimización del diseño es de vital importancia para maximizar la eficiencia y el rendimiento en sistemas que generan energía hidroeléctrica. Entre los elementos cruciales de estas ruedas se encuentran los cangilones, los cuales desempeñan un papel fundamental en la captación del agua. En este contexto, se ha llevado a cabo un estudio detallado de las diferentes configuraciones de cangilones utilizadas en ruedas hidráulica.

Tabla 6

Configuración de ruedas hidráulicas respecto al número de cangilones

12 cangilones	15 cangilones
	
18 cangilones	21 cangilones



Fuente: Grupo de trabajo.

Se realizó el estudio del comportamiento que tienen las ruedas hidráulicas con respecto al número de cangilones con los cuales han sido configuradas, de tal manera que, mediante gráficas y curvas, se pueda determinar la configuración más factible para el proyecto.

Dadas las diferentes opciones de ruedas con un determinado número de cangilones, se realizó la recolección de datos con respecto a: número de cangilones, volumen ocupado por el fluido, peso, fuerza, distancia del brazo de palanca y torque.

Opción 1

Número de cangilones: 12

En la **Tabla 7** se presentan los diferentes parámetros obtenidos al trabajar con 12 cangilones.

Tabla 7

Torque obtenido para 12 cangilones

Posicionamiento del Cangilón	Área [cm ²]	Profundidad [cm]	Volumen [cm ³]	Peso [kg]	Fuerza [N]	Distancia [cm]	Torque [Nm]
1	729.91		14598.20	14.60	143.21	34.89	49.97
2	630.52		12610.40	12.61	123.71	55.25	68.35
3	521.70	20	10434.00	10.43	102.36	59.73	61.14
4	349.95		6999.00	7.00	68.66	46.38	31.84
5	92.73		1854.60	1.85	18.19	26.26	4.78
Total							216.07

Fuente: Grupo de trabajo.

Opción 2

Número de cangilones: 15

En la **Tabla 8** se presentan los diferentes parámetros obtenidos al trabajar con 15 cangilones.

Tabla 8

Torque obtenido para 15 cangilones

Posicionamiento del Cangilón	Área [cm ²]	Profundidad [cm]	Volumen [cm ³]	Peso [kg]	Fuerza [N]	Distancia [cm]	Torque [Nm]
1	598.58		11971.60	11.97	117.44	31.52	37.02
2	553.94		11078.80	11.08	108.68	50.50	54.88
3	519.19		10383.80	10.38	101.87	59.83	60.95
4	455.83	20	9116.60	9.12	89.43	58.43	52.26
5	307.74		6154.80	6.15	60.38	46.38	28.00
6	93.09		1861.80	1.86	18.26	34.03	6.22
7	5.66		113.20	0.11	1.11	12.21	0.14
Total							239.46

Fuente: Grupo de trabajo.

Opción 3

Número de cangilones: 18

En la **Tabla 9** se presentan los diferentes parámetros obtenidos al trabajar con 18 cangilones.

Tabla 9

Torque obtenido para 18 cangilones

Posicionamiento del Cangilón	Área [cm ²]	Profundidad [cm]	Volumen [cm ³]	Peso [kg]	Fuerza [N]	Distancia [cm]	Torque [Nm]
1	507.90		10158.00	10.16	99.65	29.29	29.19
2	486.27		9725.40	9.73	95.41	46.36	44.23
3	468.63		9372.60	9.37	91.95	57.36	52.74
4	449.98	20	8999.60	9.00	88.29	61.12	53.96
5	411.37		8227.40	8.23	80.71	57.11	46.09
6	274.79		5495.80	5.50	53.91	46.64	25.15
7	93.09		1861.80	1.86	18.26	34.03	6.22
8	12.49		249.80	0.25	2.45	16.75	0.41
Total							257.98

Fuente: Grupo de trabajo.

Opción 4

Número de cangilones: 21

En la **Tabla 10** se presentan los diferentes parámetros obtenidos al trabajar con 21 cangilones.

Tabla 10

Torque obtenido para 21 cangilones

Posicionamiento del Cangilón	Área [cm ²]	Profundidad [cm]	Volumen [cm ³]	Peso [kg]	Fuerza [N]	Distancia [cm]	Torque [Nm]
1	440.78		8815.60	8.82	86.48	27.73	23.98
2	429.82		8596.40	8.60	84.33	43.02	36.28
3	420.60		8412.00	8.41	82.52	54.25	44.77
4	411.34		8226.80	8.23	80.70	60.44	48.78
5	399.68	20	7993.60	7.99	78.42	61.11	47.92
6	376.34		7526.80	7.53	73.84	54.91	40.54
7	247.94		4958.80	4.96	48.65	44.85	21.82
8	93.09		1861.80	1.86	18.26	34.04	6.22
9	18.28		365.60	0.37	3.59	19.90	0.71
Total							271.02

Fuente: Grupo de trabajo.

A continuación, se realiza una comparación entre los resultados de las diferentes propuestas de ruedas hidráulicas que se realizaron con el fin de generar curvas que permitan determinar la mejor opción para el número de cangilones a implementar, esto con el propósito de que el sistema capte la mayor cantidad de agua y se genere el torque suficiente que necesita el mecanismo.

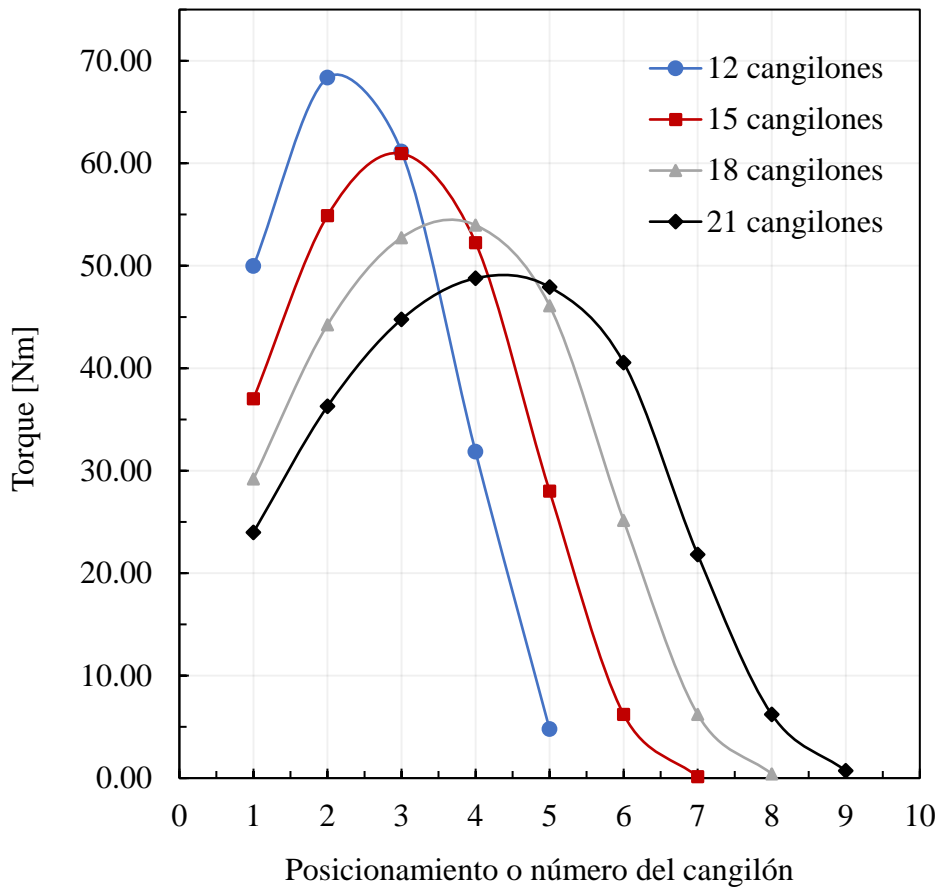


Figura 25. Relación del Torque – Posición del Cangilón

Fuente: Grupo de trabajo.

Cuando se reduce el número de cangilones se observa en la **Figura 25** que inicialmente tiene un torque máximo. Sin embargo, a medida que la rueda comienza a girar, se evidencia una disminución rápida del torque, lo que resulta en una pérdida acelerada de potencia a medida que la rueda continúa girando.

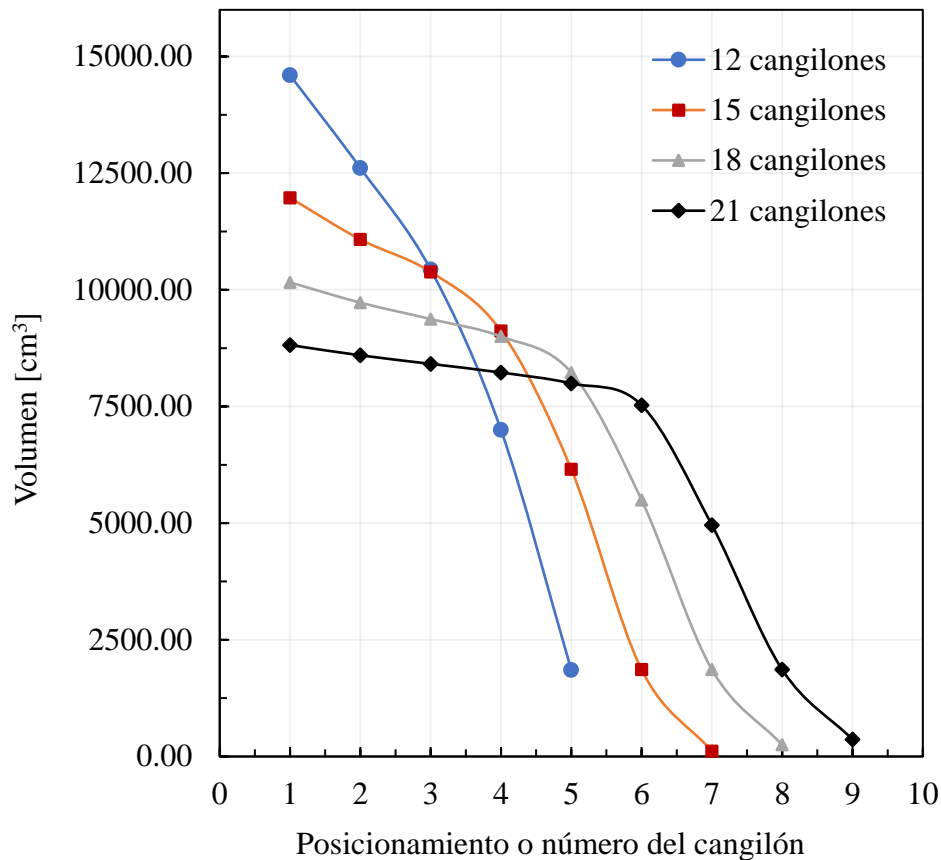


Figura 26. Relación Volumen – Posición del cangilón

Fuente: Grupo de trabajo.

La **Figura 26** ilustra que, al aumentar la cantidad de cangilones, el volumen de agua contenido en ellos se mantiene durante un período más prolongado. Sin embargo, esto conlleva a que la cantidad de agua retenida en cada cangilón sea menor, lo que resulta en una generación insuficiente de torque.

Basándose en los resultados obtenidos a través del análisis de las configuraciones de ruedas hidráulicas con variaciones en el número de cangilones, se determina que la opción óptima para el diseño será:

- Diámetro externo: 1.5 m
- Diámetro interno: 1 m
- Número de cangilones: 18
- Cantidad de dobleces del cangilón: 2

6.2.2 Profundidad del cangilón

Para determinar este parámetro del cangilón se realizó un proceso iterativo en función de la profundidad, con el fin de escoger la dimensión que genere el torque suficiente para accionar el sistema de transmisión de potencia y este a su vez al micro-generador que se implementó.

6.2.2.1 Programación iterativa en Matlab

Este proceso iterativo se desarrolló en el software Matlab gracias a los distintos comandos que permiten realizar cálculos con respecto a distintas variables que se desean determinar.

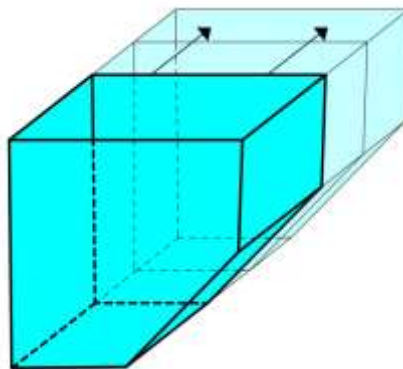


Figura 27. Variación de la profundidad del cangilón.

Fuente: Grupo de trabajo.

Para realizar el código del proceso iterativo, se basó en diferentes ecuaciones que permitieron determinar ciertas características que son de vital importancia para entender el comportamiento que tendrá la rueda hidráulica al momento de entrar en funcionamiento.

Las fórmulas con las que se trabajó la programación hacen referencia a:

- Torque generado por la rueda hidráulica.
- Velocidad angular y frecuencia de giro que se produce.
- Potencia obtenida al encontrarse trabajando en óptimas condiciones.

Es así que, las operaciones son presentadas en las **Ecuaciones** (44), (45), (46), (47) y (48) respectivamente.

$$\tau = F * d \quad (44)$$

$$\tau = \frac{I * \omega^2}{2} \quad (45)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{2 * \tau}{I}} \quad (46)$$

$$n = \frac{\omega * 30}{\pi} \quad (47)$$

$$P_{ot} = \tau * \omega \quad (48)$$

Donde:

τ = Torque [Nm]

I = Inercia [kg * m²]

ω = Velocidad angular [rad/s]

F = Fuerza [N]

d = Distancia [m]

n = Frecuencia de giro [rpm]

P_{ot} = Potencia [W]

El script de Matlab se inicia implementando los comandos de configuración para el entorno, tales como:

- `'format short'` para establecer un formato de salida numérica.
- `'clc'` limpiar la ventana de comandos.
- `'clear all'` eliminar todas las variables del espacio de trabajo.

Seguidamente, se ingresan los parámetros conocidos, tales como: los valores de las áreas mojadas que tiene cada cangilón, la distancia de los brazos de palanca y los radios que hay entre el centroide del cangilón. Posteriormente, se declaran seis matrices en las que se inicializan con un valor de 0. Esto servirá para almacenar los datos que se generan al momento de ejecutar el programa. Entre las variables que se determinan son:

- Frecuencia de giro (**n_r**)
- Profundidad del cangilón (**profun_r**)
- Potencia generada (**potencia_r**)
- Caudal (**caudal_r**)
- Torque (**torque_r**)
- Inercia (**inercia_r**)

Así mismo, se implementa el comando *for* para realizar un ciclo cerrado, lo cual va variando la profundidad del cangilón de 1 cm a 15 cm, logrando evaluar los parámetros durante el almacenamiento de agua. Es importante destacar que todos los datos están en unidades de

centímetros [cm], por lo que se utilizan factores de conversión de unidades para obtener un cálculo consistente y compatible. Por lo tanto, el script se presenta de la siguiente manera:

```
format short; clc; clear all;

%Ingreso los parámetros conocidos
areas=[507.90; 486.27; 468.63; 449.98; 411.37; 274.79; 93.09; 12.49]; % en cm^2
brazos=[28.9; 46.16; 57.35; 61.21; 57.3; 46.63; 34.04; 16.77]; % en cm
radios=[62.2; 61.7; 61.25; 61.21; 61.09; 62.74; 68.84; 72.97]; % en cm

%Declaro cinco matrices (vectores) iniciado con un valor de 0
n_r=[0]; % Frecuencia de giro [rpm]
profun_r=[0]; % Profundidad del cangilón [cm]
potencia_r=[0]; % Potencia Generada [W]
caudal_r=[0]; % Caudal [m^3/min]
torque_r=[0]; % Torque [Nm]
ineracia_r=[0]; % Inercia [kg*cm^2]

%El ciclo "for" evalúa la profundidad del cangilón en un intervalo de 1 a 15 cm
for profundidad=1:15

    torque=profundidad*9.81*sum(areas.*brazos)/100000;
    inercia=9.37+1.825*profundidad*(0.09125+0.34285);
    w=sqrt(2*torque/inercia);
    n=w*30/pi();
    profun_r=[profun_r,profundidad];
    pot=torque*w;
    caudal_max=18*areas(1)*profundidad*n/1000000;
    n_r=[n_r,n];
    potencia_r=[potencia_r, pot];
    caudal_r=[caudal_r,caudal_max];
    torque_r=[torque_r,torque];
    inercia_r=[ineracia_r,inercia];
end % Finaliza el ciclo

disp(' TABLA DE RESULTADOS'); % Detalles para la presentación
disp(' ')
disp(' Prof.Cang POTENCIA CAUDAL TORQUE n');
disp(' (cm) W (m^3/min) (Nm) rpm');

tabla=zeros(profundidad+1,5);
tabla(:,1)=profun_r;
tabla(:,2)=potencia_r;
tabla(:,3)=caudal_r;
tabla(:,4)=torque_r;
tabla(:,5)=n_r;
disp(tabla);

grid on;
hold on;

xlabel('Profundidad del cangilón [cm]','Color','k'); %Etiqueta en el eje horizontal
ylabel('Frecuencia de giro [rpm]','Color','k'); %Etiqueta en el eje vertical
plot(n_r,'k','LineWidth',1.5,'Marker','*'); %Curva de frecuencia de giro
plot(torque_r,'b','LineWidth',1.5,'Marker','*'); %Curva de torque
legend('n (rpm)','torque (Nm)'); % Leyenda
leg = legend('show');

box off;
```

Finalmente se presentan los datos mediante una gráfica expuesta en la **Figura 28** donde se relaciona la curva de torque, la frecuencia de giro y velocidad angular al momento de ejecutar el script.

Prof.Cang (cm)	POTENCIA W	CAUDAL (m ³ /min)	TORQUE (Nm)	n rpm
0	0	0	0	0
1.0000	19.1724	0.1299	12.8812	14.2132
2.0000	53.2432	0.3609	25.7624	19.7355
3.0000	96.1001	0.6513	38.6436	23.7475
4.0000	145.4512	0.9858	51.5248	26.9570
5.0000	199.9459	1.3551	64.4061	29.6454
6.0000	258.6686	1.7531	77.2873	31.9600
7.0000	320.9506	2.1752	90.1685	33.9903
8.0000	386.2803	2.6180	103.0497	35.7954
9.0000	454.2532	3.0787	115.9309	37.4171
10.0000	524.5422	3.5551	128.8121	38.8862
11.0000	596.8775	4.0453	141.6933	40.2260
12.0000	671.0338	4.5479	154.5745	41.4551
13.0000	746.8200	5.0615	167.4557	42.5880
14.0000	824.0731	5.5851	180.3370	43.6367
15.0000	902.6524	6.1177	193.2182	44.6112

Figura 28. Resultados en el Software Matlab.

Fuente: Grupo de trabajo.

De igual forma se presenta una gráfica en la **Figura 29**, en donde se observa dos curvas que se genera al relacionar la profundidad del cangilón, el torque generado y frecuencia de giro que se produce que se da en función de la profundidad del cangilón.

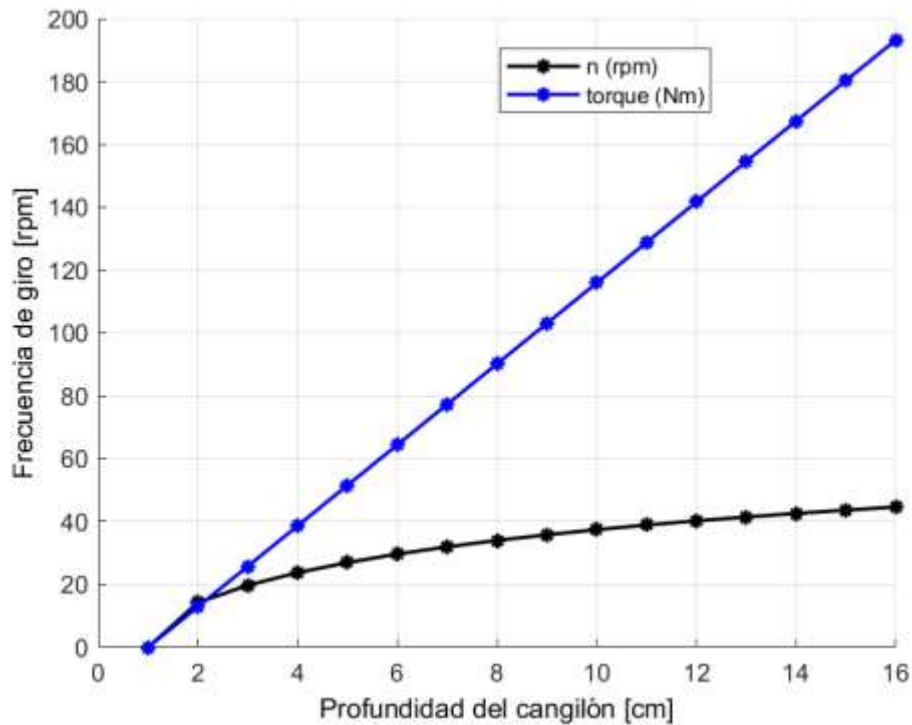


Figura 29. Curva del torque en función de la profundidad del cangilón.

Fuente: Grupo de trabajo.

6.2.2.1.1 *Resultados obtenidos del proceso iterativo realizado en el software Matlab*

- La potencia que se obtiene es proporcional al torque y la velocidad angular que se obtienen durante el proceso de funcionamiento de la rueda.
- La velocidad angular tiene una gran variación inicial dado que la rueda empieza a ganar fuerza conforme vaya rompiendo el momento de inercia que tiene la rueda y todo el mecanismo de transmisión de potencia.
- La velocidad angular de la rueda tiende a crecer hasta cierto punto en el que ya empieza a tener variaciones muy pequeñas, lo que da a conocer que, así aumente la profundidad del cangilón, la velocidad ya no tendrá cambios notorios lo que ayuda al diseñador a tomar una decisión con respecto a las dimensiones que puede tener dicho elemento.

Como conclusión, dado los resultados obtenidos mediante el proceso iterativo, se toma la decisión de trabajar con una profundidad de 15 cm dado que con esta dimensión se genera la suficiente energía para poder cumplir con los requerimientos del sistema.

6.2.3 Diseño del cangilón

Dado las propuestas y resultados que anteriormente se obtuvieron, se decidió que el cangilón tendrá una profundidad de 15 cm y que se mecanizará 2 dobleces con el fin de que se pueda tener una forma apta que permita captar la mayor cantidad de agua.

Se calculó la distancia en la que se deben realizar los dobleces que formaran el cangilón, en la **Figura 30** se muestran las variantes para determinar la forma de los cangilones.

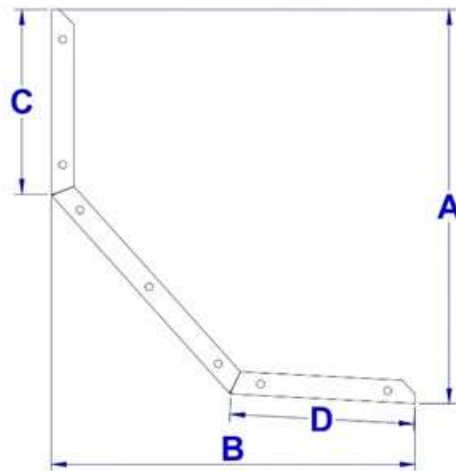


Figura 30. Variantes para la forma de los cangilones.

Fuente. Grupo de trabajo.

$$A_T = AB - \left(\frac{C - D}{2}\right) \quad (49)$$

$$A_1 = B(A - C)$$

$$A_2 = (B - D)(A)$$

$$A_3 = \frac{D * C}{2}$$

$$B(A - c) + (B - D)A - \frac{D * C}{2} = B * A - \frac{C * D}{2}$$

$$AB - BC + AB - AD - \frac{DC}{2} = AB - \frac{DC}{2}$$

$$-BC + AB - AD = 0$$

$$C = \frac{AD - AB}{-B}$$

$$C = \frac{AB - AD}{B} \quad (50)$$

Reemplazar (50) en (58)

$$\begin{aligned}
A_T &= AB - \frac{CD}{2} \\
A_T &= AB - \frac{\left(\frac{AB - AD}{B}\right)(D)}{2} \\
A_T &= AB - \frac{AB - AD^2}{2B} \tag{51}
\end{aligned}$$

Derivar (51) respecto a D

$$\begin{aligned}
A'_T &= \frac{2AD - AB}{2B} \\
A'_T &= 0 \\
\frac{2AD - AB}{2B} &= 0 \\
D &= \frac{B}{2} \tag{52}
\end{aligned}$$

De (50)

$$\begin{aligned}
C &= \frac{AB - AD}{B} \\
C &= \frac{AB - A\left(\frac{B}{2}\right)}{B} \\
C &= \frac{2AB - AB}{2B} = \frac{2AB}{2B} - \frac{AB}{2B} \\
C &= A - \frac{A}{2} = \frac{1}{2}A \\
C &= \frac{A}{2} \tag{53}
\end{aligned}$$

Con la **Ecuación** (53) se puede determinar las dimensiones adecuadas en las que se deben realizar los dobleces para que el cangilón pueda captar la mayor cantidad de fluido.

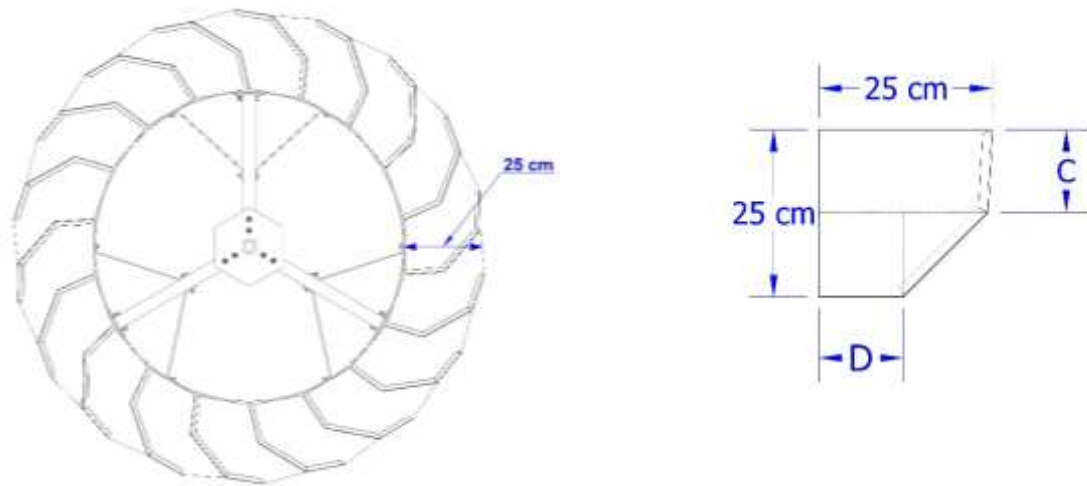


Figura 31. Partes del cangilón

Fuente: Grupo de trabajo.

Reemplazando valores en la **Ecuación (52)** y **Ecuación (57)**.

$$C = \frac{A}{2} = \frac{25}{2}$$

$$C = 12.5 \text{ cm}$$

$$D = \frac{B}{2} = \frac{25}{2}$$

$$D = 12.5 \text{ cm}$$

Finalmente se obtiene la forma y dimensionamiento del cangilón tal como se muestra en la **Figura 32**.

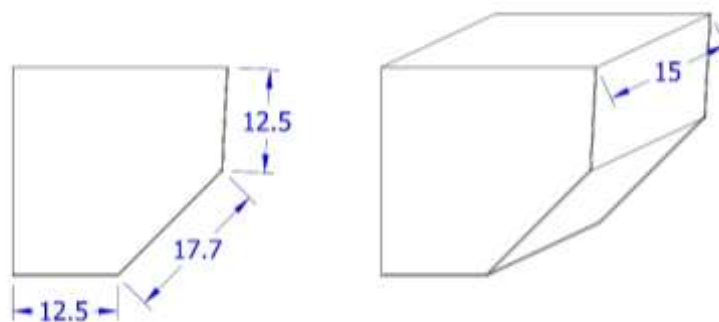


Figura 32. Dimensiones del cangilón.

Fuente: Grupo de trabajo.

6.2.4 *Momento de inercia de la rueda hidráulica*

La energía cinética de un cuerpo que gira en torno a un eje fijo depende del momento de inercia y de la velocidad angular que tiene el mecanismo, es por ello por lo que se realiza el cálculo de todas estas variables con el fin de considerar los parámetros necesarios y asegurar el correcto funcionamiento del proyecto.

6.2.4.1 Momento de inercia de las bases del cangilón

Con la **Ecuación** (54) y la **Ecuación** (55) se determina el perímetro y área que tiene cada una de las bases de los cangilones.

$$P_{er} = 2\pi r \quad (54)$$

$$P_{er} = 2\pi(0.50 \text{ m})$$

$$P_{er} = 3.14 \text{ m}$$

El área está dada por la siguiente ecuación:

$$A = P_{er}P_{rof} \quad (55)$$

$$A = (3.14 \text{ m})(0.20 \text{ m})$$

$$A = 0.62 \text{ m}^2$$

Para determinar la masa del elemento y el momento de inercia se usa la **Ecuación** (57) y la **Ecuación** (1) respectivamente.

Volumen

$$V_{ol} = A * e \quad (56)$$

$$V_{ol} = (0.62 \text{ m}^2)(0.0010 \text{ m})$$

$$V_{ol} = 6.2 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Masa

$$m = \rho * V_{ol} \quad (57)$$

$$m = \left(7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) (6.2 \times 10^{-4} \text{ m}^3)$$

$$m = 4.867 \text{ kg}$$

Momento de inercia de las bases de los cangilones

$$I_1 = m * R^2$$

$$I_1 = (4.867 \text{ kg})(0.50 \text{ m})^2$$

$$I_1 = 1.216 \text{ kg} * \text{m}^2$$

6.2.4.2 Momento de inercia de las tapas del cangilón.

El momento de inercia de las tapas del cangilón se calcula a partir del área, volumen y masa que tiene cada una de las tapas que se construyeron e implementaron.

Área

$$A = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi(1.5 \text{ m})^2}{4} - \frac{\pi(1 \text{ m})^2}{4}$$

$$A = 0.981 \text{ m}^2$$

Volumen

$$V_{ol} = 2 * A * e$$

$$V_{ol} = 2(0.981 \text{ m}^2)(0.0010 \text{ m})$$

$$V_{ol} = 1.962 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

Masa

$$\rho = \frac{m}{V_{ol}}$$

$$m = \rho * V_{ol}$$

$$m = \left(7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) (1.962 \times 10^{-3} \text{ m}^3)$$

$$m = 15.401 \text{ kg}$$

Momento de inercia

$$I_2 = \frac{1}{2} m (r_1^2 + r_2^2)$$

$$I_2 = \frac{1}{2} (15.401 \text{ kg}) * [(0.75 \text{ m})^2 + (0.5 \text{ m})^2]$$

$$I_2 = 6.256 \text{ kg} * \text{m}^2$$

6.2.4.3 Momento de inercia de la pared de los cangilones.

El momento de inercia de paredes que forman a los cangilones se determina a partir del cálculo del área, volumen y masa que tiene cada uno. Las dimensiones que tiene este elemento pueden ser observadas en la **Figura 32**. Dimensiones del cangilón.

Área

$$A = b * a$$

$$A = 0.20 \text{ m} * (0.125 \text{ m} + 0.176 \text{ m} + 0.125 \text{ m})$$

$$A = 0.0853 \text{ m}^2$$

Volumen

$$V_{ol} = A * e$$

$$V_{ol} = (0.0853 \text{ m}^2)(0.0010 \text{ m})$$

$$V_{ol} = 8.53 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Masa

$$\rho = \frac{m}{V_{ol}}$$

$$m = \rho * V_{ol}$$

$$m = \left(7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) (8.53 \times 10^{-5} \text{ m}^3)$$

$$m = 0.669 \text{ kg}$$

Momento de inercia

$$I_3 = m * r^2$$

$$I_3 = (0.669 \text{ kg})(0.616 \text{ m})^2$$

$$I_3 = 0.4121 \text{ kg} * \text{m}^2$$

Se multiplicó por 18 dado que es la cantidad de los cangilones que tiene la rueda hidráulica.

$$I_3 = 0.4121 \text{ kg} * \text{m}^2 * 18$$

$$I_3 = 7.417 \text{ kg} * \text{m}^2$$

6.2.4.4 Momento de inercia total de la rueda hidráulica.

$$I_{Total} = I_1 + I_2 + I_3$$

$$I_{Total} = (1.216 \text{ kg} * \text{m}^2) + (6.256 \text{ kg} * \text{m}^2) + (7.417 \text{ kg} * \text{m}^2)$$

$$I_{Total} = 14.889 \text{ kg} * \text{m}^2$$

6.2.5 Parámetros de la rueda hidráulica

6.2.5.1 Torque de la rueda hidráulica

Cada cangilón capta cierta cantidad de agua, la misma que al tener un brazo de palanca, hace que se genere un torque permitiendo que la rueda gire debido al peso que proporciona del líquido almacenado.

El análisis que se realizó para determinar la potencia, número de revoluciones y torque que genera la rueda, se optó por realizar el estudio de todos estos parámetros por unidad de profundidad, es decir, se obtiene los resultados correspondientes por cada centímetro de profundidad que se proponga para cada cangilón.

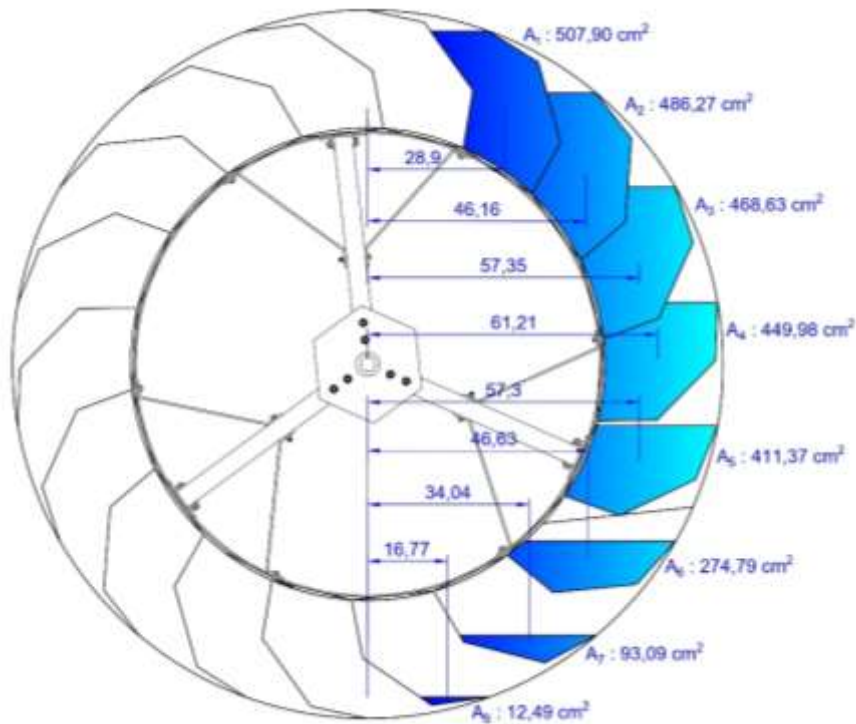


Figura 33. Área de cada cangilón.

Fuente: Grupo de trabajo.

El torque que produce la rueda hidráulica depende de la cantidad de agua que se logre captar y almacenar por cada cangilón ya que esta masa de agua es la que producirá la fuerza suficiente para romper la inercia de la rueda y así generar una frecuencia de giro. Para determinar el torque que produce la rueda se debe tener en cuenta las siguientes equivalencias:

- 1 m = 100 cm
- 1 m = 1000 mm
- 1000 cm³ = 1 kg
- 1 kg = 9.81 N

En la **Tabla II** se presenta el torque generado por cada cangilón dependiendo de la cantidad de agua que almacene y el brazo de palanca que tenga. De igual manera se obtiene el torque total que se genera por unidad de profundidad (1 cm).

Tabla 11*Torque obtenido por unidad de profundidad.*

Análisis de la rueda hidráulica					
Posicionamiento del cangilón	Área (cm²)	Brazo (cm)	Radio (cm)	Profundidad (cm)	Torque (Nm)
1	507.9	28.9	62.2	1	1.44
2	486.27	46.16	61.7		2.20
3	468.63	57.35	61.25		2.64
4	449.98	61.21	61.21		2.70
5	411.37	57.3	61.09		2.31
6	274.79	46.63	62.74		1.26
7	93.09	34.04	68.84		0.31
8	12.49	16.77	72.97		0.02
Total					12.88

Fuente: Grupo de trabajo.

El torque total por unidad de profundidad obtenido es de 12.88 Nm. Por lado, dado que la potencia mecánica necesaria en el eje del micro-generador es de 117.64 W y necesita un torque de 1.76 Nm, se opta por trabajar con una profundidad de cangilón de 15 cm, puesto que, basándose en el proceso iterativo que se realizó en ítems anteriores (**Figura 29**), se sabe que a esta profundidad se obtiene la potencia suficiente y necesaria para el micro-generador. En la **Tabla 12** podemos observar los valores obtenidos al trabajar con una profundidad de cangilón de 15 cm.

Tabla 12*Parámetros de la rueda hidráulica*

Análisis de la rueda hidráulica					
Posicionamiento del cangilón	Área (cm²)	Brazo (cm)	Radio (cm)	Profundidad (cm)	Torque (Nm)
1	507.9	28.9	62.2	15	21.60
2	486.27	46.16	61.7		33.03
3	468.63	57.35	61.25		39.55
4	449.98	61.21	61.21		40.53
5	411.37	57.3	61.09		34.69
6	274.79	46.63	62.74		18.86
7	93.09	34.04	68.84		4.66
8	12.49	16.77	72.97		0.31
Total					193.22

Fuente: Grupo de trabajo.

El torque obtenido (193,22 Nm) es suficiente para accionar el sistema de transmisión de potencia y multiplicación de velocidad que necesita el eje del micro-generador.

6.2.5.2 Velocidad angular de la rueda hidráulica

Conociendo el torque y la inercia que genera la rueda hidráulica, se puede calcular la frecuencia de giro que tendrá al estar en funcionamiento. El cálculo de la velocidad angular se realiza con a partir del despeje de ω en la **Ecuación** (46).

Se despeja ω :

$$\omega = \sqrt{\frac{2\tau}{I}}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{2(193.22 \text{ Nm})}{(14.889 \text{ kg} \cdot \text{m}^2)}}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{2(192.92 \text{ kg} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \text{m})}{(14.889 \text{ kg} \cdot \text{m}^2)}}$$

$$\omega = 5.094 \text{ rad/seg}$$

$$n = 48.64 \text{ rpm}$$

6.2.5.3 Caudal para el accionamiento de la rueda hidráulica

Para determinar el caudal máximo que se puede suministrar a la rueda se basó en la capacidad de almacenamiento de agua que tiene el cangilón cuando puede retener la mayor cantidad de fluido y las revoluciones a las cuales gira la rueda hidráulica.

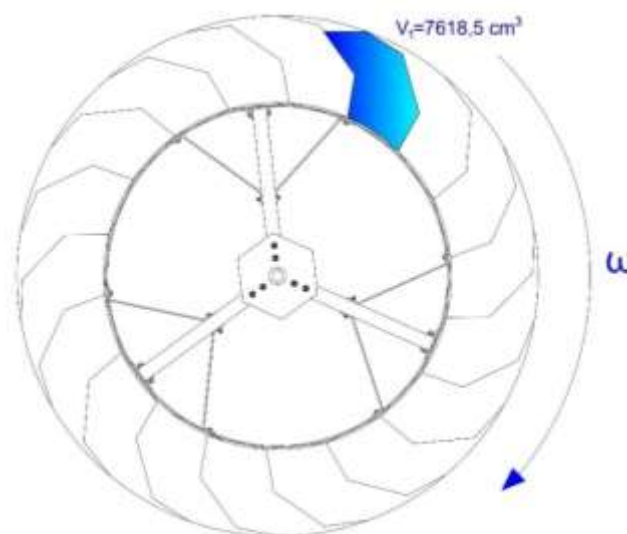


Figura 34. Sentido de giro y capacidad de fluido almacenado en el cangilón.

Fuente: Grupo de trabajo.

El primer cangilón se llena más rápido y contiene una mayor cantidad de agua dado el ángulo de inclinación que tiene al encontrarse en esa posición, además, se conoce que la rueda gira a una velocidad de 48 rpm.

El cangilón que posee un mayor volumen y masa de agua debe pasar 48 veces por la misma posición durante 1 minuto, por lo tanto, usando la **Ecuación (58)** y dadas las revoluciones que se tiene en el eje, se obtiene lo siguiente:

$$Y = n * N^{\circ}_{cangilones} \quad (58)$$

$$Y = 48 * 18 = 864 \text{ cangilones/min}$$

Se determina que durante 1 minuto se deben llenar 864 cangilones, cada uno con un volumen de 7618.5 cm³.

Con los datos que se tiene se puede partir de la **Ecuación (59)**.

$$Q = Y * Vol \quad (59)$$

$$Q = \frac{864 \text{ cangilones}}{1 \text{ min}} * 0.007618 \text{ m}^3$$

$$Q = 6.58 \text{ m}^3/\text{min}$$

Por lo tanto, el máximo caudal que se le puede suministrar a la rueda es de 6,58 m³/min. Esto da a entender que, si se llegase a administrar más de este caudal, la rueda ya no la estaría aprovechando y por ende se convertirían en pérdidas.

Es importante recalcar que los datos antes desarrollados son cálculos realizados trabajando en las mejores condiciones posibles, es decir que todos los cangilones se van a llenar inicialmente hasta su máxima capacidad.

6.2.5.4 Potencia de la rueda hidráulica

La potencia de la rueda es determinada a partir de la **Ecuación (48)** que relaciona a velocidad angular alcanzada y el torque generado por este elemento giratorio.

$$Pot = (193.22 \text{ Nm}) * (5.094 \text{ rad/seg})$$

$$Pot = 984.26 \text{ W}$$

La rueda hidráulica genera una potencia de 984.26 W suficiente para poder accionar los sistemas de transmisión de potencia y estos a su vez al micro-generador.

6.2.6 Diseño de rayos

Para el cálculo del espesor de los rayos que dan soporte a los cangilones de la rueda, se basó en tablas del módulo de sección para escoger el adecuado según momento y esfuerzo flector de la rueda hidráulica.

Se sabe que el momento flector es igual al par de accionamiento que tiene la rueda al encontrarse en funcionamiento dando como resultado que:

$$M_F = M_t$$

Se parte despejando la ecuación del esfuerzo flector para reemplazar el resultado en la ecuación del módulo de sección la cual permitirá determinar \mathcal{J} (ver **Ecuación (60)**).

$$\mathcal{J} = \frac{M_F}{\delta_F} \quad (60)$$

Donde:

M_F = Momento flector [Nm]

δ_F = Esfuerzo a la fluencia [MPa]

\mathcal{J} = Módulo de la sección [cm³]

Se conoce que:

- Momento flector (M_F) = 193.22 Nm = 19.696 kg*m
- Esfuerzo de fluencia del material (δ_F) = $23 \times 10^6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$

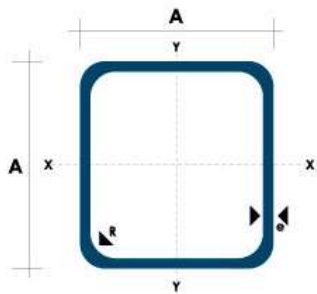
$$\mathcal{J} = \frac{19.696 \text{ Kg} * \text{m}}{23 \times 10^6 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}}$$

$$\mathcal{J} = 2.854 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$\mathcal{J} = 0.2854 \text{ cm}^3$$

Una vez que se determina el módulo de sección (\mathcal{J}) se procedió a escoger el espesor de los rayos que soporta a la rueda basándose en el módulo de sección calculado y la tabla de la **Figura 35**.

NOMENCLATURA	
Área =	Área de la selección transversal del tubo, cm ²
I =	Momento de inercia de la sección, cm ⁴
W =	Módulo resistente de la sección, cm ³
i =	Radio de giro de la sección cm



Dimensiones			Área	Ejes X-Xe Y-Y		
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m	Área cm ²	I cm ⁴	W cm ³	I cm ³
12	0.8	0.30	0.37	0.09	0.14	0.48
12	1.0	0.37	0.50	0.11	0.18	0.47
15	0.8	0.36	0.45	0.15	0.20	0.58
15	1.0	0.45	0.61	0.20	0.26	0.57
20	0.8	0.49	0.61	0.38	0.38	0.79
20	1.0	0.60	0.83	0.50	0.50	0.77
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74
25	0.8	0.61	0.77	0.61	0.61	0.99
25	1.0	0.76	1.05	0.80	0.80	0.98
25	1.2	0.90	1.14	0.87	0.87	0.97
25	1.5	1.12	1.35	0.97	0.97	0.95
30	0.8	0.74	0.93	0.89	0.89	1.19
30	1.0	0.92	1.27	1.18	1.18	1.18
30	1.2	1.09	1.38	1.28	1.28	1.18
30	1.5	1.35	1.65	1.47	1.47	1.15
40	0.8	0.99	1.25	1.61	1.61	1.60
40	1.0	1.23	1.71	2.16	2.16	1.59
40	1.2	1.47	1.86	2.34	2.34	1.59
40	1.5	1.82	2.25	2.74	2.74	1.56
50	1.2	1.84	2.34	3.72	3.72	1.99
50	1.5	2.29	2.85	4.42	4.42	1.97

Figura 35. Selección de espesor de material según el módulo de sección

Fuente: DIPAC.

Dado los resultados obtenidos se escoge un tubo cuadrado con las siguientes dimensiones:

- **Lado:** 20 mm
- **Espesor:** 0.8 mm
- **Módulo de sección:** 0.38 cm³

6.2.7 Diseño de la base de la rueda hidráulica

Para el diseño de la base de soporte se realizó un modelo basado en las dimensiones que tienen las chumaceras que sostienen al eje, la altura y peso que tiene la rueda y las diferentes fuerzas y reacciones que genera la rueda al momento que se encuentran en funcionamiento.

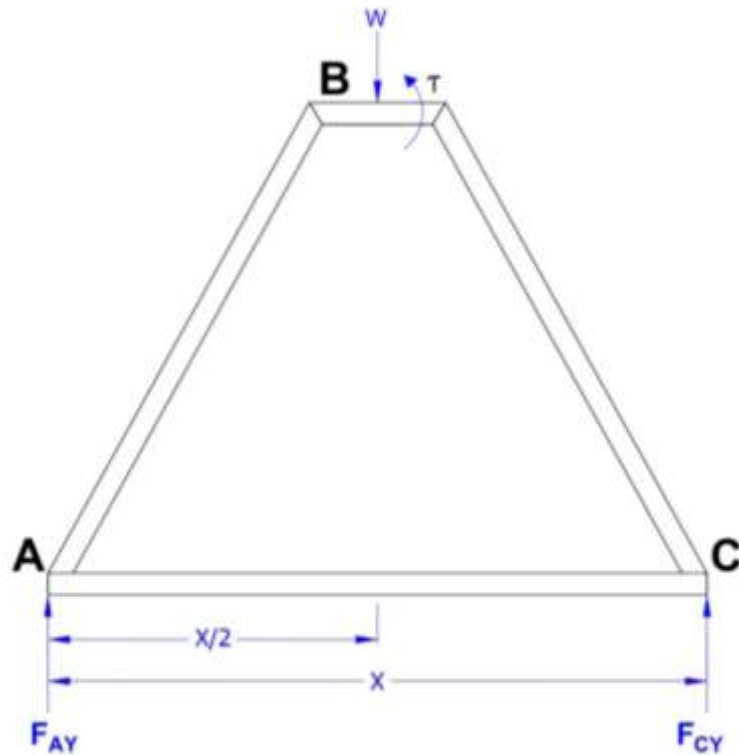


Figura 36. DCL de la base de la rueda.

Fuente: Grupo de trabajo.

$$+\circlearrowleft \sum M_A = 0$$

$$F_{Cy}(x) - 790.3917 \text{ N} \left(\frac{x}{2}\right) = 0$$

$$F_{Cy} = 475.785 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{Ay} - W + F_{Cy} = 0$$

$$F_{Ay} = W - F_{Cy}$$

$$F_{Ay} = 790.3917 \text{ N} - 475.785 \text{ N}$$

$$F_{Ay} = 475.785 \text{ N}$$

$$+\circlearrowleft \sum M_B = 0$$

$$-193.22 \text{ Nm} + F_{Ay} \left(\frac{x}{2}\right) = 0$$

$$x = 0.812 \text{ m} \approx 1 \text{ m}$$

6.2.8 Diseño del eje de la rueda hidráulica

Para el diseño de ejes se debe considerar la forma que poseen, el material a emplear, la velocidad a la que estará sometida y más parámetros. De igual manera, se toma en cuenta las fuerzas que actúan en el eje debido a los elementos de transmisión como correas, cadenas o engranajes. En el diseño de los ejes se considera la teoría del esfuerzo cortante máximo determinando el diámetro mínimo del elemento.

En primera instancia se elabora un diagrama cinemático del sistema de generación (ver **Figura 37**) para indicar los elementos de referencia. De la misma manera, se determina la posición angular y el sentido de giro de los elementos que intervienen en la transmisión de potencia.

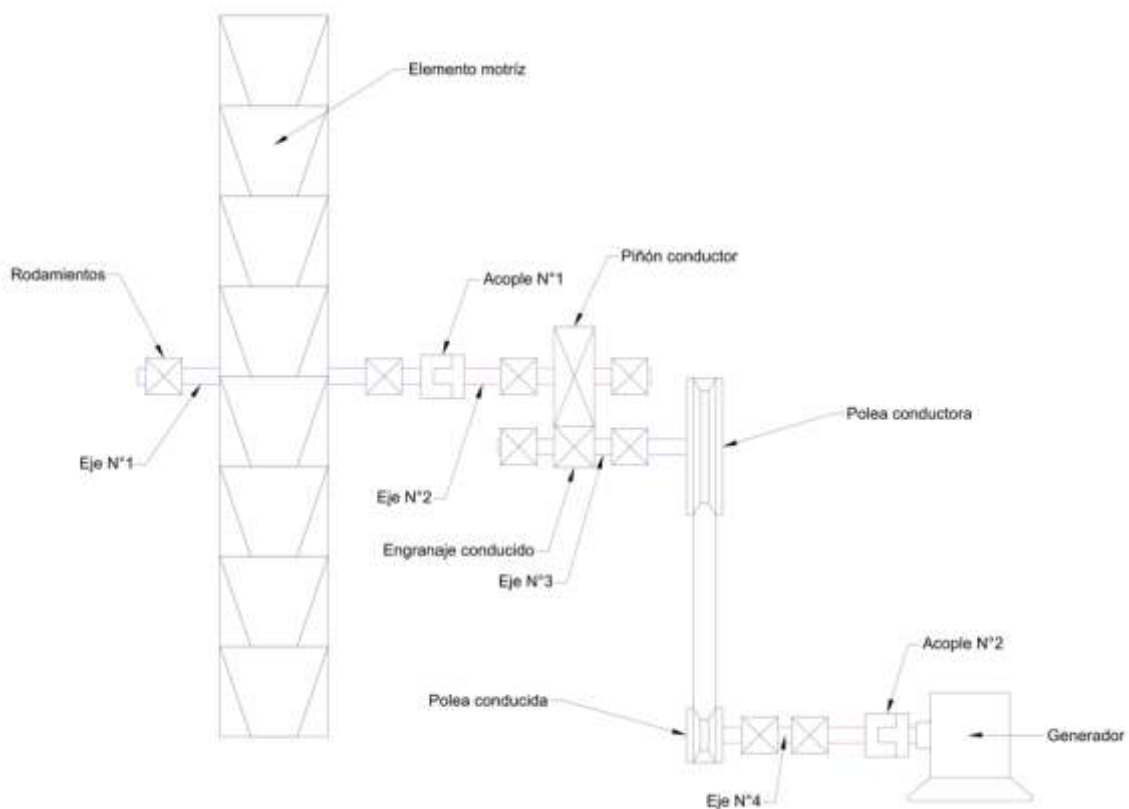


Figura 37. Diagrama cinemático del sistema de transmisión de potencia.

Fuente: Grupo de trabajo.

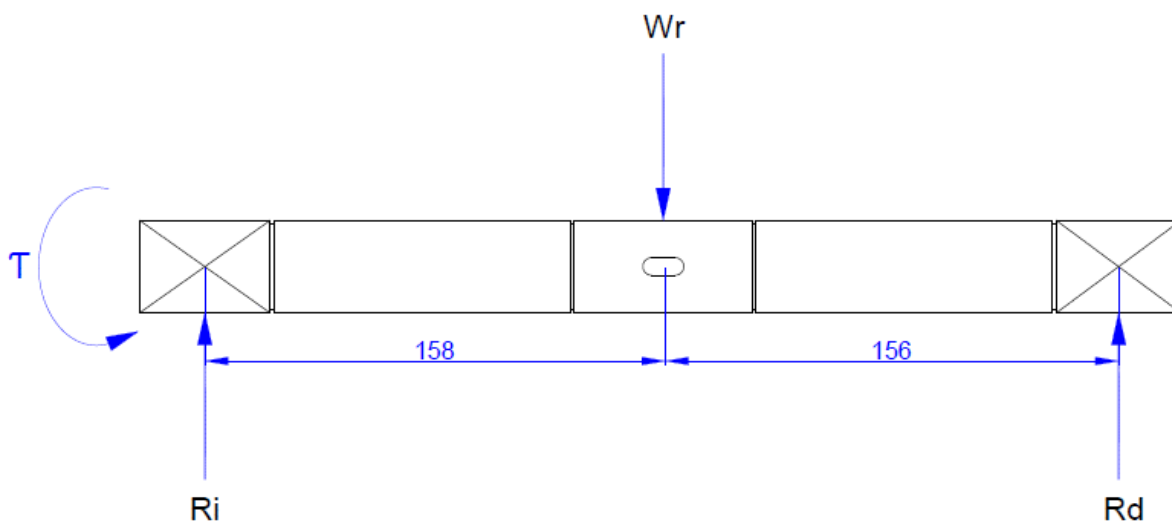
El material utilizado para los ejes es el acero SAE 1018, siendo un material accesible dentro de la localidad. Las características del material se pueden observar en el **Anexo 3**.

Tabla 13*Parámetros para el cálculo del eje de la rueda hidráulica.*

Datos	
Potencia (Pot)	984.26 W
Vel. Angular (ω)	5.094 rad/seg ó 48.64 rpm
Torque (τ)	193.22 N/m

Fuente: Grupo de trabajo.

De acuerdo con la **Figura 37**, el eje N°1 debe resistir el peso de la rueda siendo de 97 kg equivalentes a 951.57 N; dado que esta fuerza es el peso W_r que debe soportar el eje, la dirección tendría un sentido vertical, mismo que se puede observar en la **Figura 38**.

**Figura 38.** Fuerzas aplicadas al eje N°1.**Fuente:** Grupo de trabajo.

Aplicando las ecuaciones de equilibrio, se determina las fuerzas de reacción establecidas por los soportes que tenga el eje.

$$+\circlearrowleft \sum M_{Ri} = 0$$

$$-951.57 \text{ N} * (158 \text{ mm}) + Rd * (314 \text{ mm}) = 0$$

$$Rd = \frac{951.57 \text{ N} * (158 \text{ mm})}{314 \text{ mm}}$$

$$Rd = 478.82 \text{ N}$$

$$+\uparrow \sum F = 0$$

$$Ri - 951.57 \text{ N} + Rd = 0$$

$$Ri = 951.57 \text{ N} - Rd$$

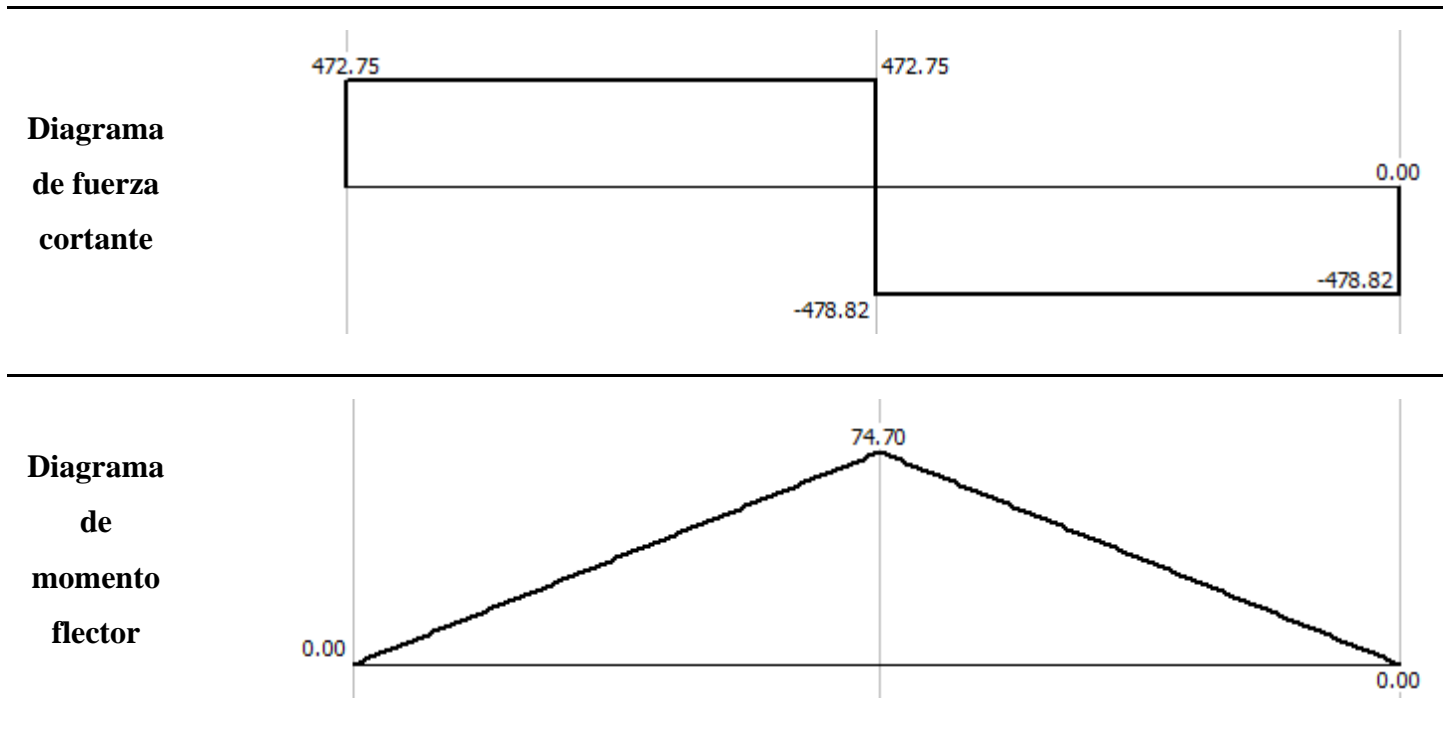
$$R_i = 951.57 \text{ N} - 478.82 \text{ N}$$

$$R_i = 472.75 \text{ N}$$

Teniendo la magnitud de las fuerzas resultantes que actúan en el eje, se traza los diagramas de fuerza cortante y momento flecto, mismo que se puede observar en la **Tabla 14**.

Tabla 14

Diagramas de fuerza cortante y momento flecto para el eje N°1



Fuente: Grupo de trabajo.

En la **Tabla 15** se presentan los parámetros a utilizar para determinar el diámetro mínimo del eje mecánico utilizando el acero SAE 1018.

Tabla 15

Propiedades del Acero SAE 1018

Propiedad	Parámetros
Factor de seguridad	2.5
Esfuerzo a la tensión	$370 \times 10^6 \text{ Pa}$
Momento flector	74.7 Nm
Momento torsor	193.22 Nm

Fuente: Grupo de trabajo.

Conociendo el momento flector de 49.9 Nm, se usa la **Ecuación (26)** para determina el diámetro mínimo del eje N°1, obteniendo lo siguiente:

$$d = \left[\frac{32 * 2.5}{\pi * 370 \times 10^6 \text{ Pa}} \sqrt{74.7^2 \text{ Nm} + 193.22^2 \text{ Nm}} \right]^{1/3} = 0.0242 \text{ m}$$

Entonces, el diámetro mínimo para el primer eje es de 25 mm.

6.2.8.1 Cálculo de longitud de chaveta para el eje

Para la selección de la chaveta de la rueda hidráulica se utilizó la norma DIN 6085 A. El material recomendado es el Acero C45 que presenta una resistencia a la tracción de 150 N/mm² (OPAC).

Como el diámetro del eje es de 1 1/4" se estable los siguientes parámetros tomando en cuenta la tabla del **Anexo 1**, en donde se determina el ancho (*b*) y alto (*h*) de la chaveta.

$$b = 10 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

como se muestra en el DCL de la **Figura 39**, se utiliza el punto O como de referencia para el análisis del cálculo.

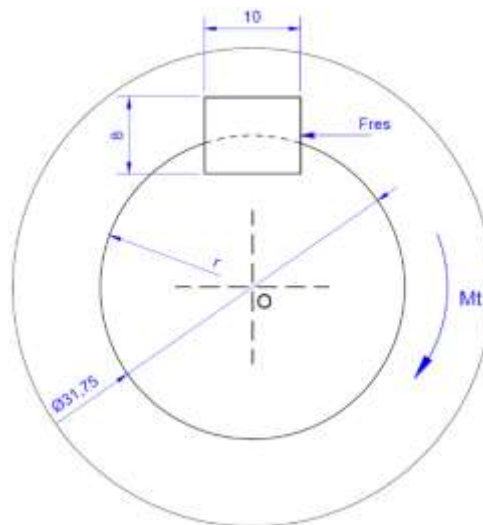


Figura 39. DCL del chavetero para el eje la rueda hidráulica.

Autores: Grupo de trabajo.

Por lo tanto, sabiendo que el torque dado por la rueda es de 193 220 N * mm, la suma de momentos respecto al punto O es:

$$F_r * r - M_t = 0$$

$$F_r = 12 171.3 \text{ N}$$

Para determinar el largo de la chaveta (*L*) se emplea la **Ecuación (61)** se obtiene:

$$L = \frac{F_r}{\tau * b} \quad (61)$$

Donde:

L = Longitud de chaveta en mm

τ = Resistencia del material [N/m²]

Por lo tanto, se tiene:

$$L = \frac{Fr}{\tau * b}$$

$$L = \frac{12\,171.3\text{ N}}{150 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 10\text{ mm}}$$

$$L = 8\text{ mm}$$

De acuerdo con la tabla del **Anexo 2**, se selecciona una longitud de chaveta normalizada de 18 mm. Por lo tanto, la denominación para la chaveta para el eje de la rueda hidráulica es:

- DIN 6885 A 8x10x18

6.2.9 *Parámetros del micro-generador*

Dada las características que tienen los generadores de imanes permanentes, se seleccionó un micro-generador que posee este tipo de imanes y que cuenta con una generación de 100 W - 12 voltios el cual, basado en sus especificaciones, será suficiente para poder cumplir con los objetivos de generación eléctrica.



Figura 40. Micro-generador de imanes permanentes 100W - 12V

Fuente: Grupo de trabajo.

Para determinar los parámetros reales del micro-generador, se lo somete a pruebas de funcionamiento con respecto a las velocidades de giro y generación que puede brindar al encontrarse trabajando.

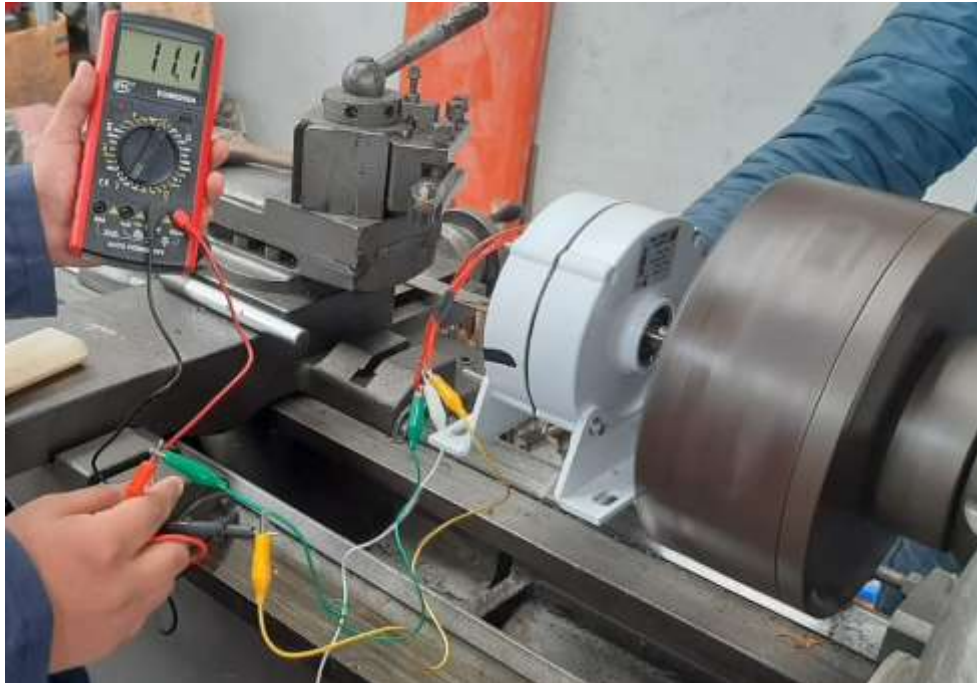


Figura 41. Pruebas de campo del micro-generador.

Fuente: Grupo de trabajo.

Los resultados de las pruebas de campo a las que fue sometido el micro-generador se pueden observar en la **Tabla 16** donde se exponen los voltajes alcanzados a diferentes frecuencias de giro.

Tabla 16

Resultados de las pruebas de campo del micro-generador

Características del micro-generador	
Voltaje Generado (AC)	Frecuencia de giro [rpm]
3.9	172
5.8	241
8.2	337
11.1	455
15.6	634

Fuente: Grupo de trabajo.

Con los resultados obtenidos se realizó una gráfica que permita exponer el comportamiento que tiene el funcionamiento del micro-generador. Los datos que se

recolectaron permiten determinar que el generador produce una recta producto de la relación entre el incremento de la frecuencia de giro y el voltaje que se genera.

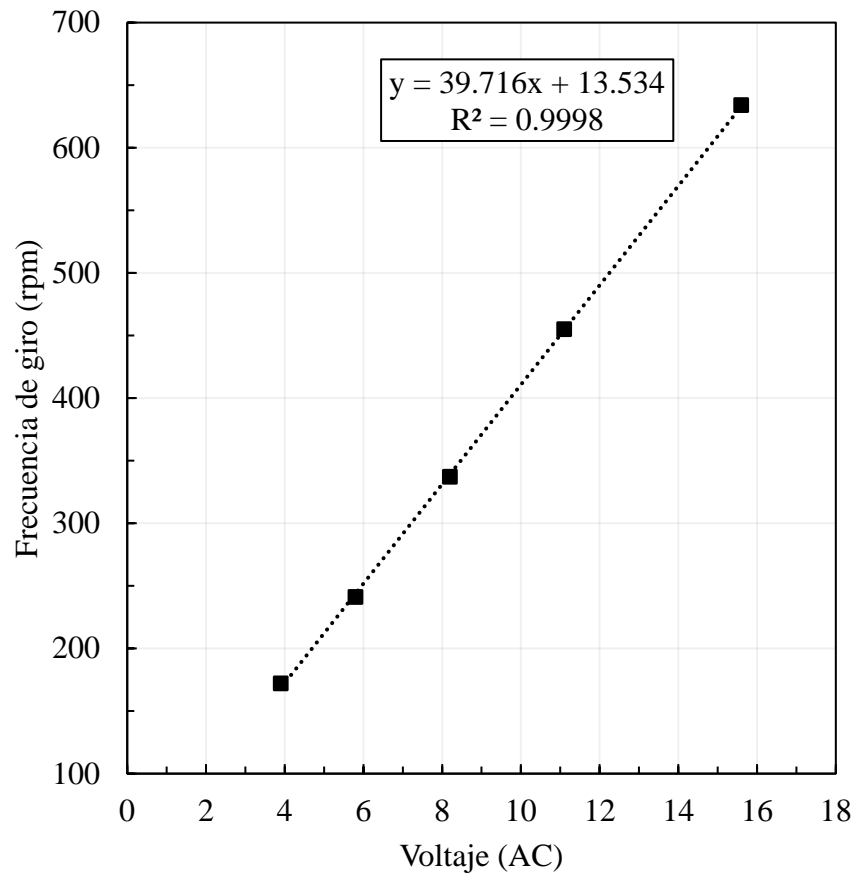


Figura 42. Frecuencia de giro en función del voltaje.

Fuente: Grupo de trabajo.

Se implementó una ecuación lineal que permite conocer la velocidad que genera el voltaje deseado para obtener los requerimientos del diseñador.

Ecuación lineal:

$$y = 39.716x + 13.534$$

Reemplazando el voltaje deseado en la variable de la ecuación antes mencionada, se determina la frecuencia de giro a la que deberá girar el eje del micro-generador para alcanzar la potencia que se requiere.

$$y = 39.716(12) + 13.534$$

$$y = 490.12 \text{ rpm}$$

Como se puede observar en el resultado anterior, el eje del micro-generador debe girar a 490 rpm para alcanzar la potencia de 100W.

6.2.9.1 Potencia mecánica

La potencia mecánica que requiere el eje del micro-generador para poder funcionar en las condiciones óptimas se calcula con la **Ecuación** (43) la cual relaciona la potencia nominal y el rendimiento que tiene el equipo.

$$Pot = \frac{100 \text{ W}}{0.85}$$
$$Pot = 117.64 \text{ W}$$

6.2.9.2 Torque del micro-generador

Para determinar el torque que necesita el micro-generador en su eje se hace uso de la **Ecuación** (25) que relaciona a la potencia mecánica con la velocidad angular a la cual debe trabajar el generador para alcanzar la potencia determinada por los diseñadores del componente.

$$\tau = \frac{Pot}{\eta * \omega}$$
$$\tau = \frac{117.64 \text{ W}}{(0.85)(78.53 \text{ rad/s})}$$
$$\tau = 1.76 \text{ Nm}$$

6.2.10 Caracterización y validación de los engranajes helicoidales

6.2.10.1 Características de los engranajes

Para determinar el módulo de los engranajes helicoidales que se adquirieron, se recaba las dimensiones de los engranajes como lo son: ángulo de hélice y los diámetros externos.

- Ángulo de hélice $\psi = 27^\circ$
- Diámetro externo del engranaje $De_1 = 192.9 \text{ mm}$
- Número de dientes del engranaje $Z_1 = 67$
- Diámetro externo del piñón $De_2 = 49.8 \text{ mm}$
- Número de dientes del piñón $Z_2 = 16$

El módulo se puede determinar a partir de la **Ecuación** (18) empleando datos tanto del engranaje como del piñón.

$$m = \frac{192.9 \text{ mm}}{\left(\frac{67}{\cos(27)} + 2\right)} = 2.5 \text{ mm}$$

Por ende, el módulo es de 2.5 mm y con ello utilizando la **Ecuación (19)** se determina el diámetro de paso tanto para el engranaje como para el piñón. En el caso del engranaje se tiene:

$$D_{p1} = \frac{2.5 \text{ mm} * 67}{\cos(27)} = 187.989 \text{ mm}$$

Para el piñón se calcula el diámetro de paso:

$$D_{p2} = \frac{2.5 \text{ mm} * 16}{\cos(27)} = 44.893 \text{ mm}$$

Con los cálculos obtenidos anteriormente se determina un diámetro de paso de 187.9 mm y para el engranaje y de 44.8 mm para el piñón. Seguidamente se determina la distancia entre centros de los engranajes aplicando la **Ecuación (20)**:

$$D_c = \frac{2.5 \text{ mm} (16 + 67)}{2 \cos(27)} = 116.4 \text{ mm}$$

Se establece una distancia entre centros de 116.4 mm que sirve para el montaje de los engranajes en la transmisión de potencia. Por último, se emplea la **Ecuación (21)** para el cálculo del paso aparente, en este caso se usa los parámetros del engranaje de 16 dientes.

$$P_c = \frac{\pi * 187.989 \text{ mm}}{67} = 8.815 \text{ mm}$$

De tal forma que se obtiene un paso aparente de 8.8 mm, mismo que sirve para el engranaje como para el piñón.

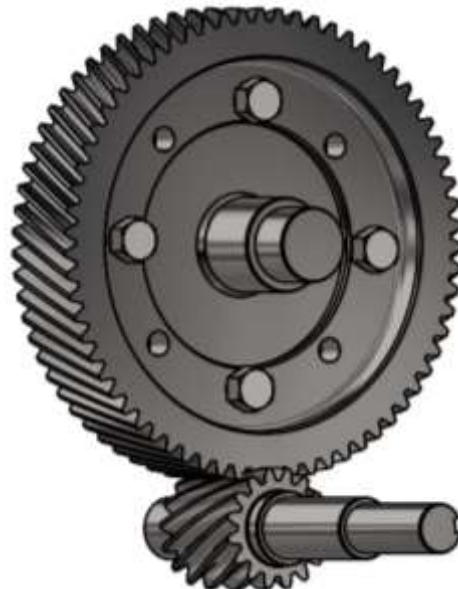


Figura 43. Engranajes adquiridos en una tienda de piezas mecánicas.

Fuente: Grupo de trabajo.

6.2.10.1 Validación de engranajes helicoidales

Las características del sistema de transmisión se muestran en la **Tabla 17**.

Tabla 17

Parámetros del sistema de engranajes

Datos de los engranajes	
67 dientes	16 dientes
$D_p = 187.98 \text{ mm}$	$D_p = 44.896 \text{ mm}$
$Y = 0.428$	$Y = 0.296$
$b = 26 \text{ mm}$	$b = 32 \text{ mm}$
$\omega = 5.094 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$	$\omega = 21.331 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$
$Z = 67$	$Z = 16$

Fuente: Grupo de trabajo

Cálculo de la velocidad lineal

$$V_L = \frac{D_p * \omega}{2}$$

$$V_L = \frac{187.98 \times 10^{-3} \text{ m} * 5.094 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}}{2} = 0.479 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Cálculo del factor dinámico Kv

$$Kv = \frac{3.56 + \sqrt{V_L}}{3.56}$$

$$Kv = \frac{3.56 + \sqrt{0.479}}{3.56} = 1.194$$

Cálculo del factor k

Engranaje de 67 dientes:

$$k_{67} = \frac{b_{67} * Z_{67}}{\pi * D_{p67}}$$

$$k_{67} = \frac{26 \times 10^{-3} \text{ m} * 67}{\pi * 187.98 \times 10^{-3} \text{ m}} = 2.95$$

Piñón de 16 dientes:

$$k_{16} = \frac{b_{16} * Z_{16}}{\pi * D_{p16}}$$

$$k_{16} = \frac{32 \times 10^{-3} \text{ m} * 16}{\pi * 44.896 \text{ m}} = 3.63$$

Determinación del esfuerzo en el diente

Engranaje de 67 dientes:

$$\sigma_{67} = \frac{F_t}{\pi * m^2 * \cos(\psi)} * \frac{K_v}{k * Y}$$
$$\sigma_{67} = \frac{2055.6522 \text{ N}}{\pi * (2.5 \times 10^{-3} \text{ m})^2 * \cos(27^\circ)} * \frac{1.194}{2.9496 * 0.428} = 111.165 \text{ MPa}$$

Piñón de 16 dientes:

$$\sigma_{67} = \frac{F_t}{\pi * m^2 * \cos(\psi)} * \frac{K_v}{k * Y}$$
$$\sigma_{67} = \frac{2055.6522 \text{ N}}{\pi * (2.5 \times 10^{-3} \text{ m})^2 * \cos(27^\circ)} * \frac{1.194}{3.63 * 0.296} = 130.609 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad

Engranaje de 67 dientes:

$$n_{67} = \frac{\sigma_{mat}}{\sigma_{67}} = 6.117$$

Piñón de 16 dientes:

$$n_{67} = \frac{\sigma_{mat}}{\sigma_{16}} = 5.206$$

Como se puede observar en los resultados obtenidos, los engranajes que se compraron resisten perfectamente las cargas a las que están sometidas, brindando así una confianza y seguridad en el diseño y construcción de la caja multiplicadora de velocidad.

6.2.11 Diseño del eje de entrada a la caja de engranajes

Para el diseño del eje, se considera las siguientes ecuaciones:

En la **Ecuación** (62) se usa para determinar la fuerza tangencial

$$F_t = \frac{2M_t}{\phi} \quad (62)$$

La **Ecuación** (63) permite determinar la fuerza radial:

$$F_r = F_t \tan \phi \quad (63)$$

En la **Ecuación** (64) ayuda a calcular la fuerza axial o de empuje

$$F_a = F_t \tan \psi \quad (64)$$

Para el segundo eje, el elemento de transmisión es el engranaje de 67 dientes denominado como Z_1 , por lo tanto, se determina las fuerzas que intervienen en un engranaje helicoidal. Para determinar la fuerza tangencial se emplea la **Ecuación (22)**, obteniendo lo siguiente:

$$F_t = \frac{2M_t}{D_{p1}} = \frac{2 * 193.22 \text{ Nm}}{0.187989 \text{ m}} = 2055.6922 \text{ N}$$

Obteniendo una fuerza tangencial de 2055.6922N, de la misma manera se establece la fuerza radial aplicando la **Ecuación (23)**, determinando lo siguiente:

$$F_r = F_t \tan \phi = 2055.6922 \text{ N} * \tan(20) = 748.196 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza axial

$$F_a = F_t \tan \psi = 2055.6922 \text{ N} * \tan(27) = 1047.407 \text{ N}$$

Con las fuerzas encontradas que actúan en el engranaje, se determina la aplicando las **Ecuaciones (27), (28), (29) y (30)** es decir, tanto para la fuerza tangencial y radial en sus componentes horizontal y vertical.

Para la componente horizontal se tiene:

$$F_{tx} = F_t \cos Y = 2055.6922 \text{ N} * \cos(60) = 1027.83 \text{ N}$$

$$F_{rx} = F_r \cos \lambda = 748.196 \text{ N} * \cos(150) = -647.9569 \text{ N}$$

Para la componente vertical se tiene:

$$F_{ty} = F_t \sin Y = 2055.6922 \text{ N} * \sin(60) = 1780.25 \text{ N}$$

$$F_{ry} = F_r \sin \lambda = 748.196 \text{ N} * \cos(150) = 374.09 \text{ N}$$

Por lo tanto, usando las **Ecuaciones (31) y (32)** se obtiene la fuerza resultante en sus componentes en x y y .

Fuerza resultante del engranaje en la componente horizontal:

$$F_{ex} = F_{tx} + F_{rx} = 1027.83 \text{ N} + (-647.9569 \text{ N}) = 379.87 \text{ N}$$

Fuerza resultante del engranaje en la componente vertical:

$$F_{ey} = F_{ty} + F_{ry} = 1780.25 \text{ N} + 374.09 \text{ N} = 2154.345 \text{ N}$$

Teniendo la magnitud y dirección de las fuerzas resultantes que actúan en el eje, se traza los diagramas de fuerza cortante y momento flecto, mismo que se puede observar en la **Tabla 18**.

Tabla 18

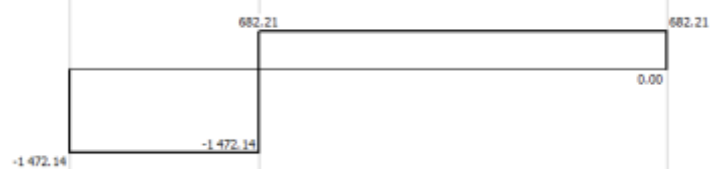
Diagramas de fuerza cortante y momento flecto para el eje N°2

Diagramas de fuerza cortante

En la componente horizontal

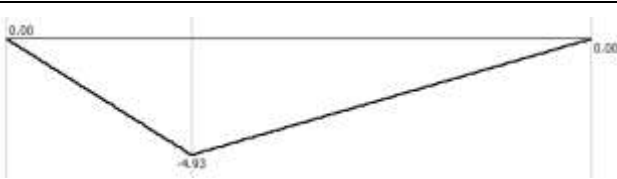


En la componente vertical

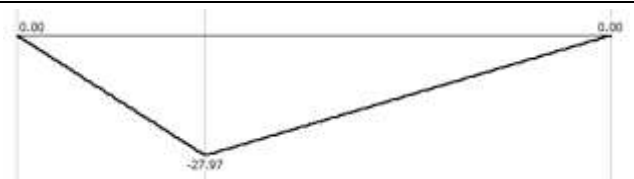


Diagramas de momento flector

En la componente horizontal



En la componente vertical



Fuente: Grupo de trabajo.

Una vez determinado los diagramas cortantes y momentos flectores para el eje de estudio, se determina el diámetro mínimo considerando una resultante del momento flector de la componente horizontal como vertical, para ello se emplea la **Ecuación** (65).

$$M_f = \sqrt{M_{fx}^2 + M_{fy}^2} \quad (65)$$

$$M_f = 28.4 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, usando la **Ecuación** (26) se determina el diámetro mínimo del eje.

$$d = \left[\frac{32 * 2.5}{\pi * 370 * 10^6 \text{ Pa}} \sqrt{28.4^2 \text{ Nm} + 193.22^2 \text{ Nm}} \right]^{1/3} = 0.02378 \text{ m}$$

Entonces, el diámetro para el segundo eje es de 25 mm.

6.2.12 Diseño de la caja de engranajes

La caja que contiene a los engranajes fue construida de acero debido a su durabilidad, la facilidad de ser soldada y además puede ser acoplada a las necesidades de la transmisión.

Dadas las medidas que tienen los engranajes, el módulo y la ubicación en la que serán colocados, se realizó las perforaciones y el diseño de la base donde se soldaron las bridas.

La base y tapas de la caja fueron construidas con platinas de 5 mm de espesor y de diferentes tamaños tanto para la base, tapa y partes laterales.

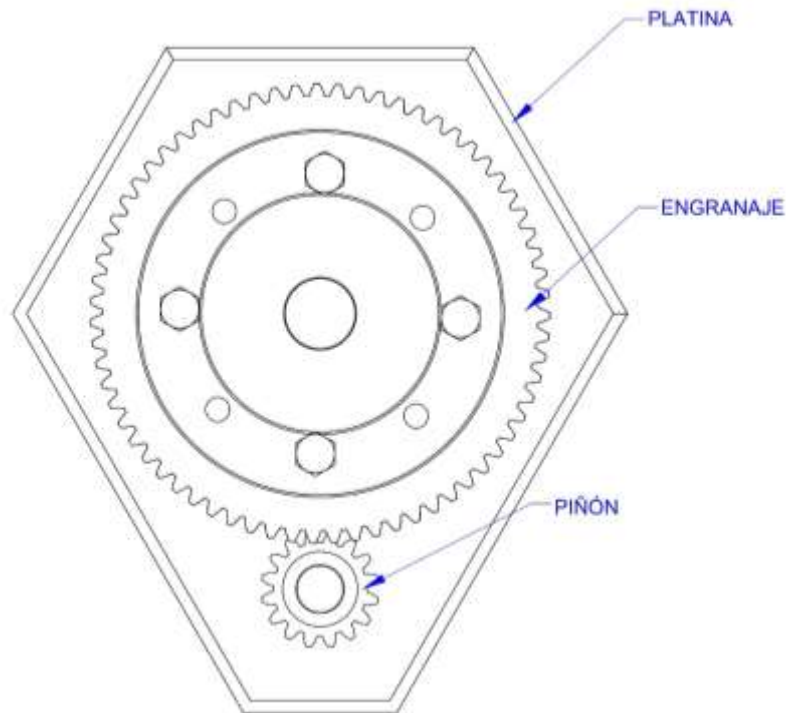


Figura 44. Partes que conforman la caja de engranes.

Fuente: Grupo de trabajo.

Para evitar que el aceite salga de la caja, se utilizó un retén para el eje del engranaje y otro para el eje del piñón.

Una vez que se cortaron las platinas de las medidas diseñadas como se muestra en la **Figura 45**, ya se encuentran listas las partes para su posterior armado y soldado.

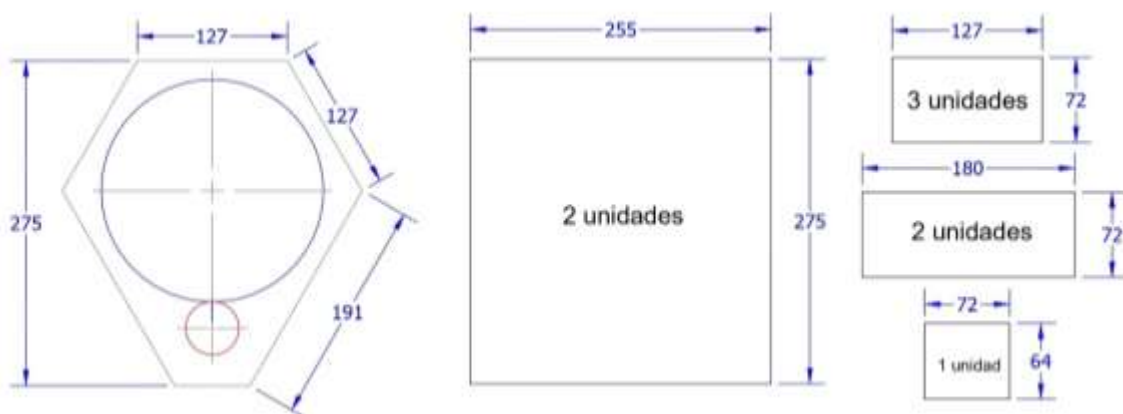


Figura 45. Medidas de la base de la caja y platinas (mm).

Fuente: Grupo de trabajo.

6.2.12.1 Diseño del eje de salida de la caja de engranajes

Para el caso del tercer eje, se consideran dos sistemas de transmisión que son: por engranajes y por correas (ver **Figura 37**). En el caso de los engranajes el elemento que actúa en el eje es el piñón de 16 dientes denominado como Z_2 , de igual manera el otro sistema de transmisión es una polea de 7 in considerada como diámetro de polea mayor \emptyset_{PM} . Para la transmisión de engranajes, la fuerza normal y tangencial tanto en el piñón como en el engranaje son las mismas, por lo que dichos valores ya se establecieron en el apartado anterior.

- $F_t = 2055.6922 \text{ N}$
- $F_r = 748.196 \text{ N}$
- $F_a = 1047.407 \text{ N}$

Para las poleas se considera las siguientes condiciones:

$$\frac{T_1}{T_2} = 4 \quad (66)$$

$$F_t = T_1 - T_2 \quad (67)$$

Fuerza tangencial en la polea es:

$$F_{tp} = \frac{984.26 \text{ W}}{2.0885 \text{ m/s}} = 471.276 \text{ N}$$

La fuerza de tensión 1 y 2 es:

$$T_1 = 628.368 \text{ N}$$

$$T_2 = 157.092 \text{ N}$$

Con las fuerzas encontradas que genera tanto el engranaje como la polea, se determina la dirección de las mismas aplicando las **Ecuaciones** (27), (28), (29) y (30) en el caso de los engranajes y las **Ecuaciones** (33), (34), (35) y (36) para el caso de las poleas; es decir, en sus componentes horizontal y vertical para cada caso.

Para el piñón se tiene:

Para la componente horizontal:

$$F_{tx} = F_t \cos Y = 2055.6922 \text{ N} * \cos(240) = -1027.83 \text{ N}$$

$$F_{rx} = F_r \cos \lambda = 748.196 \text{ N} * \cos(330) = 647.9569 \text{ N}$$

Para la componente vertical:

$$F_{ty} = F_t \sin Y = 2055.6922 \text{ N} * \sin(240) = -1780.25 \text{ N}$$

$$F_{ry} = F_r \sin \lambda = 748.196 \text{ N} * \cos(330) = -374.09 \text{ N}$$

Por lo tanto, usando las **Ecuaciones** (31) y (32) se obtiene la fuerza resultante en sus componentes en x y y .

Fuerza resultante del engranaje en la componente horizontal:

$$F_{ex} = F_{tx} + F_{rx} = -1027.83 \text{ N} + 647.9569 \text{ N} = -379.87 \text{ N}$$

Fuerza resultante del engranaje en la componente vertical:

$$F_{ey} = F_{ty} + F_{ry} = -1780.25 \text{ N} - 374.09 \text{ N} = -2154.345 \text{ N}$$

Para la polea se tiene:

Para la componente horizontal:

$$T_{1x} = T_1 \cos \theta_1 = 628.368 \text{ N} \cos(192.179) = -614.225 \text{ N}$$

$$T_{2x} = T_2 \cos \theta_2 = 157.092 \text{ N} \cos(207.821) = -138.934 \text{ N}$$

Para la componente vertical:

$$T_{1y} = T_1 \sin \theta_1 = 628.368 \text{ N} \sin(192.179) = -132.569 \text{ N}$$

$$T_{2y} = T_2 \sin \theta_2 = 157.092 \text{ N} \sin(207.821) = -73.3156 \text{ N}$$

Por lo tanto, usando las **Ecuaciones** (37) y (38) se obtiene la fuerza resultante en sus componentes en x y y .

Fuerza resultante de la polea mayor en la componente horizontal:

$$T_{px} = T_{1x} + T_{2x} = -614.225 \text{ N} - 138.934 \text{ N} = -753.159 \text{ N}$$

Fuerza resultante de la polea mayor en la componente vertical:

$$T_{py} = T_{1y} + T_{2y} = -132.569 \text{ N} - 73.3156 \text{ N} = -205.885 \text{ N}$$

Teniendo la magnitud y dirección de las fuerzas resultantes que actúan en el eje, se traza los diagramas de fuerza cortante y momento flecto, mismo que se puede observar en la **Tabla 19**.

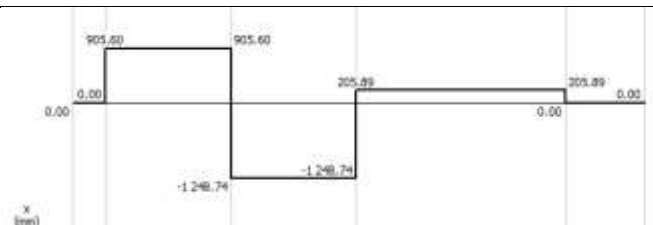
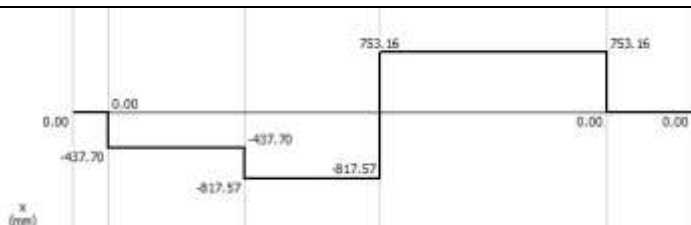
Tabla 19

Diagramas de fuerza cortante y momento flecto para el eje N°3

Diagramas de fuerza cortante

En la componente horizontal

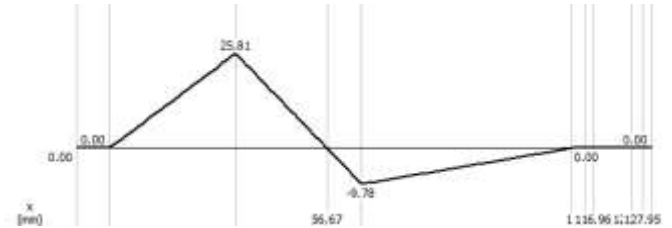
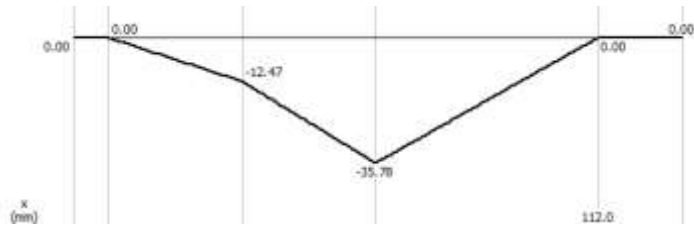
En la componente vertical



Diagramas de momento flecto

En la componente horizontal

En la componente vertical



Fuente: Grupo de trabajo.

Una vez determinado los diagramas cortantes y momentos flectores para el eje de estudio, se determina el diámetro mínimo considerando una resultante del momento flector de la componente horizontal como vertical, para ello se emplea la **Ecuación (65)**.

$$M_f = \sqrt{M_{fx}^2 + M_{fy}^2} = \sqrt{(35.78 \text{ Nm})^2 + (9.78 \text{ Nm})^2}$$

$$M_f = 37.09 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, usando la **Ecuación (26)** se determina el diámetro mínimo del eje.

$$d = \left[\frac{32 * 2.5}{\pi * 370 * 10^6 \text{ Pa}} \sqrt{37.09^2 \text{ Nm} + 46.142^2 \text{ Nm}} \right]^{1/3} = 0.01597 \text{ m}$$

Entonces, el diámetro mínimo para el tercer eje es de 16 mm.

6.2.12.1.1 *Diseño de chavetero*

Para determinar la longitud de chaveta en esta sección, se utilizó la norma DIN 6085 A, en donde el material recomendado es el Acero C45 que presenta una resistencia a la tracción de 600 N/mm^2 (citar a OPAC). De acuerdo con la tabla del **Anexo 1** se conoce el ancho b y altura h de la sección transversal de la chaveta sabiendo que diámetro del es 16 mm, por lo tanto, se tiene:

$$b = 5 \text{ mm}$$

$$h = 5 \text{ mm}$$

Como se muestra en el DCL de la **Figura 46**, se utiliza el punto O como de referencia para el análisis del cálculo.

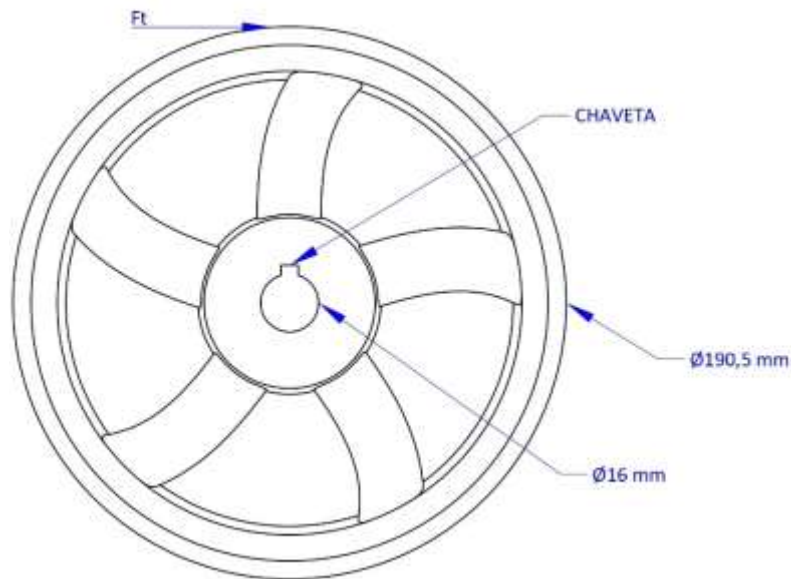


Figura 46. DCL del chavetero del eje de la polea.

Autores: Grupo de trabajo.

Conociendo que la fuerza tangencial en la polea F_t es de 471.276 N, se determinará la fuerza resistiva de la chaveta haciendo la suma de momentos respecto al punto O es:

$$F_r * r - 190.5 \text{ mm} * F_t = 0$$

$$F_r = 5\,611.13 \text{ N}$$

Para determinar el largo de la chaveta (L) se emplea la **Ecuación (61)** donde se obtiene:

$$L = \frac{F_r}{\tau * b}$$

$$L = \frac{5\,611.13 \text{ N}}{600 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 5 \text{ mm}}$$

$$L = 1.87 \text{ mm}$$

De acuerdo con la tabla del **Anexo 2**, se selecciona una longitud de chaveta normalizada de 10 mm. Por lo tanto, la denominación para la chaveta para el eje de la rueda hidráulica es:

DIN 6885 A 5x5x10

6.2.13 Transmisión por poleas

Para la segunda transmisión de multiplicación de velocidad se utilizó poleas dado que permiten tener una fácil configuración y las dimensiones en el mercado son accesibles.

6.2.13.1 Selección de poleas

Dada la velocidad angular que se tiene a la salida del eje de la primera transmisión por engranajes (203.68 rpm), la segunda transmisión debe multiplicar dicha velocidad para alcanzar la necesaria para el eje del micro-generador (490 rpm).

- **Relación de transmisión**

Para determinar la segunda relación de transmisión se trabajó con la velocidad angular de entrada y salida de la transmisión por poleas.

$$i = \frac{n_{salida}}{n_{entrada}}$$

$$i = \frac{500 \text{ rpm}}{203.68 \text{ rpm}}$$

$$i = 2.45$$

Para seleccionar las dimensiones de las poleas que pueden servir para el diseño, se realizó una tabla de propuestas de diámetros de poleas en función de la relación de transmisión obtenida.

Tabla 20

Configuración de relación de transmisión

Relación de transmisión ($i = 2.45$)	
Polea conductora	Polea conducida
6.00	2.44
6.50	2.65
7.00	2.85
7.50	3.06
8.00	3.26
8.50	3.46

Fuente: Grupo de trabajo.

Las poleas que más se ajustan al diseño y a la relación de transmisión son las poleas de $7\frac{1}{2}$ in y la de 3 in.

La velocidad que se obtuvo a la salida de la transmisión por poleas es:

$$n = 203.68 * \frac{7.5 \text{ in}}{3 \text{ in}}$$

$$n = 509.2 \text{ rpm}$$

6.2.13.2 Cálculo de transmisión por correas

- **Distancia entre centros**

Para el cálculo de la distancia de centros entre poleas se propone usar distancia de 1.57 veces la suma de sus diámetros, lo que puede ser útil para reducir la tensión en la correa o permitir mejores ajustes durante su instalación. Por lo tanto, se utiliza la **Ecuación** (68) para determinar la distancia entre centros.

$$Dc = 1.57 * (\phi_{PM} + \phi_{pm}) \quad (68)$$

Por lo tanto, se tiene:

$$Dc = 1.57 * (7.5 \text{ in} + 3 \text{ in})$$

$$Dc = 16.485 \text{ in} = 0.42 \text{ m}$$

- **Ángulo de complemento (β)**

Se calcula el ángulo de complemento usando la **Ecuación (3)**. Por lo tanto, se obtiene:

$$\beta = \text{sen}^{-1} \left(\frac{0.1905 - 0.0762}{2 * (0.42)} \right) * \frac{\pi}{180}$$

$$\beta = 7.771^\circ \approx 0.1356 \text{ rad}$$

- **Ángulo de abrazamiento (α)**

Se calcula el ángulo de abrazamiento para la polea mayor usando la **Ecuación (4)** y para la polea menor la **Ecuación (5)**.

Polea menor

$$\alpha_d = \pi - 2(7.771^\circ)$$

$$\alpha_d = 2.87 \text{ rad}$$

Polea mayor

$$\alpha_D = \pi + 2(7.771^\circ)$$

$$\alpha_D = 3.413 \text{ rad}$$

- **Arco de abrazamiento**

El arco de abrazamiento para la polea menor y mayor se determina con la **Ecuación (6)** y (7) respectivamente.

Polea menor

$$S_d = \frac{(2.87) * (0.0762 \text{ m})}{2}$$

$$S_d = 0.109 \text{ m}$$

Polea mayor

$$S_D = \frac{(3.413) * (0.1905 \text{ m})}{2}$$

$$S_D = 0.325 \text{ m}$$

- **Longitud de tramo recto**

Para el cálculo de la longitud de tramo recto se usó la **Ecuación (8)**.

$$S_D = \sqrt{(0.42 \text{ m})^2 - \left(\frac{0.1905 \text{ m} - 0.0762 \text{ m}}{2}\right)^2}$$

$$L_t = 0.416 \text{ m}$$

- **Longitud de correa**

Usando la **Ecuación (9)** se calcula la longitud que tiene la correa.

$$L_c = 2(0.416 \text{ m}) + (0.109 \text{ m}) + (0.325 \text{ m})$$

$$L_c = 1.266 \text{ m} \approx 49.84 \text{ in}$$

Finalmente, en la **Figura 47** se muestra los parámetros geométricos de la transmisión de potencia por correas trapezoidales. Además, estos datos ayudarán en posteriores etapas del proyecto para definir otros diseños mecánicos.

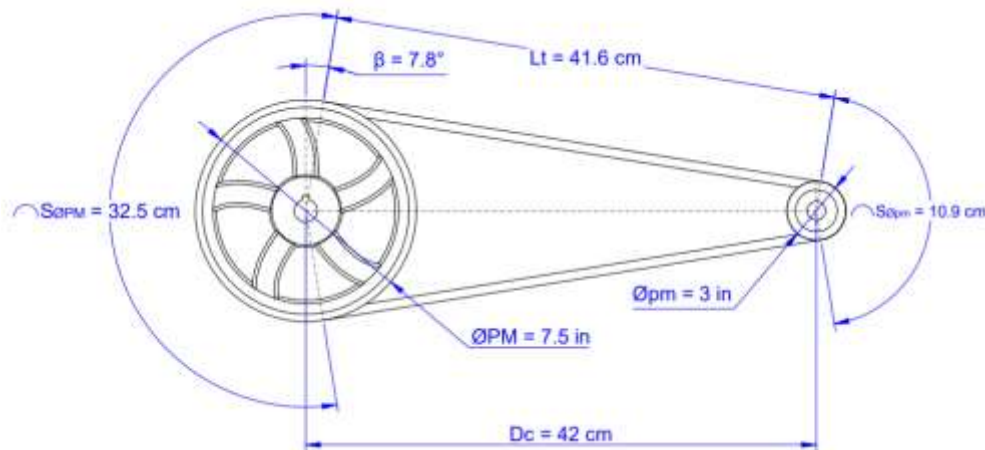


Figura 47. Geometría definida de la transmisión por correas.

Fuente: Grupo de trabajo.

Dada las características que tiene el sistema de transmisión de potencia, una correa de perfil A es suficiente para transmitir el torque y velocidad angular que existe en la última transmisión de multiplicación de velocidad. Por lo tanto, se usó el perfil A de 50 in.

6.2.13.3 Número de correas

- **Ángulo de garganta**

El ángulo de garganta es de $40^\circ = 0.698 \text{ rad}$.

- **Tensión de la correa**

La tensión que tiene la correa al estar totalmente extendida se calculó mediante la **Ecuación (13)**.

$$\delta_{\text{permisible}} = 350 \text{ psi}$$

$$A_c = 81 \text{ mm}^2 = 81 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$T_1 = 1724000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 81 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$T_1 = 58.644 \text{ N}$$

- **Velocidad lineal**

La velocidad lineal se calcula mediante la **Ecuación (69)**.

$$V_L = \frac{\omega * r_{pm}}{2} \tag{69}$$

$$V_L = \frac{\left(\frac{203.697 * \pi}{30}\right) * (0.1905)}{2}$$

$$V_L = 2.032 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- **Masa lineal**

La masa lineal que tiene la correa se calculó mediante la **Ecuación (16)**.

$$m_L = \frac{12215.06 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} * 81 \times 10^{-6} \text{ m}^2}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$m_L = 0.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

- **Fuerza centrífuga**

La fuerza centrífuga generada por las poleas se calcula con la **Ecuación (15)**.

$$F_c = \left(0.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}}\right) \left(2.032 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2$$

$$F_c = 0.413 \text{ N}$$

- **Tensión T2 o ramal flojo**

Para el cálculo de la T2 o también conocido como el ramal flojo se calcula con la **Ecuación (14)**.

$$T_2 = \frac{58.64 - 0.413}{64.957} + 0.413$$

$$T_2 = 1.309 \text{ N}$$

- **Fuerza tangencial de la correa**

La fuerza tangencial que tiene la correa en la transmisión por poleas se calcula mediante la **Ecuación (12)**.

$$F_t = 58.644 \text{ N} - 1.309 \text{ N}$$

$$F_t = 57.335 \text{ N}$$

- **Potencia de correa (1 correa)**

Para el cálculo de la potencia que tiene 1 correa se usa la **Ecuación** (11).

$$P_c = 57.335 \text{ N} * 2.032 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_c = 116.83 \text{ W}$$

- **Número de correa**

El cálculo del número de correas se puede determinar con la **Ecuación** (10).

$$N^{\circ}_{\text{correas}} = \frac{117.64}{116.83}$$

$$N^{\circ}_{\text{correas}} = 1.006$$

$$N^{\circ}_{\text{correas}} \approx 1 \text{ correa}$$

- **Tensado inicial**

Para determinar el tensado inicial se lo puede determinar con la **Ecuación** (70).

$$T_o = \frac{T_1 - T_2}{2} - F_c \quad (70)$$

$$T_o = \frac{58.644 \text{ N} - 1.309 \text{ N}}{2} - 0.413 \text{ N}$$

$$T_o = 28.25 \text{ N}$$

6.2.13.4 Diseño de eje de salida de la transmisión por poleas.

Para el cuarto eje, el único elemento de transmisión en la que va involucrado el eje de estudio es la polea menor de 3in denominada como ϕ_{pm} , por lo tanto, se determina las fuerzas que intervienen en dicho elemento. Las fuerzas de tensión tanto de T_1 y T_2 ya se establecieron en el apartado anterior siendo los valores:

$$T_1 = 628.368 \text{ N}$$

$$T_2 = 157.092 \text{ N}$$

Ahora se determina la dirección de las fuerzas de tensión empleando las **Ecuaciones** (33), (34), (35) y (36); es decir, en sus componentes horizontal y vertical para cada caso.

Para la componente horizontal se tiene:

$$T_{1x} = T_1 \cos \theta_1 = 628.368 \text{ N} \cos(12.229) = 614.225 \text{ N}$$

$$T_{2x} = T_2 \cos \theta_2 = 157.092 \text{ N} \cos(27.771) = 138.934 \text{ N}$$

Para la componente vertical se tiene:

$$T_{1y} = T_1 \sin \theta_1 = 628.368 \text{ N} \sin(12.229) = 132.569 \text{ N}$$

$$T_{2y} = T_2 \sin \theta_2 = 157.092 \text{ N} \sin(27.771) = 73.3156 \text{ N}$$

Por lo tanto, usando las **Ecuaciones** (37) y (38) se obtiene la fuerza resultante en sus componentes en x y y .

Fuerza resultante de la polea menor en la componente horizontal:

$$T_{px} = T_{1x} + T_{2x} = 614.225 \text{ N} + 138.934 \text{ N} = 753.159 \text{ N}$$

Fuerza resultante de la polea menor en la componente vertical:

$$T_{py} = T_{1y} + T_{2y} = 132.569 \text{ N} + 73.3156 \text{ N} = 205.885 \text{ N}$$

Teniendo la magnitud y dirección de las fuerzas resultantes que actúan en el eje, se traza los diagramas de fuerza cortante y momento flecto, mismo que se puede observar en la **Tabla 21**.

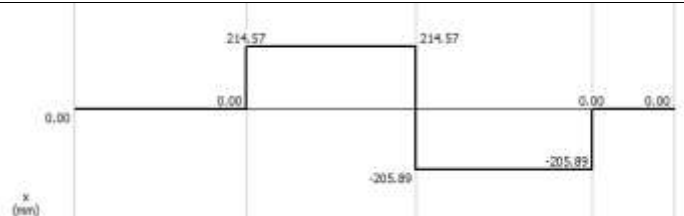
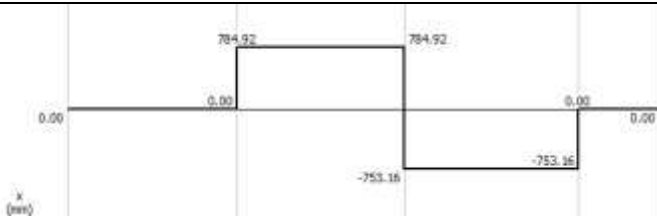
Tabla 21

Diagramas de fuerza cortante y momento flecto para el eje N°4

Diagramas de fuerza cortante

En la componente horizontal

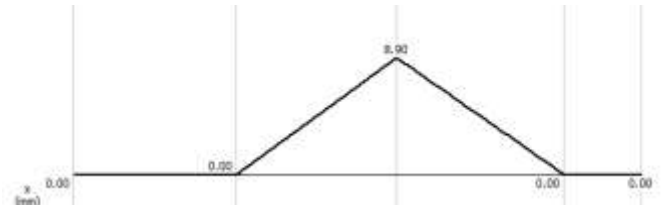
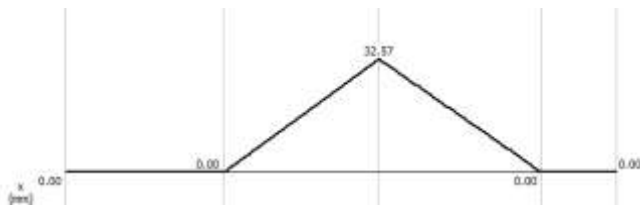
En la componente vertical



Diagramas de momento flector

En la componente horizontal

En la componente vertical



Fuete: Autores

Una vez determinado los diagramas cortantes y momentos flectores para el eje de estudio, se determina el diámetro mínimo considerando una resultante del momento flector de la componente horizontal como vertical, para ello se emplea la **Ecuación (65)**.

$$M_f = \sqrt{M_{fx}^2 + M_{fy}^2} = \sqrt{(32.57 \text{ Nm})^2 + (8.9 \text{ Nm})^2}$$

$$M_f = 32.806 \text{ Nm}$$

Por lo tanto, usando la **Ecuación (26)** se determina el diámetro mínimo del eje.

$$d = \left[\frac{32 * 2.5}{\pi * 370 * 10^6 \text{ Pa}} \sqrt{35.042^2 \text{ Nm} + 17.956^2 \text{ Nm}} \right]^{1/3} = 0.0137 \text{ m}$$

Por lo tanto, el diámetro para el segundo eje es de 14 mm.

6.3 Proceso constructivo

Una vez que se han determinado las características, diseños, dimensiones y más elementos que conforman el proyecto, se procede a iniciar con la adquisición de materiales, trazado y posteriormente la construcción del proyecto.

A este proceso constructivo se lo dividió en cinco partes:

- Construcción de la rueda hidráulica
- Mecanizado de ejes
- Construcción de la base de soporte de la rueda
- Construcción del sistema de multiplicación de velocidad y transmisión de potencia
- Construcción del soporte del micro-generador para tensado de la correa.

6.3.1 Construcción de la rueda hidráulica

6.3.1.1 Construcción de los cangilones, bases y tapas.

Se compró dos planchas de acero galvanizado de 1/25 in que son lo suficientemente maleables como para rayar, cortar y realizar los dobleces necesarios para formar las diferentes partes que conforman la rueda hidráulica.

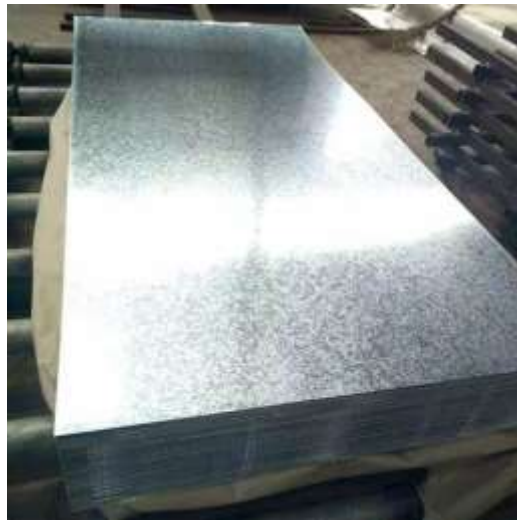


Figura 48. Plancha de acero galvanizado.

Fuente: Grupo de trabajo.

Dado que el material es brillante y posee una textura lisa donde las marcas que se le realicen son poco visibles, se optó por pintar las planchas de color negro para realizar los trazos respectivos.

Para tener un mejor aprovechamiento de las planchas, se realizó un diagrama en AutoCAD de las diferentes orientaciones que se puede realizar con el fin aprovechar y cortar la mayor cantidad de tapas, bases y cangilones posibles.

Las tapas de los cangilones se cortaron en piezas enteras de 3 tapas por corte, esto con el fin de que no haya demasiadas uniones entre cangilones y que estos ayuden a mejorar el contacto, simetría y balance de la rueda.



Figura 49. Pintado y trazado de las tapas de cangilones.

Fuente: Grupo de trabajo.

Los cortes se realizaron con una cizalladora manual y para eliminar las partes que son poco accesibles se utilizó la tijera de mano.

Para evitar cortes al momento de manipular las piezas, se eliminaron las partes que terminan en puntas filosas y se limó las puntas que pueden ocasionar cortes.



Figura 50. Corte de las piezas del cangilón.

Fuente: Grupo de trabajo.

Para realizar el armado de los cangilones se puede basar en la **Figura 51** donde se detalla el proceso de armado:

- 1) En el primer paso se une con remaches la pared del cangilón 1 y 2 con la tapa.
- 2) Para la pared 3 se realiza la unión con pernos M5 debido a que este va a ir unido con el siguiente conjunto de cangilones.
- 3) Seguidamente se une la otra tapa lateral con los 3 cangilones.
- 4) Para finalizar el ensamble se coloca las bases de cada uno de los cangilones.

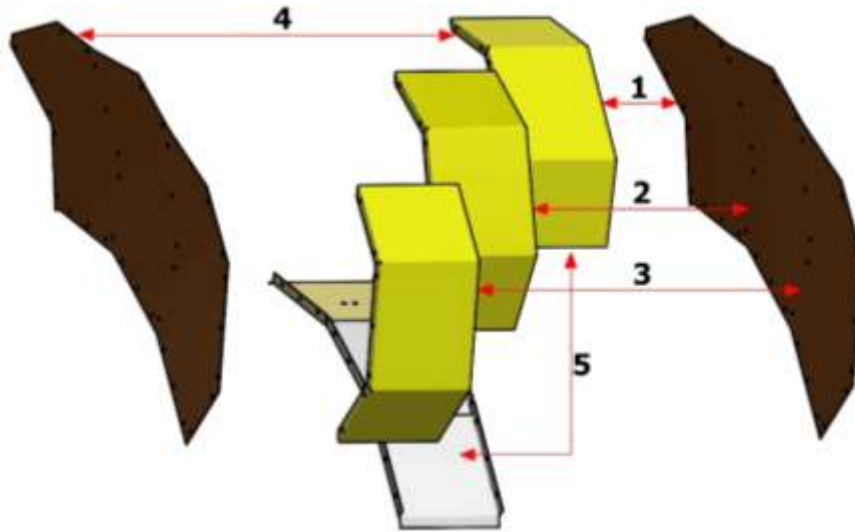


Figura 51. Proceso de ensamble de los cangilones.

Fuente: Grupo de trabajo.



Figura 52. Conjunto de 3 cangilones.

Fuente: Grupo de trabajo.

Para la unión de los 6 conjuntos de 3 cangilones cada uno, se usaron pernos M5 ya que el uso de pernos mejora la unión entre elementos y a mantener un mayor soporte, manejo y equilibrio de la rueda.

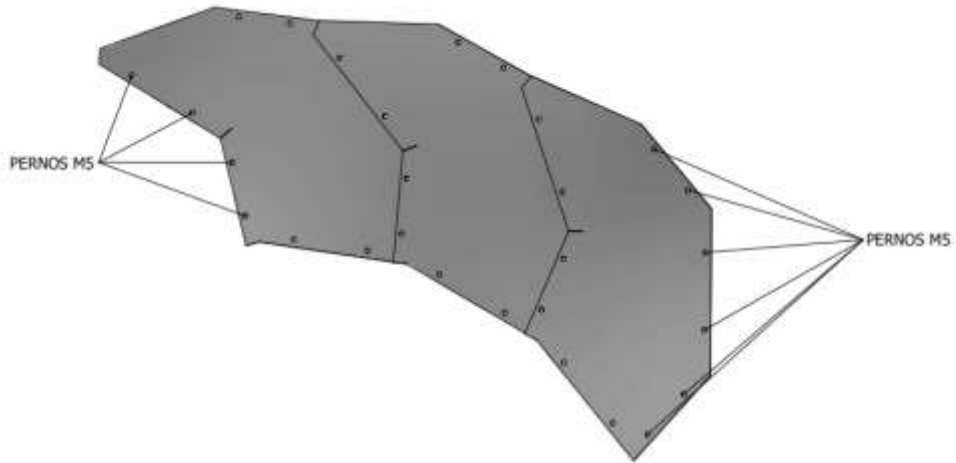


Figura 53. Ubicación de pernos.

Fuente: Grupo de trabajo.

Una vez ensamblado los conjuntos que contienen a los cangilones, se procede a unir una seguida de otra para finalmente formar la rueda hidráulica.



Figura 54. Armado final de los cangilones.

Fuente: Grupo de trabajo.

Para asegurar que la rueda mantenga su forma circular, se dibujó una circunferencia en el suelo con el diámetro interno de la rueda para tener una referencia que pueda permitir centrarla.

Para asegurar que la rueda mantenga su forma circular, se dibujó una circunferencia en el suelo con el diámetro interno de la rueda para tener una referencia que pueda permitir centrarla.



Figura 55. Centrado de la rueda hidráulica.

Fuente: Grupo de trabajo.

La rueda debe mantener su forma circular para evitar oscilaciones al momento de que entre en operación por lo que se mecanizó una platina de 3 mm de espesor para darle una forma circular y que posteriormente sea colocada dentro de la rueda, permitiendo que los cangilones tengan una base donde apoyarse y así evitar que se expandan o se contraigan al encontrarse en movimiento.

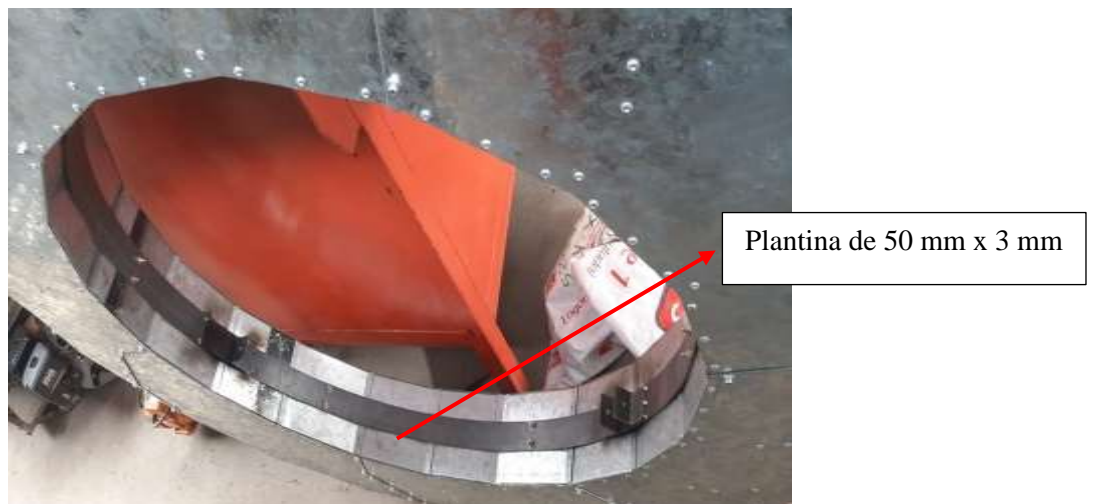


Figura 56. Anillo de soporte para la base de los cangilones.

Fuente: Grupo de trabajo.

6.3.1.2 Construcción e inserción de los rayos.

Para mejorar el soporte y ubicación del eje de la rueda, se trabajó con 3 rayos distribuidos en el diámetro interno de la rueda.

Fueron empernados a dos discos de 3 mm de espesor con forma hexagonal que fueron colocados en el centro de la rueda y a dos ángulos por cada rayo ubicados sobre el anillo de platina.



Figura 57. Diseño y empernado de los 3 rayos.

Fuente: Grupo de trabajo.

Para la unión de todos los rayos con el eje central de la rueda, se mecanizó dos platinas hexagonales que fueron unidas mediante pernos M8 x 75 mm a cada uno de los rayos que tiene la rueda.

Además, para colocar el eje de la rueda hidráulica, se soldó un tubo de acero que fue previamente mecanizado para que se ajuste al diámetro que tiene el eje principal.



Figura 58. Discos hexagonales soldados al tubo que contiene al eje principal.

Fuente: Grupo de trabajo.

Una vez empernados, remachados y soldados los componentes se obtiene la rueda hidráulica completamente armada.



Figura 59. Rueda hidráulica y herramientas usadas para su montaje.

Fuente: Grupo de trabajo.

6.3.2 Mecanizado de ejes

Para el mecanizado de los ejes se compraron barras del acero SAE 1018 para su posterior desbastado hasta lograr tener los diámetros deseados.

Todos los ejes tienen el mismo proceso de mecanizado, sin embargo, son realizados en diferentes dimensiones y modelos según el lugar en el que están incorporados.

El desbastado se lo realizó en un torno marca MATEU, en el cual se coloca el elemento a mecanizar y se realiza el proceso de desbaste o perforación a diferentes velocidades dependiendo del trabajo que se desea realizar.



Figura 60. Torno marca MATEU.

Fuente: Grupo de trabajo.

6.3.2.1 Eje de la rueda hidráulica

Este eje está sometido a la mayor cantidad de esfuerzos dado que soporta al elemento con mayor peso que es la rueda hidráulica, por lo tanto, tiene que ser un eje robusto de un diámetro mayor al de los demás ejes.

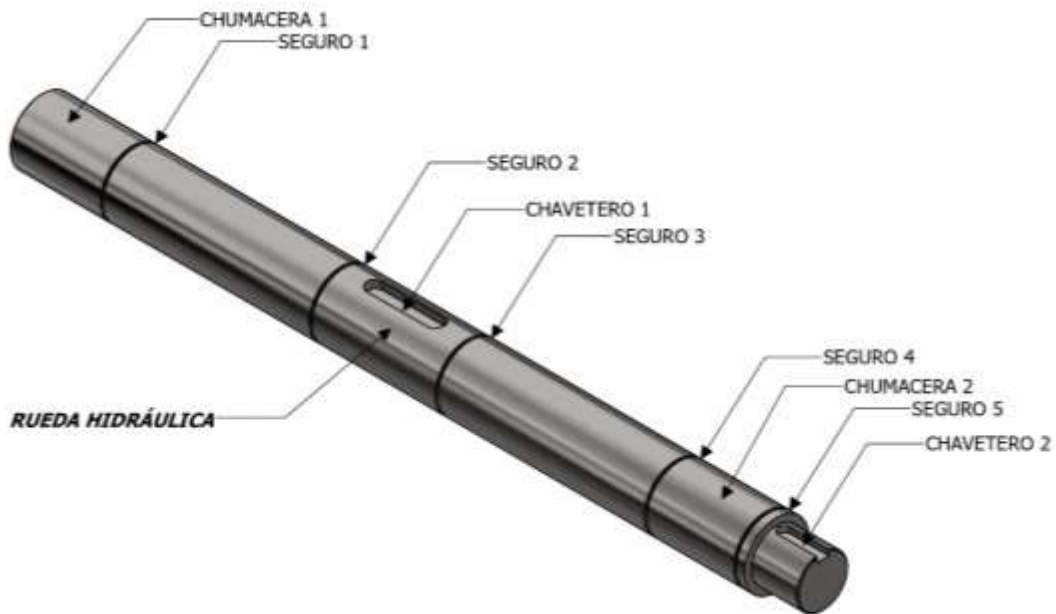


Figura 61. Eje de la rueda hidráulica.

Fuente: Grupo de trabajo.

6.3.2.2 Eje de entrada a la caja multiplicadora

Este eje es el encargado de unir al eje de la rueda hidráulica con el primer engranaje helicoidal de 67 dientes mediante un acople marca Lovejov.



Figura 62. Eje de entrada a la caja multiplicadora.

Fuente: Grupo de trabajo.

6.3.2.3 Eje de salida de la caja multiplicadora

Este eje une la salida de la caja multiplicadora donde se encuentra el piñón de 17 dientes con la entrada de la segunda transmisión donde está la polea de $7\frac{1}{2}$ in.



Figura 63. Eje de entrada de la transmisión por poleas.

Fuente: Grupo de trabajo.

6.3.2.4 Eje de salida de la transmisión por poleas

El torque que transmite este eje es bajo por tal razón el diámetro de dicho eje es pequeño en comparación a los anteriores. Con la ayuda de un acople, este eje va unido con el eje del micro-generador transmitiendo así la velocidad necesaria para generar electricidad.



Figura 64. Eje de salida de la transmisión por poleas.

Fuente: Grupo de trabajo.

6.3.3 Construcción de la base de soporte de la rueda

Para la base de la rueda hidráulica se usaron tubos cuadrados de 40 x 40 mm y para los tirantes laterales se emplearon platinas de 720 x 25 mm de un espesor de 4 mm unidos con unas pestañas de 30 mm de largo.

La unión de todas las partes de la base son soldadas con el fin de que sea rígida y soporte todas las cargas a las cuales va a estar sometida por el montaje y al encontrarse en funcionamiento.



Figura 65. Proceso de construcción de la base.

Fuente: Grupo de trabajo.

Los tirantes que se colocaron en la parte lateral son empernados a unas pequeñas pestañas que se colocaron en los tubos que forman la base de la rueda.

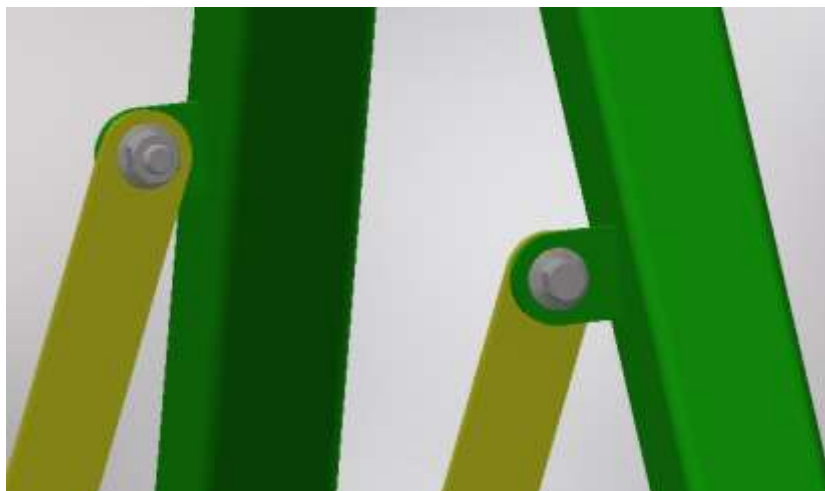


Figura 66. Pestañas para empernar con los tirantes laterales.

Fuente: Grupo de trabajo.

6.3.4 Construcción del sistema de multiplicación de velocidad y transmisión de potencia

Para el sistema de multiplicación de velocidad se usaron dos transmisiones, una de engranajes helicoidales y otra de poleas.

6.3.4.1 Sistema de transmisión por engranajes

Para el sistema de engranajes se construyó una caja de acero que permita colorar los rodamientos y a su vez los ejes que sostendrán a los engranes.

La caja contiene dos placas hexagonales que sirven como base-tapa y 6 placas de diferentes medidas que sirven de tapas para las partes laterales de la caja multiplicadora.

A las placas que sirven como tapas fueron perforadas en el área donde van a ir soldadas las bridas que contienen a los rodamientos, retenes y estos a su vez el eje donde se encuentra el engranaje helicoidal.

Debido a que se adquirieron los engranajes en una tienda de elementos mecánicos, estos deben ser mecanizados para que puedan ser colocados en sus respectivos ejes.

Al engranaje de 67 dientes se le colocó un disco en el centro y 4 pernos M8x15 mm los cuales ayudan a fijar el disco con el engranaje.

Al piñón se le realizó un proceso de destiempo debido a la dureza del material del cual es fabricado. Posteriormente fue mecanizado el eje al cual venia unido para dejarlo con las medidas correspondientes.



Figura 67. Engranaje y piñón ubicados sobre la tapa-base.

Fuente: Grupo de trabajo.

Seguidamente se realizó el mismo proceso de mecanizado para la segunda base-tapa de la caja para que sea sellada, además, se colocaron 7 pequeños ángulos con perforaciones roscadas las cuales permitirán unir la tapa-base con la caja logrando sellarla herméticamente.

En las dos partes laterales de la caja se realizaron dos perforaciones para colocar un tampón en cada uno, esto con el fin de que se pueda realizar un cambio de aceite cuando transcurra cierto tiempo de funcionamiento o cuando el operador desee.

6.3.4.1.1 Características del lubricante de la caja de engranajes.

Este lubricante Alpha SP 220 (ver **Figura 68**) esta formulado a partir de aceite mineral de alta calidad en base de azufre y fosforo. Además, contiene aditivos antioxidantes, anticorrosivos y antiespumantes. Es ideal para engranajes helicoidales y cónicos que operan bajo cargas moderadas y altas, y en el caso del presente proyecto, funciona a la perfección puesto que la carga a la cual está sometida la caja de engranajes es considerable.



Figura 68. Lubricante Castrol Alpha SP 220

Fuente: Grupo de trabajo.

Gracias a su viscosidad ISO VG 220 permite que los engranajes puedan ser lubricados de mejor manera y con ello se pueda reducir el desgaste producido por la fricción que existe al estar en contacto al momento de transmitir la potencia generada por la rueda hidráulica. El Sistema de Clasificación de Viscosidad de la Organización Internacional de Normalización (ISO VG), indica que 220 está dentro de la viscosidad nominal a 40° C la cual está dentro del rango permitido de 198 a 242 cSt (centistokes, Unidad de viscosidad). Este aceite tiene la viscosidad necesaria para que pueda lubricar la caja de engranajes, ya que, en caso de tener una baja viscosidad, los engranajes no pueden ser completamente cubiertos provocando así desgastes en los componentes giratorios.

6.3.4.2 Sistema de transmisión por poleas

Para la segunda transmisión se realizaron mecanizados en las poleas de $7\frac{1}{2}$ in y 3 in. Se desbastó los diámetros internos para ajustarlos a las medidas que tienen los ejes de entrada

y salida de la transmisión. Además, se mecanizaron los chaveteros que evitan que las poleas se deslicen con respecto al eje.



Figura 69. Polea de $7\frac{1}{2}$ in y 3 in respectivamente.

Fuente: Grupo de trabajo.

Las poleas a más de tener los chaveteros mecanizados cuentan con un prisionero el cual ayuda a asegurar aún más la polea con el eje que lo contiene.

6.3.5 Construcción del soporte del micro-generador para tensado de la correa.

Se construyó una base para colocar el micro-generador que irá conectado mediante una correa trapezoidal al eje que sale de la primera transmisión de poleas.

La base construida está unida con un rayo móvil el cual está empernado a la base de la rueda hidráulica lo cual le permite que se pueda mover en dos direcciones dependiendo del tensado que se le desee hacer.

El empernado que tiene el rayo está conectado con dos pestañas que fueron soldadas en uno de los tubos que conforman la base.



Figura 70. Soporte y tensado de la correa que tiene el micro-generador.

Fuente: Grupo de trabajo.

6.4 Sistema eléctrico

El siguiente diagrama eléctrico mostrado en la **Figura 71** representa las conexiones realizadas para el correcto funcionamiento del sistema energético. De igual manera, se especifica cada componente que se ha detallado en apartados anteriores, esto con el fin de que el lector pueda reconocer cada parte que compone el diseño.

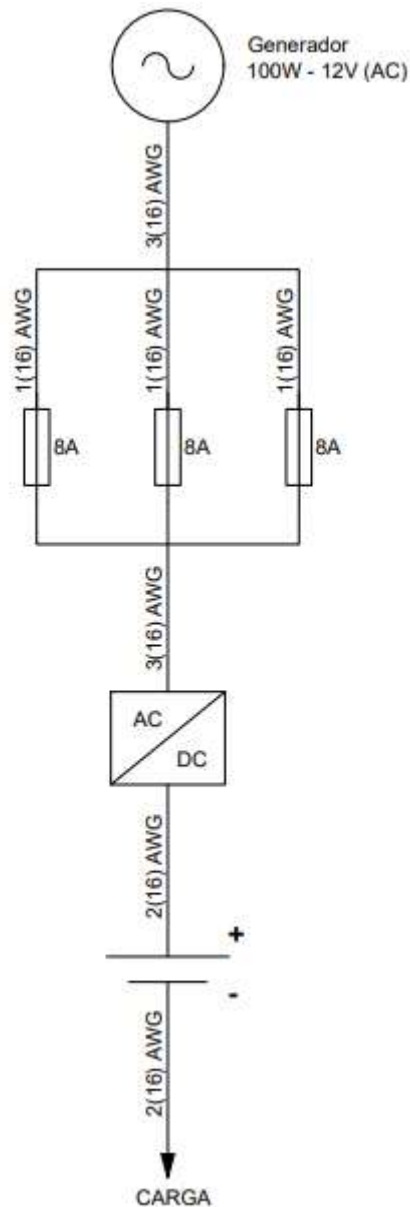


Figura 71. Diagrama unifilar del sistema eléctrico.

Fuente: Grupo de trabajo.

Todo el sistema eléctrico está diseñado para poder funcionar sin problema en las condiciones en las que el proyecto está puesto en marcha. La caja de revisión cuenta con diferentes entradas, las cuales sirven para el cableado de entrada y salida. El cableado de entrada permite que la energía que genera el sistema llegue hasta los 3 disyuntores con una protección de 8 A cada uno. A la salida de los disyuntores se encuentra una bornera que permite la conexión con la entrada del rectificador y controlador de carga que a su vez se conecta con la batería la cual almacenará la energía generada. A la salida de la caja de revisión tenemos el cableado para la carga que se desea aplicar al sistema, es decir, la batería que se encuentra en carga y descarga alimentará a un circuito que se le coloque.



Figura 72. Tablero eléctrico.

Fuente: Grupo de trabajo.

6.5 Validación y puesta en marcha del proyecto

Para realizar la puesta en marcha se utilizaron diferentes elementos que permitieron alimentar la rueda hidráulica, las cuales fueron:

- Bomba de un pistón de 60 m³/h de succión
- Manguera roscada para succión (4 m) de 3 in
- Manguera flexible para descarga (4 m) de 3 in
- Codo cerrado de 3 in
- Reductor de 3 in a 2 in
- Tubo de descarga (2 m) de 2 in
- Codo abierto de 2 in
- Tanque plástico de 181 litros
- Multímetro
- Tacómetro
- Cronómetro
- 4 m de cableado calibre 12 AWG
- Un par de lagartos pequeños

Las pruebas de campo del proyecto de micro-generación se dividieron en 2 etapas:

- Instalación del equipo y el sistema de bombeo
- Pruebas de campo y recolección de datos.

6.5.1 *Instalación del equipo y el sistema de bombeo*

Se niveló la rueda hidráulica para que gire sin problemas de oscilaciones que puedan frenarla o desestabilizarla.



Figura 73. Ajuste del nivel de la rueda.

Fuente: Grupo de trabajo.

Se instaló el sistema de bombeo que comprende los elementos como la bomba y la manguera de succión y descarga. Se realizó el proceso de cebado de la bomba y tensado de las mangueras, hacia el río para la de succión y hacia la rueda para la manguera de descarga.



Figura 74. Conexión de la tubería de succión y descarga de la bomba.

Fuente: Grupo de trabajo.

Para la medición del voltaje se realizó una extensión que une los terminales del micro-generador con las puntas de los lagartos y estos a su vez con los cables del multímetro.



Figura 75. Multímetro para medición de voltaje.

Fuente: Grupo de trabajo.

Una vez que se montó el sistema de micro-generación, el mecanismo está listo para entrar en funcionamiento.

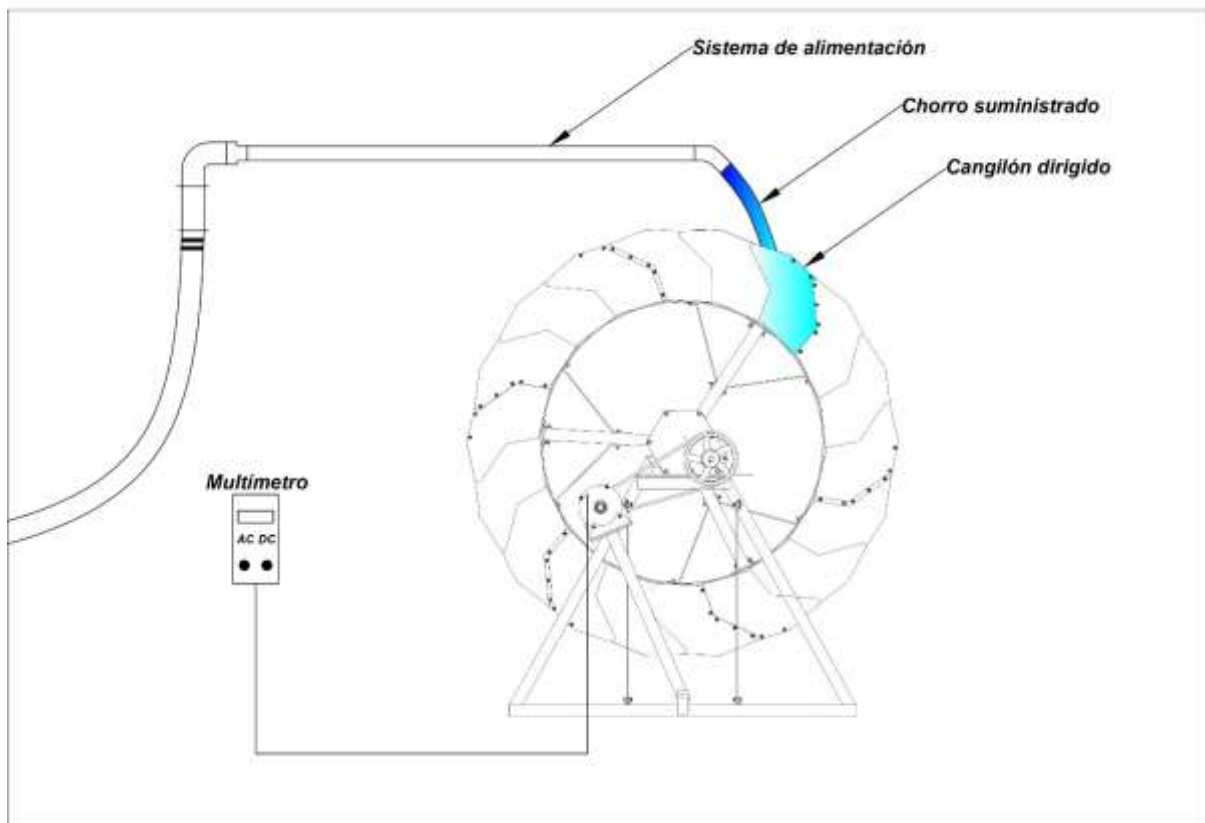


Figura 76. Montaje del proyecto.

Fuente: Grupo de trabajo.

6.5.2 Simulación, puesta en marcha y recolección de datos

6.5.2.1 Simulación del proyecto en Xflow Simulation.

Antes de realizar la puesta en marcha se realizó la simulación del funcionamiento del proyecto en el Software Xflow Simulation para determinar el comportamiento que tiene el sistema de generación al ser alimentado con cierto caudal.

Como primer paso se debe realizar el ensamble de la rueda hidráulica en un solo elemento para evitar problemas con el Software. Seguido a esto se abre el diseño de la rueda hidráulica dentro del programa para proceder a centrarla y colocar ciertos parámetros de ubicación respecto al plano que se vaya a simular.

Luego de abrir y ubicar correctamente el proyecto se ingresan todos los valores conocidos respecto al caudal de alimentación, la dirección del fluido, las características del líquido que se usa y más parámetros que son relevantes en la simulación.

En la **Figura 77** se colocan los datos como el posicionamiento del diseño en los ejes de referencia del programa y de la misma forma variables como la velocidad gravitacional.



Figura 77. Parámetros para el entorno de la simulación.

Fuente: Grupo de trabajo.

De la misma manera se debe insertar parámetros del tipo del fluido, tales como: Densidad, peso específico, viscosidad, conductividad térmica, entre otro. Dichos parámetros se pueden observar en la **Figura 78**.



Figura 78. Datos del fluido.

Fuente: Grupo de trabajo.

Seguidamente, se agrega la velocidad del fluido en que tendrá al salir de la tubería de descarga, dicho parámetro está en [m/s] y se puede observar en la **Figura 79** que está representada en el eje x de acuerdo con el sistema de coordenadas.

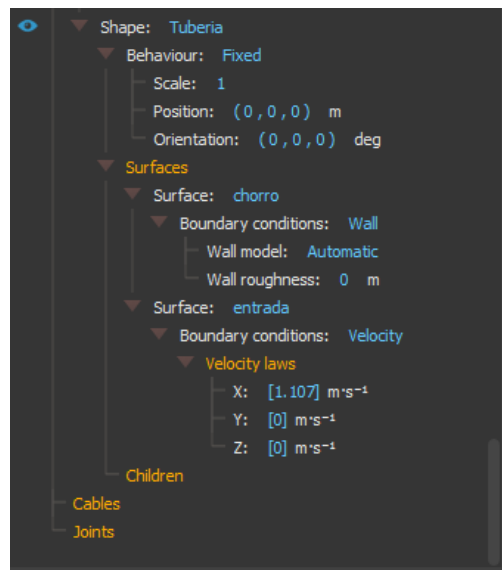


Figura 79. Parámetro de velocidad de salida del chorro.

Fuente: Grupo de trabajo.

Ya ingresados los valores correspondientes, el programa está listo para iniciar la simulación de funcionamiento. Para ello se realiza un mallado a todo el diseño con el fin de que se pueda realizar el estudio lo más exacto posible y que los resultados sean lo suficientemente confiables y realistas, la ejecución de la simulación se puede observar en la **Figura 80**.

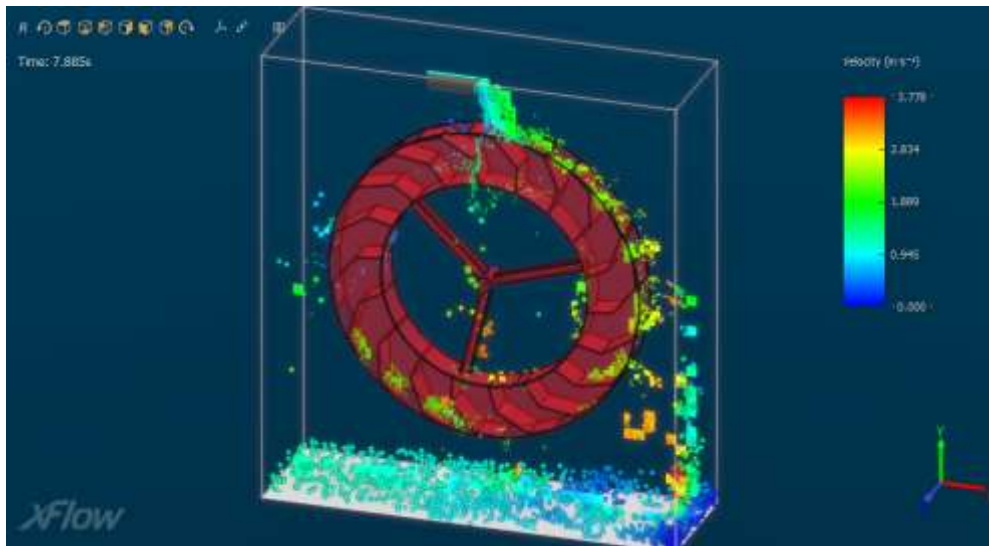


Figura 80. Puesta en marcha de la simulación.

Fuente: Grupo de trabajo.

Al realizar la simulación se obtuvo la curva de la **Figura 81** que indica el comportamiento que tiene la velocidad angular de rueda al entrar en funcionamiento al ser alimentada con un caudal de 5 lt/s con un diámetro de tubería de 3 in.

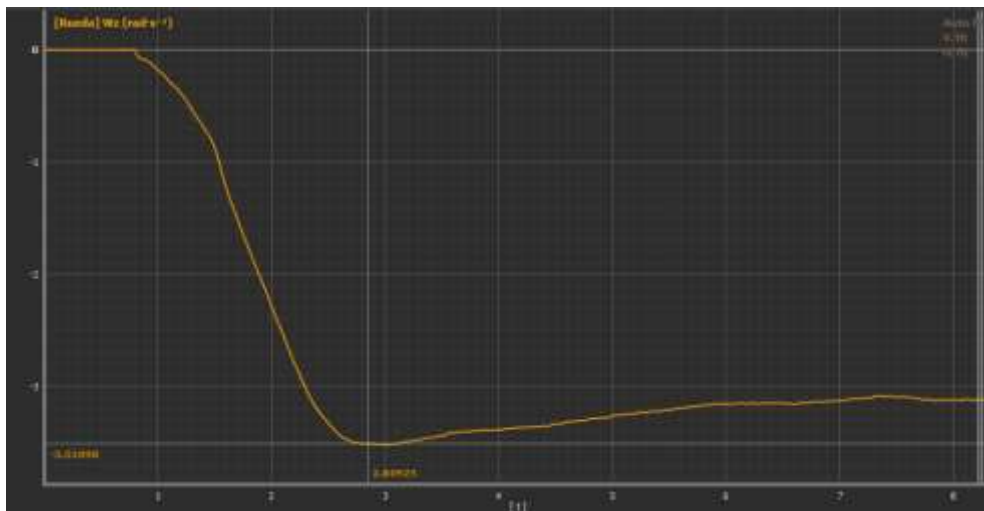


Figura 81. Velocidad angular de la simulación.

Fuente: Grupo de trabajo.

Inicialmente la rueda incrementa considerablemente la velocidad llegando a 3.5 rad/s y conforme vaya rompiendo el momento de inercia de la misma rueda y el sistema de transmisión de potencia y multiplicación de velocidad.

De igual forma se puede observar que la rueda aprovecha cierto caudal lo que permitió realizar mejoras para que este factor sea aún mayor. Para que exista una mayor eficiencia en el rendimiento del sistema de generación, se optó por reducir el diámetro de la tubería de descarga con el fin de conseguir un chorro más dirigido al cangilón y generar una velocidad considerable que permita dar una mayor fuerza de giro a la rueda.

6.5.3 Puesta en marcha y recolección de datos

Una vez que se instaló la rueda hidráulica, sus componentes y el sistema de bombeo, se procedió como primera instancia a medir el caudal que entrega la bomba.

Para determinar el caudal que se tiene se utiliza el método de llenado de un depósito (ver **Figura 82**) en cierto tiempo para de esta forma obtener el valor deseado. Este proceso se lo realizó varias veces con el fin de que los datos sean los más exactos posibles.

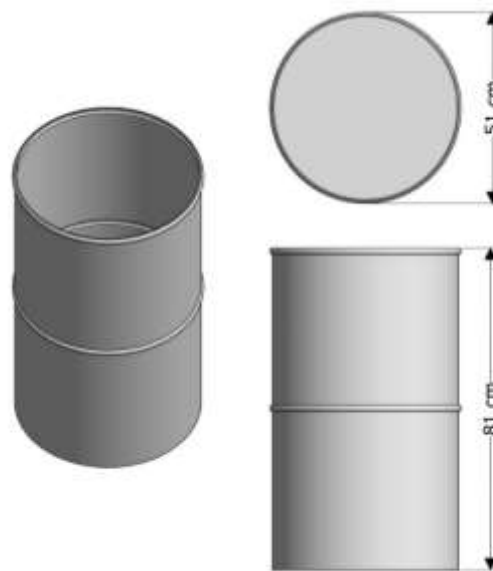


Figura 82. Dimensiones del tanque.

Fuente: Grupo de trabajo.

6.5.3.1 Cálculo del volumen del tanque

Dada las dimensiones que tiene el tanque, se calculó el volumen con la **Ecuación (71)**:

$$Vol = \frac{\pi r^2 h}{4} \quad (71)$$

$$Vol = \frac{\pi * (51 \text{ cm})^2 * (89 \text{ cm})}{4}$$

$$Vol = 181.811 \times 10^3 \text{ cm}^3 = 0.1818 \text{ m}^3 = 181 \text{ litros}$$

6.5.3.2 Cálculo del caudal suministrado a la rueda

Para el cálculo del caudal que se bombea se realizó pruebas mediante el llenado de un tanque tomando en cuenta el tiempo que tarda hasta que el recipiente quede totalmente repleto de agua.

Debido a que se va a trabajar con diferentes caudales, se realizó el mismo cálculo variando tiempos y cantidad de fluido. Seguidamente se presentan los valores obtenidos para el **primer caudal (bajo)**.

- 68 segundos
- 57 segundos
- 61 segundos

Por otro lado, se presentan los valores obtenidos para el **segundo caudal (alto)**.

- 31 segundos
- 30 segundos
- 32 segundos

Se promedia los valores que se han obtenido para tener un tiempo estimado y posteriormente el caudal. Los parámetros se pueden observar en la **Tabla 22**.

Tabla 22

Cálculo de los caudales disponibles

Resultados	
Caudal bajo	Caudal alto
$t_{prom} = \frac{(68 + 57 + 61) \text{seg}}{3}$	$t_{prom} = \frac{(31 + 30 + 32) \text{seg}}{3}$
$t_{prom} = 62 \text{ seg}$	$t_{prom} = 31 \text{ seg}$
$Q = \frac{0.1818 \text{ m}^3}{62 \text{ seg}} = 0.00293 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$	$Q = \frac{0.1818 \text{ m}^3}{31 \text{ seg}} = 0.00586 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$
$Q = 2.93 \frac{\text{Lt}}{\text{seg}}$	$Q = 5.86 \frac{\text{Lt}}{\text{seg}}$

Fuente: Grupo de trabajo.

Una vez que se conoce el caudal que se le suministra a la rueda se procedió a realizar la prueba de campo colocando la salida del caudal a diferentes distancias respecto al cangilón de accionamiento.

La medición de la velocidad de giro se lo realizó con la ayuda de un tacómetro el cual fue colocado en el eje que se encuentra conectado con el eje del micro-generador.



Figura 83. Tacómetro para medición de la velocidad de giro.

Fuente: Grupo de trabajo.

Los resultados que se obtuvieron al trabajar con un caudal bajo (2.93 l/s) son presentados en la **Tabla 23**, en donde se realizan las pruebas bajo diferentes características.

Tabla 23

Datos al suministrar un caudal bajo

Frecuencia de giro en el eje del Generador [rpm]	Con caudal de 2.93 l/s			
	Voltaje Alterno	Voltaje Continuo	Altura del chorro [cm]	
			Horizontal (Eje x)	Vertical (Eje y)
353	8.1	10.7	5	20
381	9.6	11.6	25	40
495	12.7	15.1	30	60

Fuente: Grupo de trabajo.

En la **Figura 84** se puede observar la relación entre la velocidad de giro (rpm) y el voltaje generado (AC – DC).

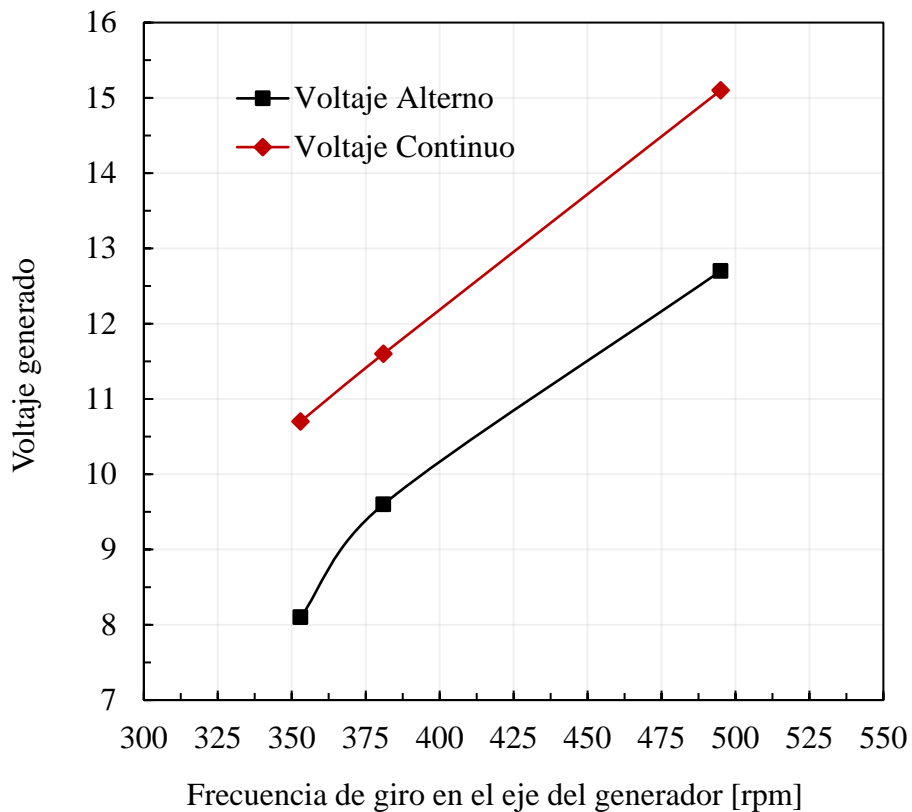


Figura 84. Relación entre rpm – Voltaje bajo un caudal de 2.93 l/s.

Fuente: Grupo de trabajo.

Los resultados que se obtuvieron al trabajar con un caudal alto (5.86 l/s) son presentados en la **Tabla 24**, en donde se realizan las pruebas bajo diferentes características.

Tabla 24

Datos al suministrar un caudal alto

Con caudal de 5.86 l/s				
Frecuencia de giro en el eje del Generador [rpm]	Voltaje Alterno	Voltaje Continuo	Altura del chorro [cm]	
			Horizontal (Eje x)	Vertical (Eje y)
430	10.9	12.4	8	20
605	15.1	17.5	30	40
707	20	25.3	40	60

Fuente: Grupo de trabajo.

En la **Figura 85** se puede observar la relación entre la velocidad de giro (rpm) y el voltaje generado (AC – DC).

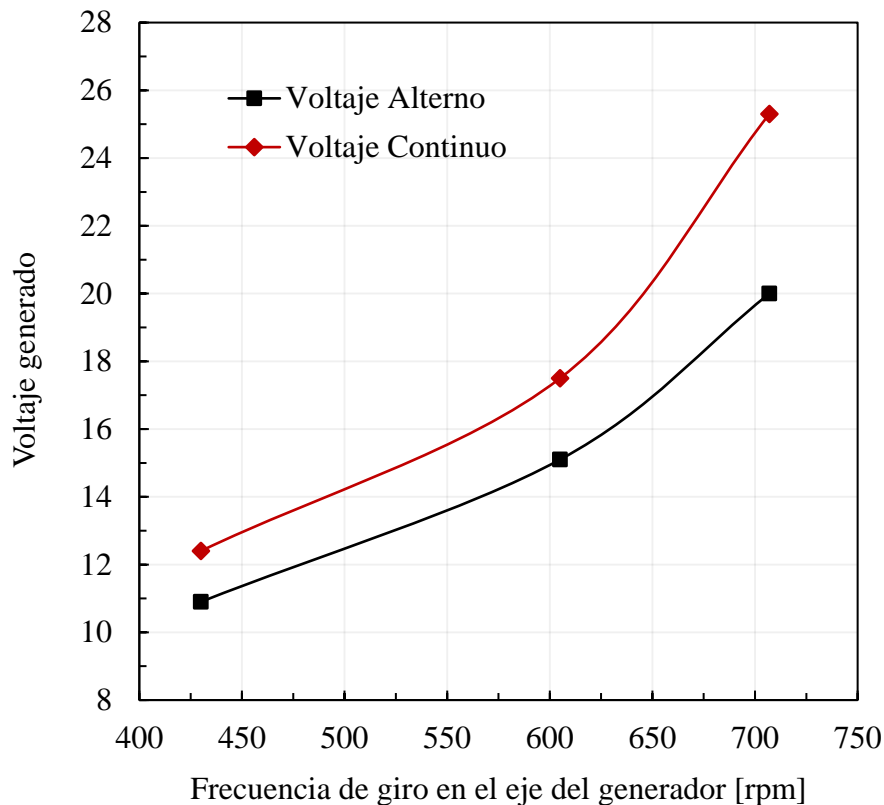


Figura 85. Relación entre rpm – Voltaje bajo un caudal de 5.86 l/s.

Fuente: Grupo de trabajo.

Al realizar las mediciones en corriente alterna se obtienen valores directos desde el generador, sin embargo, al realizar las mediciones en corriente continua usando un rectificador de onda, el voltaje generado aumenta debido a la filtración y corrección de onda producida.

Como se puede observar en la **Figura 85**, el sistema de generación eléctrica funcionó de manera correcta, se cumplió con los objetivos propuestos y, sobre todo, el sistema resultó eficiente debido a que trabaja con caudales que son accesibles en el medio que se dispone.

6.5.4 Sistema de control de carga

En sistemas de generación eléctrica es muy importante e indispensable implementar un tablero que brinde seguridad al circuito ante problemas como sobrecargas, cortocircuitos y otras averías eléctricas que podrían ocasionar daños al sistema de almacenamiento de energía, como lo son las baterías. La caja de control de carga cuenta con los siguientes elementos:

- Disyuntores
- Convertidor y controlador de carga
- Batería de 12 V

6.5.4.1.1 *Disyuntores*

Para determinar el disyuntor adecuado se debe tener en cuenta el amperaje generado por el micro-generador.

Dado que se genera una potencia nominal de 100 W a 12 Voltios, se realizó el cálculo del amperaje con el fin de seleccionar la protección adecuada.

Empleando la **Ecuación** (72) de potencia eléctrica, se calcula el amperaje generado.

$$Pot = V * I_n \quad (72)$$

$$I_n = \frac{100}{12} = 8.33 \text{ A}$$

Basado la disponibilidad de valores comerciales de los disyuntores, se optó por usar tres portafusibles (**Figura 86**) con un fusible de 8 A cada uno dado que la energía generada por el micro-generador es conducida por 3 cables hacia la caja de paso.



Figura 86. Portafusibles monofásicos.

Fuente. Grupo de trabajo.

6.5.4.1.2 *Convertidor y controlador de carga*

Se empleó un controlador de carga de la empresa MARSROCK el cual permite controlar automáticamente el proceso de carga y descarga de la batería usando la energía generada por el micro-generador.

Además, permite limitar el voltaje y corriente para que la batería no sufra daño alguno durante el proceso de carga-descarga.

El grado de protección que alcanza es de IP67 el cual permite que sea apto para este tipo de proyectos en el que el agua es su principal fuente de energía para su funcionamiento.



Figura 87. Controlador de carga.

Fuente. Grupo de trabajo.

6.5.4.1.3 *Cableado eléctrico*

Dado que el sistema genera un promedio de 8 A, el cable empleado es de tipo concéntrico de calibre 3x16 AWG.

Para la conexión del generador con la caja de paso se usó este tipo de cableado con un par de sockets (macho-hembra) los que permiten que el sistema este dividido en una parte mecánica y una eléctrica.

El uso de este tipo de cableado (ver **Figura 88**) permite que las conexiones realizadas entre los dos componentes que forman el proyecto de tesis, sea protegido ante la humedad que puede producirse debido a que se emplea el agua como fuente principal de accionamiento.



Figura 88. Cable concéntrico de tres hilos.

Fuente. Grupo de trabajo.

Su forma le permite acoplarse con los prensaestopas que tiene la caja de paso que contiene todos los componentes eléctricos del proyecto. Esta forma ayuda a mejorar mejor la protección de todo el sistema eléctrico.

6.5.4.1.4 Bateria

La batería que se usó es modelo TECHBAT-7A tiene una capacidad de 12 V y 7 Ah lo cual permite almacenar la energía que produce el micro-generador de 100 W a 12 V.

Este tipo de baterías son empleadas para sistemas de alarmas de intrusión, control de acceso, cámaras de seguridad y más sistemas.

La característica de este modelo de baterías se basa en el rendimiento que posee y la funcionalidad que tiene al estar en funcionamiento 24hr / 7 días sin disminuir su rendimiento.



Figura 89. Batería 12V – 7Ah

Fuente. Grupo de trabajo.

Tabla 25

Características de la batería implementada

Características de la batería	
Modelo	TECHBAT – 7A
Capacidad	7 Ah
Voltaje	12 Vcd
Tipo	AGM/VRLA
Medidas	Largo: 15 cm
	Ancho: 6 cm
	Altura: 9 cm
	Peso: 2.05 kg

Fuente. Grupo de trabajo.

Empleando la **Ecuación (73)** se puede determinar el tiempo de carga de la batería, teniendo en cuenta que el sistema trabaja en óptimas condiciones con un flujo constante del suministro hídrico.

Datos:

Capacidad de batería: 7000 mAh

Generación del sistema: 8000 mA

$$T_{carga} = \frac{C_b}{C_c} \tag{73}$$

Donde:

T_{carga} = Tiempo de carga [h]

C_b = Capacidad de la batería [mAh]

C_c = Capacidad de carga [mA]

Por lo tanto, el tiempo de carga estimado es de:

$$T_{carga} = \frac{7000 \text{ mAh}}{8000 \text{ mA}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}}$$

$$T_{carga} = 52.5 \text{ min}$$

$$T_{carga} \approx 53 \text{ min}$$

6.6 Análisis de costos

Para el presente proyecto se generados diferentes gastos que permitieron adquirir los materiales construcción, procesos mecánicos, transporte y mano de obra.

6.6.1 Costo de materiales de construcción

Todos los materiales que se presentan en la **Tabla 26**, los mismos fueron adquiridos dentro de la ciudad de Loja.

Tabla 26

Costos de materiales de construcción

Materiales			
Denominación	Cantidad	Valor U.	Valor total
Abrazadera de 3 pulgadas	6	2.40	14.40
Aceite (1 galón)	1	25.00	25.00
Acople L070 Lovejoy	1	34.00	34.00
Acople L075 alterno	1	36.00	36.00
Angulo negro 112 x 316	1	12.00	12.00

Brida de 3 pulgadas	1	13.00	13.00
Cable calibre 14 (m)	4	0.55	2.20
Caja de remaches	3	7.00	21.00
Chumacera de (19 mm)	2	12.95	25.90
Chumacera de (31.75 mm)	2	19.75	39.50
Codo de 45 °	1	2.50	2.50
Codo de 90°	1	2.60	2.60
Correa perfil A	1	4.75	4.75
Cuchilla para torno	1	15.00	15.00
Diluyente (1 litro)	5	2.40	12.00
Disco de acero SAE 1018	2	2.00	4.00
Discos de corte	10	3.00	30.00
Discos de pulir	5	3.00	15.00
Eje de 19 mm	1	7.00	7.00
Eje de 31.75 mm	1	11.00	11.00
Eje de 38 mm	1	9.00	9.00
Electrodos 6011 (lb)	10	1.60	16.00
Engranaje helicoidal de 16 dientes	1	45.00	45.00
Engranaje helicoidal de 67 dientes	1	60.00	60.00
Gasolina Eco (2 gal)	1	8.00	8.00
Kit de pernos (M5)	1	13.35	13.35
Kit de pernos (M8, M10)	1	17.59	17.59
Lijas	4	1.00	4.00
Manguera de 3 pulgadas (4 m)	1	21.00	21.00
Oxicortes 5 mm	5	1.45	7.25
Pega tubo	1	2.60	2.60
Pintura de esmalte color negro (L)	2	5.50	11.00
Placa de 72 x 64 x 5 mm	1	2.00	2.00
Placas de 127 x 72 x 5 mm	2	2.25	4.50
Placas de 180 x 72 x 5 mm	2	2.50	5.00
Placas de 275 x 255 x 5 mm	2	3.00	6.00
Plancha de acero galvanizado	2	31.00	62.00
Platina 20 x 3 mm	1	12.75	12.75
Platina 50 x 3 mm	1	5.50	5.50
Polea de 2 pulgadas	1	3.00	3.00
Polea de 3 pulgadas	1	3.00	3.00
Polea de 7 1/2 pulgadas	1	8.20	8.20
Reductor de 3 a 2 pulgadas	1	2.40	2.40
Retenes	2	3.00	6.00
Rodamientos 6006	2	3.00	6.00
Rodamientos 6205	2	2.50	5.00

Sierra para mano starret diente grueso	2	2.00	4.00
Sierra sanflex	1	3.00	3.00
Silicona	2	2.50	5.00
Soga (10 m)	1	9.00	9.00
Tensor	1	5.00	5.00
Tubo PVC 2 pulgadas (3 m)	1	10.30	10.30
Tubo PVC 3 pulgadas (4 m)	1	12.50	12.50
Bornera 3P 20 AMP C/TAPA	1	1.00	1.00
Porta fusible de riel	3	1.80	5.40
Fusible de 8A	3	0.80	2.40
Cable concéntrico (m)	6	1.10	6.60
Cable #18 superflex	5	0.35	1.75
Riel Din	1	1.50	1.50
Prensas stopas	2	0.75	1.50
Batería 12V 7Ah	1	18.00	18.00
Brocha pequeña	1	2.00	2.00
Caja de paso	1	15.00	15.00
Tubos de acero cuadrado de 40 x 2 mm	2	15.81	31.62
Waipers	4	2.50	10.00
TOTAL			804.16

Fuente: Grupo de trabajo.

6.6.2 Costo de la adquisición de equipos

Hay productos que no se consiguieron dentro del país, por tal razón se tuvo que importar estos equipos que se muestran en la **Tabla 27**.

Tabla 27

Costos de equipos importados

Costos de equipos			
Denominación	Cantidad	Valor U.	Valor total
Micro-generador de imanes permanentes 100W - 12V	1	130.00	130.00
Controlador de carga	1	8.00	8.00
Importación de productos a Ecuador	1	70.00	70.00
TOTAL			208.00

Fuente: Grupo de trabajo.

6.6.3 Costos de mano de obra

En este apartado interviene la mano de obra mostrado en la **Tabla 28**, misma que intervino en el proceso de mecanizado de diferentes componentes del proyecto.

Tabla 28*Listado de costos de mano de obra*

Costos de mano de obra			
Denominación	Cantidad	Valor U.	Valor total
Chaveteros	5	18.00	90.00
Corte de discos	2	10.00	20.00
Corte de platinas	10	4.00	40.00
Destiempo de eje	1	25.00	25.00
Doblado de cangilones	95	0.15	14.25
Proceso de torneado	1	110.00	110.00
Rolado de platina	1	8.00	8.00
Soldadura	1	60.00	60.00
TOTAL			367.25

Fuente: Grupo de trabajo.**6.6.4 Costo de transporte**

Comprenden la movilización de ciertos materiales para que sean mecanizados y el transporte del proyecto para sus respectivas pruebas de campo, esto se puede observar en la **Tabla 29**.

Tabla 29*Listado de costos de transporte*

Costo de transporte			
Denominación	Cantidad	Valor U.	Valor total
Movilización de equipos	7	20.00	140.00
Transporte de planchas de acero galvanizado	2	10.00	20.00
Transporte de platina para rolado	2	10.00	20.00
Transporte de tubo y platina	2	8.00	16.00
Movilidad personal	1	150.00	150.00
TOTAL			346.00

Fuente: Grupo de trabajo.**6.6.5 Costos totales**

Es la sumatoria de todos los costos de los apartados anteriores (ver **Tabla 30**).

Tabla 30*Listado de los costos totales*

Costos totales	
Materiales	804.16

Costos de equipos	208.00
Costos de mano de obra	367.25
Costo de transporte	346.00
TOTAL	1725.41

Fuente: Grupo de trabajo.

7. Discusión

El estudio y desarrollo de ruedas hidráulicas es un tema de interés en el ámbito ingenieril y sobre todo en la generación de energía eléctrica. Diferentes investigaciones han abordado este proyecto de tesis con el objetivo de diseñar un sistema que permita aprovechar al máximo la energía cinética del agua. En este contexto, se pueden destacar varias investigaciones que permitió llevar a cabo el presente proyecto, tales como una rueda hidráulica de recepción bajo desarrollada por el Sr. Córdova Vivanco, (2006). Dentro de su implementación utiliza álabes rectos de 2 metros de longitud y un caudal de entrada de 3.34 lt/s para su accionamiento. Si bien es cierto, el caudal utilizado es bajo, sin embargo, la elección de utilizar álabes rectos se restringe a captar el mayor aprovechamiento de agua, ya que no capturan y direccionan el flujo de agua de una manera óptima tal como lo harían los cangilones al dirigir el flujo de agua de una forma más controlada. Por otro lado, el proyecto desarrollado por el Sr. Cáceres Andrés utiliza una rueda hidráulica de 1.9 m de diámetro externo y está equipada con álabes semicirculares para aprovechar el caudal de entrada de 1.2 lt/s. Este último diseño mejora la optimización de captación de agua, debido a que su forma geométrica permite reducir la resistencia al flujo y mejorar la eficiencia de la rueda.

Comparando los resultados de las propuestas de diseño antes mencionado con los obtenidos en el presente proyecto, se puede destacar que se diseñó una rueda hidráulica de chorro superior que es accionada con caudal de 5.86 l/s utilizando cangilones de forma rectangular logrando obtener una potencia de 984.26 W a 31.52 rpm. Es importante destacar que la potencia generada es suficiente para que se pueda accionar el micro-generador de 100 W – 12 V a 490 rpm, logrando comprobar que el proyecto es un logro relevante en términos de adaptabilidad y eficiencia mecánica.

Para que este tipo de proyectos sean exitosos se deben basar en investigaciones previas y la comprensión de temas de las diferentes conversiones de energía. Las propuestas y diseños para la construcción de los sistemas mecánicos fueron apoyados de diferentes trabajos como los antes mencionados los cuales han servido como una base sólida para el avance de investigaciones futuras de este tipo de proyectos.

8. Conclusiones

- Se diseñó una rueda hidráulica de chorro superior articulado a un micro-generador capaz de generar 100 W de energía eléctrica. Lo más importante de este sistema de generación radica en aprovechar la energía cinética del agua para la generación eléctrica.
- Se dimensionó y seleccionó los sistemas auxiliares necesarios del equipo de generación, lo cual, ayudó a establecer los parámetros para su construcción y funcionamiento que servirán como bases de estudio para futuras investigaciones que se relacionen con este tipo de sistemas de micro-generación.
- Se construyó el sistema de micro-generación con una estructura desmontable, facilitando para su mantenimiento, además de ser un objeto de estudio para una posible mejora. Durante su construcción y montaje, lo más destacado fue la aplicación de metodologías para el manejo de equipos y herramientas industriales durante el mecanizado de los elementos que conforma la rueda hidráulica.
- Se logró caracterizar el funcionamiento del sistema mediante pruebas de campo en el río Zamora y mediante simulaciones en el software Xflow Simulaltion. Se usó una bomba de agua con un caudal de 5.86 l/s, logrando de esta manera generar 12 V a una velocidad de 490 rpm en el eje del micro-generador.

9. Recomendaciones

- Se recomienda realizar pruebas adicionales para analizar el comportamiento que tiene la rueda hidráulica cuando el punto de ingreso de agua es variado, es decir, observar los parámetros cuando el flujo de agua sea de recepción media o recepción baja.
- Dado que la rueda hidráulica presenta una potencia de 984.26 W bajo condiciones normales, es posible acoplar otro sistema para aprovechar esta potencia mecánica en aplicaciones adicionales, además de la generación eléctrica.
- Se recomienda realizar hojas de cálculo para acelerar el proceso de diseño de la máquina, elaborando cálculos matemáticos automatizados para determinar los parámetros de cada uno de los componentes principales de la rueda hidráulica.
- Se recomienda investigar métodos para mejorar el rendimiento de la máquina mediante la variación en la configuración geométrica de los cangilones.
- Es necesario desarrollar más metodologías para el estudio y construcción de las ruedas hidráulicas con distintos fines, ya que estos sistemas no dependen de los recursos fósiles y pueden ser aplicados para en diversas aplicaciones industriales y agrícolas.

10. Bibliografía

- Álvarez Cardona, A. (2 de Julio de 1985). La rueda hidráulica. *Revista Facultad Nacional de Agronomía Medellín*, XXXVIII(2), 13-38. <https://doi.org/10.15446/rfnam>
- Bedford, A., & Fowler, W. (2008). *Mecánica para ingeniería* (Quinta ed.). (J. E. Murrieta Murrieta, Trad.) Prentice Hall.
- Beer, F. P., Johnston, R., Dewolf, J. T., & Mazurek, D. F. (2009). *Mecánica de materiales* (Quinta ed.). (J. E. Murrieta Murrieta, Trad.) McGRAW-HILL.
- Beer, F., Johnston, R., Mazurek, D., & Eisenberg, E. (1967). *Mecánica vectorial para ingenieros* (Novena ed.). (J. E. Murrieta Murrieta, Trad.) McGRAW-HILL.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (Octava ed.). México: McGraw-Hill.
- Córdova Vivanco, R. A. (2006). *Diseño y construcción de un sistema ruda hidráulica - bomba*.
- Deutschman, A., Michels, W., & Wilson, C. (1987). *Diseño de máquinas. Teoría y práctica*. (J. A. Garza Cárdenas, Trad.) México: Ed. Continental SA.
- Fernández Díez, P. (1996). Turbinas Hidráulicas. *Departamento de ingeniería eléctrica y energética. Universidad de Cantabria, VIII*. <https://www.academia.edu/download/34923076/turbinas-hidraulicas.pdf>
- Fitzgerald, A. E., Kingsley, C., & Umans, S. D. (2009). Máquinas Eléctricas. En A. E. Fitzgerald, C. Kingsley, & S. D. Umans, *Máquinas Eléctricas* (Sexto ed., pág. 694). <https://Electric-Machinery-Fitzgerald-Charles-Kingsley/dp/0071230106>
- Garrido Torta, E. A. (2017). *Estudio de esfuerzos mecánicos en materiales oftálmicos mediante fotoelasticidad*. Tesis de maestría, Universidad Autónoma Metropolitana.
- Hall, A., Holowenko, A., & Laughlin, H. (1971). *Diseño de máquinas*. (D. Lopez Arango, & G. Sanchez Bolivar, Trads.)
- Hamrock, B. J., Jacobson, B. O., & Schmid, S. R. (2000). *Fundamentals of machine elements. Elementos de máquinas*. (A. E. García Hernández, Trad.)
- Hibbeler, R. (2010). *Ingeniería Mecánica Estática* (Decimosegunda ed.). (J. E. Murrieta Murrieta, Trad.) Prentice Hall.
- Lara Castro, O. J. (2007). *Nuevas metodologías no invasivas de diagnosis de defectos incipientes en rodamientos de bola*. Tesis doctoral, Universidad Carlos III, Madrid.
- Larios Hernández, J. C., & Padilla García, O. A. (2016). *Factibilidad de una fuente de generación alternativa aplicada para alimentar un equipo de detección de metales*. Tesis, Ciudad de México. <http://tesis.ipn.mx/handle/123456789/22539>


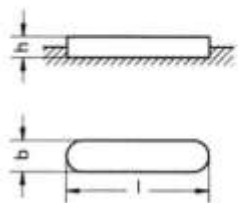
- Mejía, A. E., & Londoño, M. H. (2011). Sistemas de almacenamiento de energía y su aplicación en energías renovables. *Scientia et Technica*, *I(47)*, 12-16.
<https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=4517879>
- Müller, G., & Kauppert, K. (2004). Performance characteristics of water wheels. *Journal of Hydraulic Research*, *XLII(5)*, 451-460.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1080/00221686.2004.9641215>
- Ned, M., Undeland, T. M., & Robbins, W. P. (2009). *Electrónica de potencia* (Tercera ed.). (D. T. Bartenbach, Trad.) McGRAW-HILL.
- Parrado Gutiérrez, J. S., & Sanguino Peña, J. H. (2021). *Regulador de carga para baterías en una instalación fotovoltaica*. Pontificia Universidad Javeriana, Departamento de electrónica, Bogotá. <https://repository.javeriana.edu.co/handle/10554/59746>
- Polidoro, V. B. (2021). *Design and analysis of an overshoot water wheel for a Grid-Connected Pico-Hydro System*. Instituto Politecnico de Braganca.
- Quaranta, E., & Revelli, R. (Diciembre de 2018). Gravity water wheels as a micro hydropower energy source: A review based on historic data, design methods, efficiencies and modern optimizations. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *XCVII*, 414-427.
<https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.08.033>
- Ramírez Lozano, J. (2000). *Diseño de elementos flexibles para la transmisión de potencia mecánica mediante el uso de la computadora*. Tesis doctoral, Universidad Autónoma de Nuevo León, Nuevo León.
- Vidondo, T. (1978). *Tecnología mecánica 2.1: Máquinas herramientas*. EDEBE.
<https://www.casadellibro.com/libro-tecnologia-mecanica-2-1-maquinas-herramientas/9788423613717/434241>

11. Anexos

Anexo 1. Tabla de selección de b y h de chaveta según el catálogo OPAC.

b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100																									
h	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100																									
d1	>	6	8	10	12	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	95	95	110	110	130	130	150	170	200	230	260	290	330	380	440										
	≤	8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38	44	44	50	50	58	58	65	65	75	75	85	85	95	95	110	110	130	130	150	150	170	200	230	260	290	330	380	440	500										
Chavetero del eje	b*	asiento fijo P9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100									
		asiento ligero N9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100									
	con juego en el lomo o aprieto	1,2	1,8	2,5	1,9	3	2,5	3,5	3,1	4	3,7	5	3,9	5	4	5,5	4,7	6	4,8	7	5,4	7,5	6	9	6,2	9	6,9	10	7,6	11	8,3	12	13	15	17	20	20	22	25	28	31										
	dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3					
Chavetero del cubo	b*	asiento fijo P9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100									
		asiento ligero JS9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10	12	12	14	14	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100									
	con juego en el lomo	1	1,4	1,8	1,2	2,3	1,6	2,8	2	3,3	2,4	3,3	2,2	3,3	2,1	3,8	2,4	4,3	2,3	4,4	2,7	4,9	3,1	5,4	2,9	5,4	3,2	6,4	3,5	7,4	3,8	8,4	9,4	10,4	11,4	12,4	12,4	14,4	14,4	15,4	17,4	19,5									
	dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2		
con aprieto	0,5	0,9	1,2	0,8	1,7	1,1	2,2	1,4	2,4	1,8	2,4	1,6	2,4	1,4	2,9	1,7	3,4	1,6	3,4	2	3,9	2,4	4,4	2,2	4,4	2,4	5,4	2,7	6,4	3,0	7,1	8,1	9,1	10,1	11,1	11,1	13,1	13,1	14,1	16,1	18,1										
dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2
a	-	-	-	-	-	-	-	-	3	-	3	-	3	-	3,5	-	4	-	4,5	-	5	-	5,5	-	5,5	-	6,5	-	7	-	8	9	10	11	13	13	14	16	18	20											
d2 min.	d1 +	2,5	3,5	4	3	5	4	6	5	8	6	8	6	8	6	9	7	11	7	11	8	12	9	14	9	14	10	16	11	18	11,5	21	23	26	28	32	32	36	40	45	50										
r1	min.	0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	0,40	0,25	0,40	0,25	0,40	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,80	0,60	0,80	0,60	1,00	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	1,6	2,5	2,5	2,5								
	max.	0,25	0,25	0,25	0,30	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,60	0,70	0,60	0,70	0,60	0,70	0,60	0,70	0,60	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	1,10	0,80	1,10	0,80	1,30	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	2	2	2	3	3	3								
r2	max.	0,16	0,16	0,16	0,20	0,25	0,40	0,25	0,40	0,25	0,40	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,80	0,60	0,80	0,60	1,00	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,6	1,6	1,6	2,5	2,5	2,5									
	min.	0,08	0,08	0,08	0,10	0,16	0,20	0,16	0,20	0,16	0,20	0,25	0,30	0,25	0,30	0,25	0,30	0,25	0,30	0,25	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,50	0,40	0,50	0,40	0,70	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	1,2	1,2	1,2	2	2	2								

Anexo 2. Tabla de longitud de chaveta según la norma DIN 6885 A.

CHAVETAS		KEYS • CLAVETTES • CHAVETAS		OpaC																																						
DIN 6885 A																																										
				<p>Chaveta paralela de ajuste Parallel key Clavette parallèle d'ajustage Chaveta paralela de ajuste</p> <p>Acero C45+C (F-114) Steel C45+C (F-114) Acier C45+C (F-114) Aço C45+C (F-114)</p> <p>Tolerancia b: h9 b Tolerance: h9 Tolérance b: h9 Tolerância b: h9</p> <p>Tolerancia h: h9 o h11 según DIN 6880 h Tolerance: h9 or h11 according DIN 6880 Tolérance h: h9 ou h11 suivant DIN 6880 Tolerância h: h9 ou h11 conforme a norma DIN 6880</p> <p>Resistencia mínima a la tracción: 600 N/mm² Minimum tensile strength: 600 N/mm² Résistance minimum à la rupture: 600 N/mm² Resistência mínima à tração: 600 N/mm²</p>																																						
<p>• Medidas fuera de norma DIN. Dimensiones outside DIN standard. Dimensions hors norme DIN. Medidas fora de norma DIN.</p>		<p>También disponibles en acero inoxidable. Also available in stainless steel. Également disponibles en acier inoxydable. Também disponíveis em aço inoxidável.</p> <p>Otras medidas bajo consulta y en stock. Other dimensions on stock and on request. Autres dimensions sur demande et en stock. Outras medidas disponíveis sob consulta e em estoque.</p> <p>Las longitudes en negrita son las más utilizadas. Bold numbers represent the most commonly used lengths. En voir les dimensions les plus utilisées. Os comprimentos em negrito são os mais utilizados.</p>																																								
<p>Ref. ?</p> <p>ejemplo example exemple exemplo</p> <p>Ref. = 51A-XX-XX-XXX b h l</p> <p>DIN 6885 A b7x50 Ref. = 51A-8-7-50</p>																																										
b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200			
h	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200			
	06	08	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	
	08	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300		
	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360
	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	
	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	
	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380		
	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380			
	20	22	25	28	32	36	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	
	22	25	28	32	36	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440		
	25	28	32	36	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460		
	28	32	36	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460			
	30	32	36	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460			
	32	36	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480			
	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480				
	36	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480				
		45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500				
		50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520				
		55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560			
		60	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580			
		63	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580			
		65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600			
			70	75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600			
			75	80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600	620			
				80	85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600	620			
				85	90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600	620	640	660		
				90	95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600	620	640	660			
				95	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600	620	640	660	680			
				100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600	620	640	660	680	700			
				110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600	620	640	660	680	700	720			
				120	130	140	150	160	170	180	190	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580											

Anexo 3. Tabla de parámetros del acero SAE 1018.

Composición química				
%C	%Si	%Mn	%P	%S
0 – 0.20	0 – 0.25	0 – 0.70	0 – 0.04	0 – 0.05
Propiedades mecánicas				
RESISTENCIA MECÁNICA (N/mm ²)	PUNTO DE FLUENCIA (N/mm ²)	ELONGACIÓN % Min.	DUREZA ROCKWELL B	
410 – 520	235	20	143	

Anexo 4. Tabla de características de materiales para correas.

Tabla 17-2

Propiedades de algunos materiales de las bandas planas y redondas. (Diámetro = *d*, espesor = *t*, ancho = *w*)

Material	Especificación	Tamaño, pulg	Diámetro mínimo de la polea, pulg	Tensión permisible por ancho unitario a 600 pies/min, lbf/pulg	Peso específico, lbf/pulg ³	Coefficiente de fricción
Cuero	1 capa	$t = \frac{11}{64}$	3	30	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{13}{64}$	$3\frac{1}{2}$	33	0.035-0.045	0.4
	2 capas	$t = \frac{18}{64}$	$4\frac{1}{2}$	41	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{20}{64}$	6 ^a	50	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{23}{64}$	9 ^a	60	0.035-0.045	0.4
Poliamida ^b	F-0 ^c	$t = 0.03$	0.60	10	0.035	0.5
	F-1 ^c	$t = 0.05$	1.0	35	0.035	0.5
	F-2 ^c	$t = 0.07$	2.4	60	0.051	0.5
	A-2 ^c	$t = 0.11$	2.4	60	0.037	0.8
	A-3 ^c	$t = 0.13$	4.3	100	0.042	0.8
	A-4 ^c	$t = 0.20$	9.5	175	0.039	0.8
	A-5 ^c	$t = 0.25$	13.5	125	0.039	0.8
Uretano ^d	Plana	$w = 0.50$	Vea	5.2 ^e	0.038-0.045	0.7
		$w = 0.75$	la tabla	9.8 ^e	0.038-0.045	0.7
		$w = 1.25$	17-3	18.9 ^e	0.038-0.045	0.7
	Redonda	$d = \frac{1}{4}$	Vea	8.3 ^e	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{3}{8}$	la tabla	18.6 ^e	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{1}{2}$	17-3	33.6 ^e	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{3}{4}$		74.3 ^e	0.038-0.045	0.7

^aAgregue 2 pulg al tamaño de la polea para bandas de 8 pulg de ancho o mayores.

^bFuente: Habasit Engineering Manual, Habasit Belting, Inc., Chamblee (Atlanta), Ga.

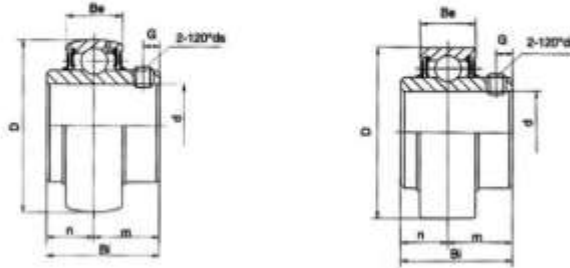
^cRevestimiento de fricción de caucho de acrilonitrilo-butadieno en ambos lados.

^dFuente: Eagle Belting Co., Des Plaines, Ill.

^eA 6% de elongación; 12% es el máximo valor permisible.

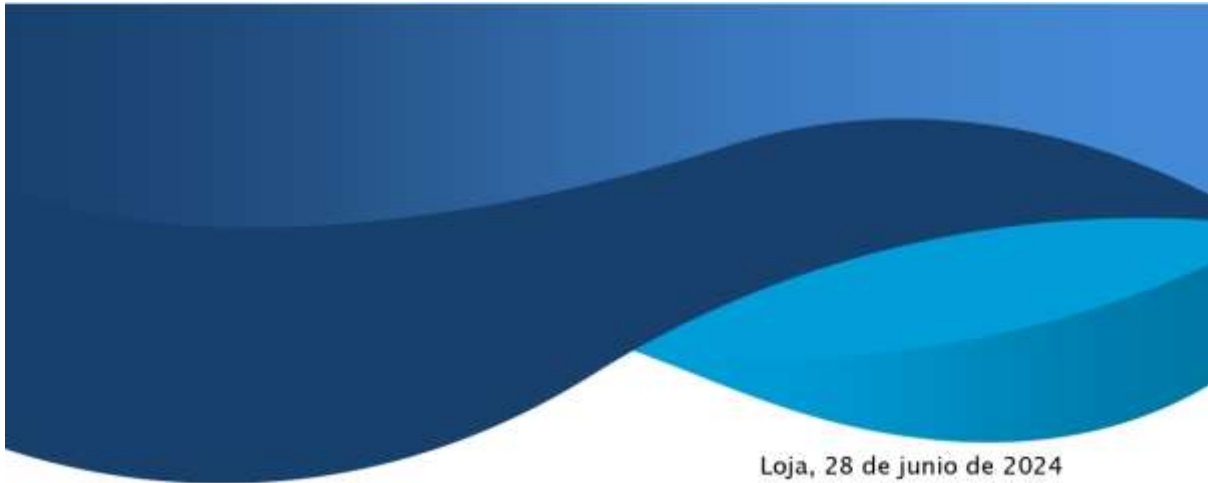
Anexo 5. Tabla para la selección de chumaceras.

RODAMIENTOS / BEARINGS / ROULEMENTS / KUGELLAGER
UC200 - UR200



Rodamiento Bearing Unit Assemblé Kugellager No.	Diámetro del eje Shaft Diameter Durchmesser des Achsenbohrers			Dimensiones Dimensions Dimensionen Dimensione							Radio de carga estática Ball dynamic load rating Nennlast dynamisch Dinamische Last		Radio de carga estática Ball static load rating Nennlast statisch Statische Last		Peso Poids Gewicht
	a	f	ms	D	Et	De	e	n	G	mm	Et	ms	ms	kg	
UC 201 (UR) 201-8	1/2	12		40	27,4	14	11,5	15,9	4,5	M5X0,8	10-32	7,36	4,79	0,15	
UC 202 (UR) 202-10	5/8	15		40	27,4	14	11,5	15,9	4,5	M5X0,8	10-32	7,36	4,79	0,14	
UC 203 (UR) 203-11	11/16	17		40	27,4	14	11,5	15,9	4,5	M5X0,8	10-32	7,36	4,79	0,13	
UC 204-12 (UR) 204	3/4	20		47	31,0	17	12,3	18,7	5,0	M6X1,0	1/4-28	9,88	6,85	0,18	
UC 205-14 (UR) 205-15	7/8	25		52	34,1	17	14,3	19,8	5,0	M6X1,0	1/4-28	10,78	9,93	0,22	
205	15/16													0,20	
205-16	1													0,19	
UC 205-18 (UR) 206	1-1/8	30		62	38,1	19	15,9	22,2	5,0	M8X1,0	1/4-28	17,97	11,31	0,34	
206-19	1-3/16													0,32	
206-20	1-1/4													0,31	
UC 207-20 (UR) 207-21	1-1/4	35		72	42,9	20	17,5	25,4	7,0	M8X1,0	5/16-24	19,75	15,30	0,30	
207-22	1-5/16													0,52	
207	1-3/8													0,50	
207-23	1-7/16													0,48	
UC 208-24 (UR) 208-25	1-7/8	40		80	49,2	21	19,0	30,2	8,0	M8X1,0	5/16-24	25,09	19,84	0,46	
208	1-9/16													0,46	
UC 209-26 (UR) 209-27	1-5/8	45		85	49,2	22	19,0	30,2	8,0	M8X1,0	5/16-24	25,14	20,46	0,68	
209-28	1-11/16													0,68	
209	1-3/4													0,74	
UC 210-30 (UR) 210-31	1-7/8	50		90	51,8	22	19,0	32,6	10,0	M10X1,25	3/8-24	26,98	23,18	0,70	
210	1-15/16													0,78	
UC 211-32 (UR) 211-34	2	55		100	55,6	25	22,2	33,4	10,0	M10X1,25	3/8-24	33,37	29,22	1,05	
211	2-1/8													1,10	
211-35	2-3/16													1,07	
UC 212-36 (UR) 212	2-1/4	60		110	65,1	27	25,4	39,7	10,0	M10X1,25	3/8-24	36,74	32,93	1,65	
212-38	2-3/8													1,51	
212-39	2-7/16													1,47	
UC 213-39 (UR) 213-40	2-7/16	65		120	65,1	29	25,4	39,7	10,0	M10X1,25	3/8-24	44,01	40,00	1,42	
213	2-1/2													1,96	
UC 214-43 (UR) 214-44	2-11/16	70		125	74,6	30	30,2	44,4	12,0	M12X1,5	7/16-20	46,79	45,03	1,88	
214	2-3/4													1,94	
UC 215-47 (UR) 215	2-15/16	75		130	77,8	30	33,3	44,5	12,0	M12X1,5	7/16-20	50,85	49,30	2,06	
215-48	3													2,05	
UC 216 (UR)	3	80		140	82,6	33	33,3	49,3	12,0	M12X1,5	7/16-20	55,04	53,31	2,04	
UC 217-52 (UR) 217	3-1/4	85		150	85,7	35	34,1	51,8	12,0	M12X1,5	7/16-20	63,98	63,98	2,30	
UC 218-56 (UR) 218	3-1/2	90		160	96,0	37	39,7	56,3	12,0	M12X1,5	1/2-20	73,83	70,76	2,21	
														2,13	
														2,79	
														3,59	
														3,38	
														4,56	
														4,46	

Anexo 6. Certificado de traducción inglés.



Lic. Karina Yajaira Martínez Luzuriaga

LICENCIADA EN CIENCIAS DE LA EDUCACIÓN MENCIÓN INGLÉS

CERTIFICO:

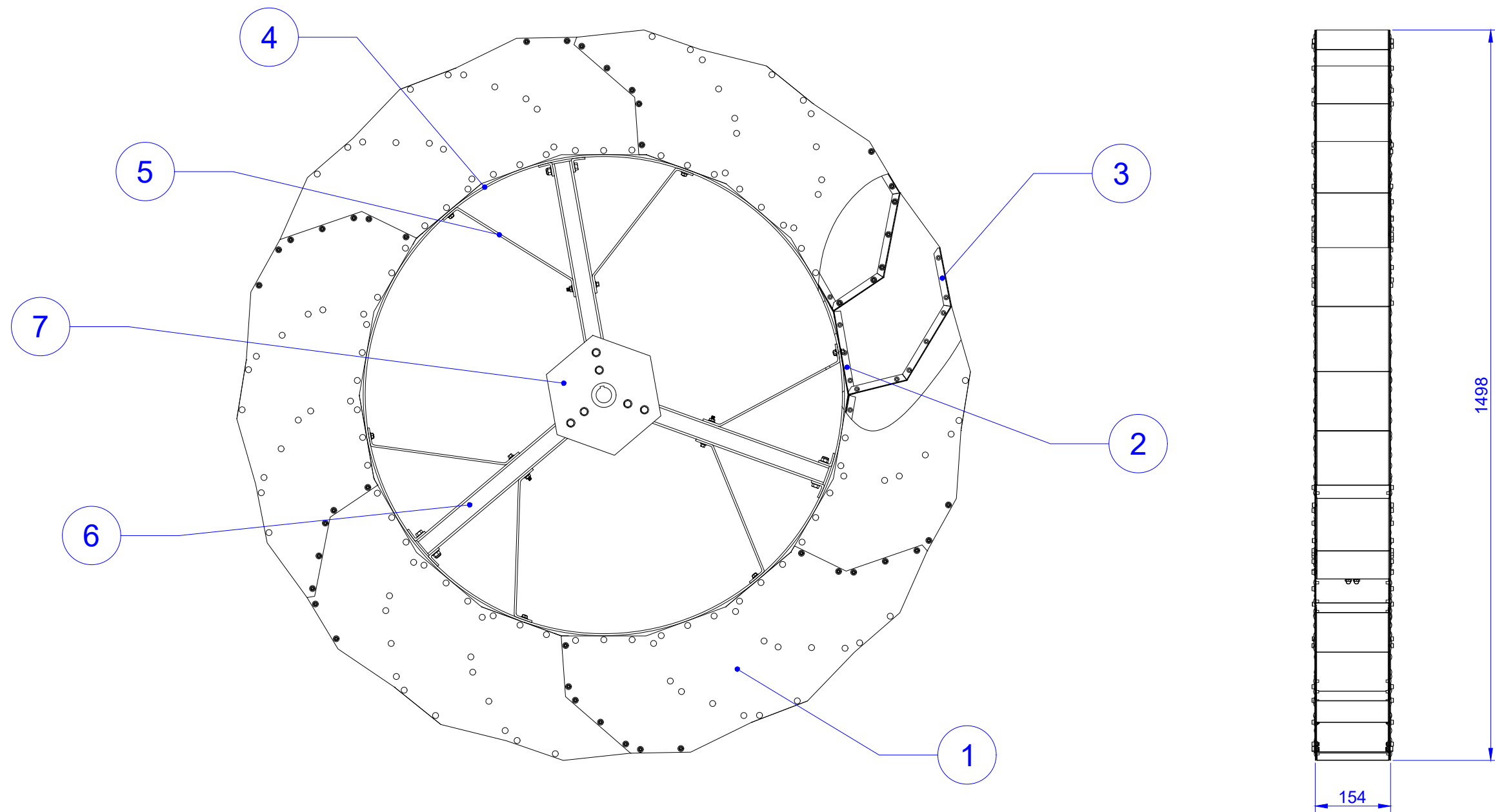
Yo, Karina Yajaira Martínez Luzuriaga con cédula de identidad Nro. 1104902679, Licenciada en Ciencias de la Educación Mención Inglés por la Universidad Técnica Particular de Loja, con número de registro 1031-2022-2574017 en la Secretaría de Educación Superior, Ciencia, Tecnología e Innovación, señalo que el presente documento es fiel traducción del idioma español al idioma inglés del resumen del Trabajo de Titulación denominado "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA RUEDA HIDRÁULICA PARA EL PARQUE TEMÁTICO DEL CITE-UNL." elaborado por el Sr. Danny Israel Fernández Tene, con cédula de identidad Nro. 1105385791 y el Sr. Santiago Vladimir Uyaguari Cuenca con cédula de identidad Nro. 1105372187, estudiantes egresados de la carrera de Ingeniería Electromecánica de la Universidad Nacional de Loja.



Lic. Karina Yajaira Martínez Luzuriaga

C.I. 1104902679

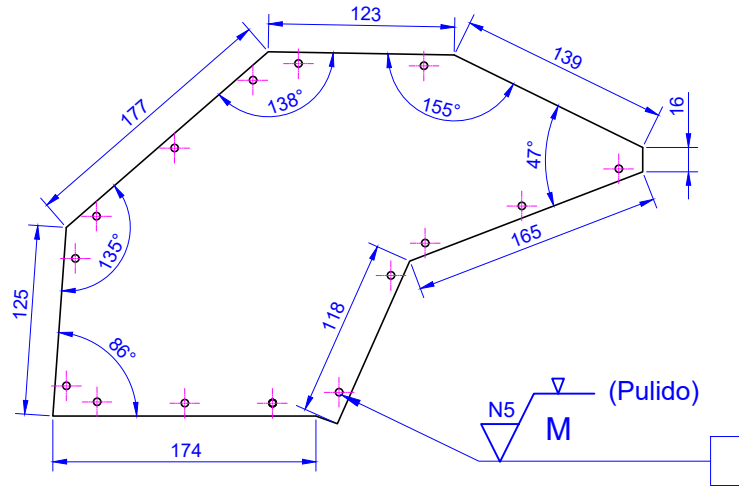
REGISTRO SENESCYT N°: 1031-2022-2574017



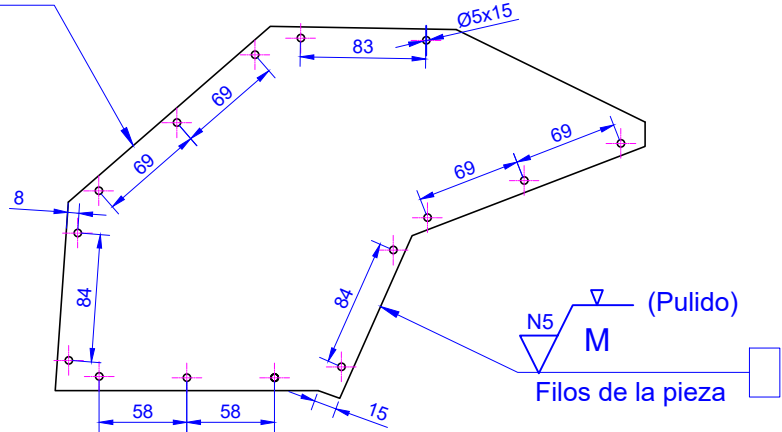
7	Platillos de sujeción	CPE-INEN		2	01.01.07		
6	Rayo	CPE-INEN		3	01.01.06		
5	Soportes de la rueda	CPE-INEN		6	01.01.05		
4	Platina rolada	CPE-INEN		1	01.01.04		
3	Cangilón	CPE-INEN		18	01.01.03		
2	Base del cangilón	CPE-INEN		18	01.01.02		
1	Tapa lateral	CPE-INEN		12	01.01.01		
No. de pieza	Denominación	N. de norma o dibujo	Material	No. de orden	Numero del modelo	Peso	Observaciones
		Tolerancia	Peso	Materiales			
		Fecha	Nombre	Denominación			Escala
				Rueda Hidráulica			1:10
		Dib.	Danny Fernán. Santiago Uyag.				
		Rev.	Marco Rojas				
		Aprob.	Byron Solórzano				
				Numero de dibujo			
				01.01.00			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

ESCALA 1-5

(En todas las superficies menos donde se indique lo contrario)



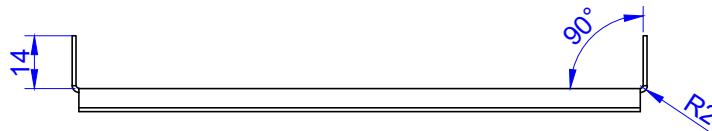
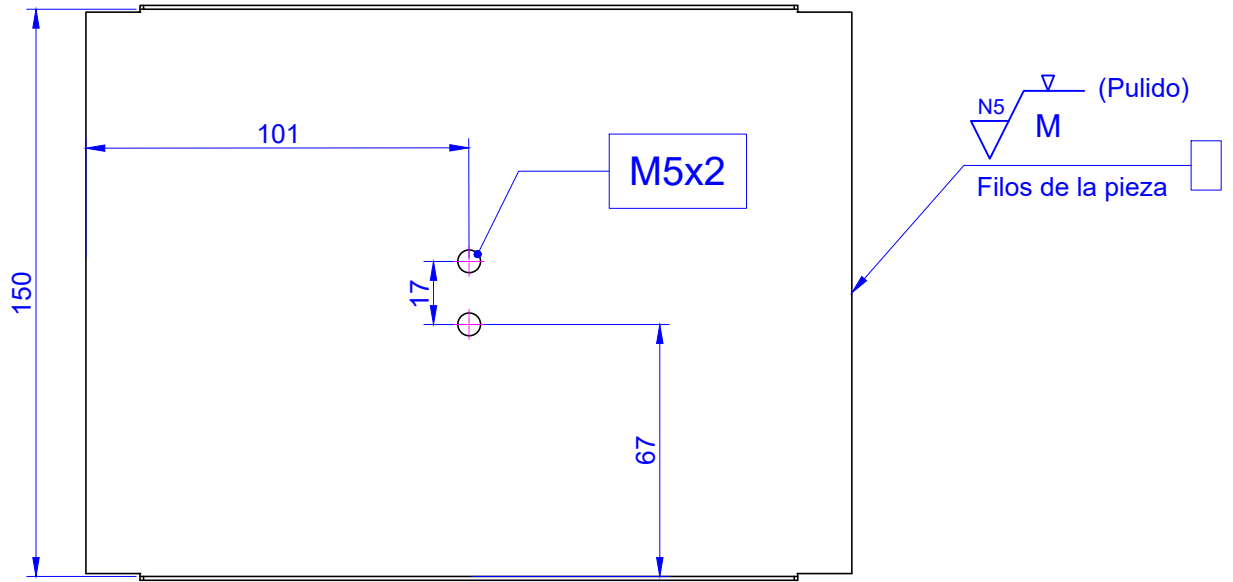
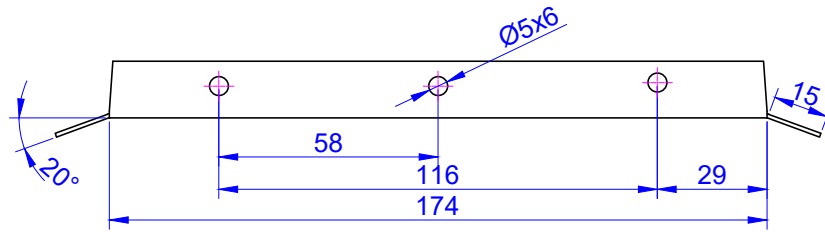
Espesor del material: $\frac{1}{25}$ in



				TOLERANCIA:	MATERIAL: Acero Galvanizado	PESO:
				FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:
				DIBUJÓ.	Danny Fernández Santiago Uyaguari	Tapa Lateral
				REVISÓ.	Marco Rojas	ESCALA: 1:5
				APROBÓ.	Byron Solórzano	
EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:			CÓDIGO: 01.01.01

**ESCALA
1-2**

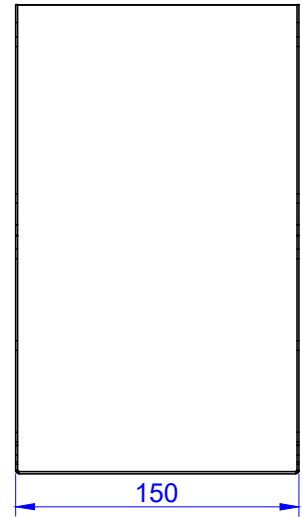
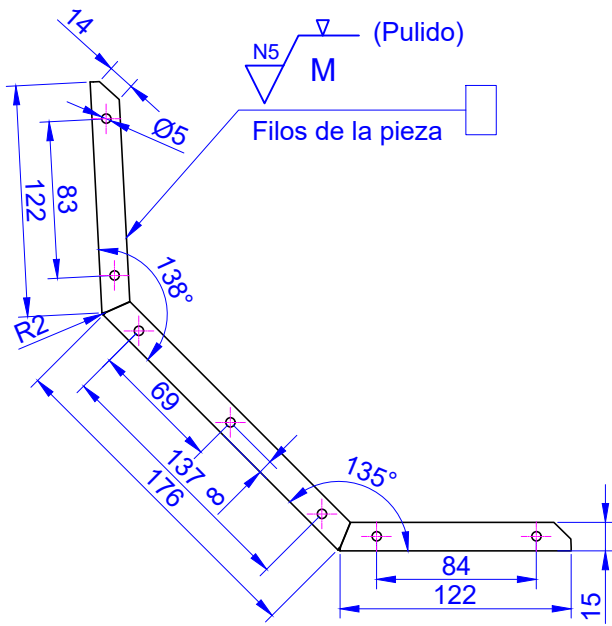
(En todas las superficies menos donde se indique lo contrario)



				TOLERANCIA:		MATERIAL:	PESO:
						Acero Galvanizado	
				FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:	ESCALA:
				DIBUJÓ.	Danny Fernández Santiago Uyaguari	Base del Cangilón	1:2
				REVISÓ.	Marco Rojas		
				APROBÓ.	Byron Solórzano		
EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:			CÓDIGO: 01.01.02	

ESCALA 1-4

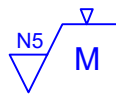
(En todas las superficies menos donde se indique lo contrario)

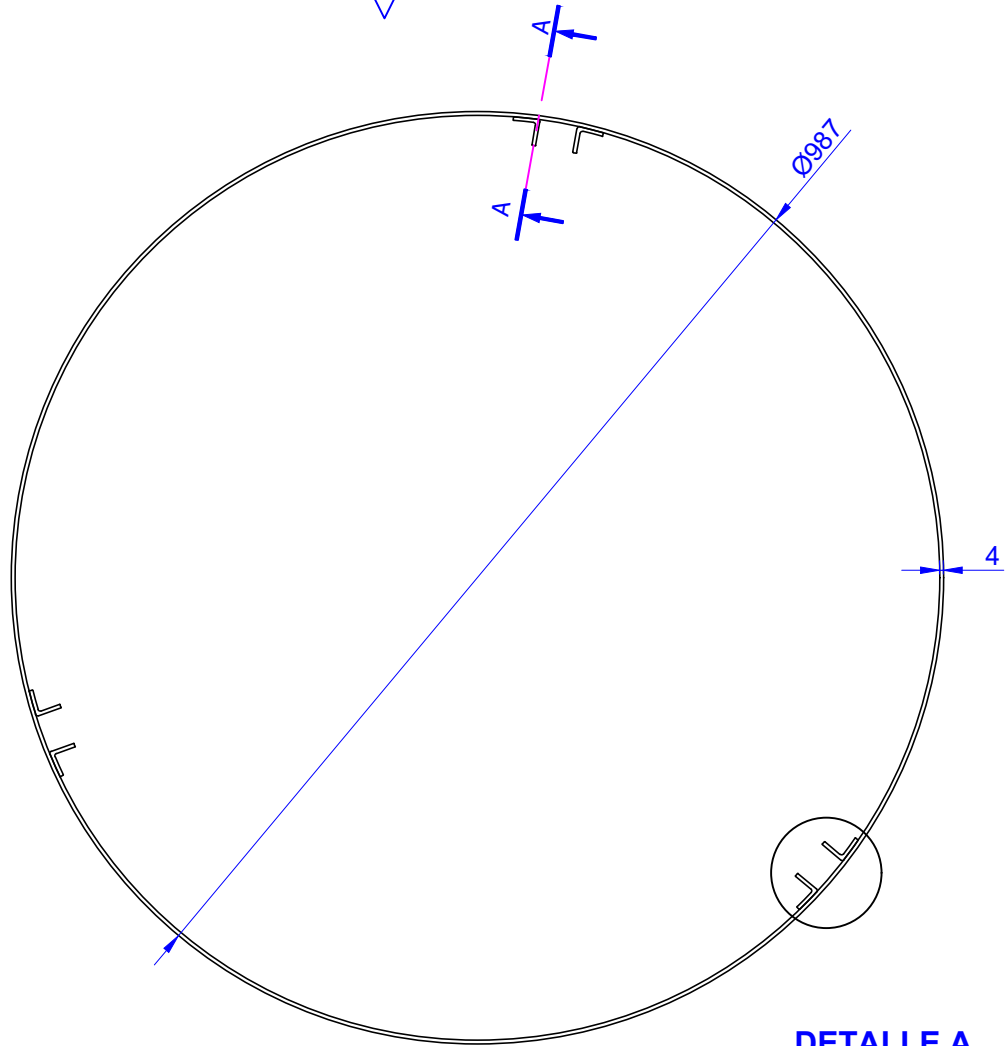


				TOLERANCIA:		MATERIAL:	PESO:
						Acero Galvanizado	
				FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:	
					Danny Fernández Santiago Uyaguari	Cangilón	ESCALA:
				DIBUJÓ.			1:4
				REVISÓ.	Marco Rojas		
				APROBÓ.	Byron Solórzano		
EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:			CÓDIGO:	01.01.03

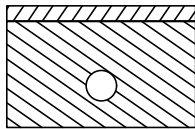
**ESCALA
1-8**

(En todas las superficies menos donde se indique lo contrario)

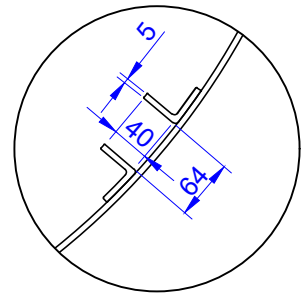
N5  M (Como viene de fábrica)



**CORTE A-A
(E:1-2)**



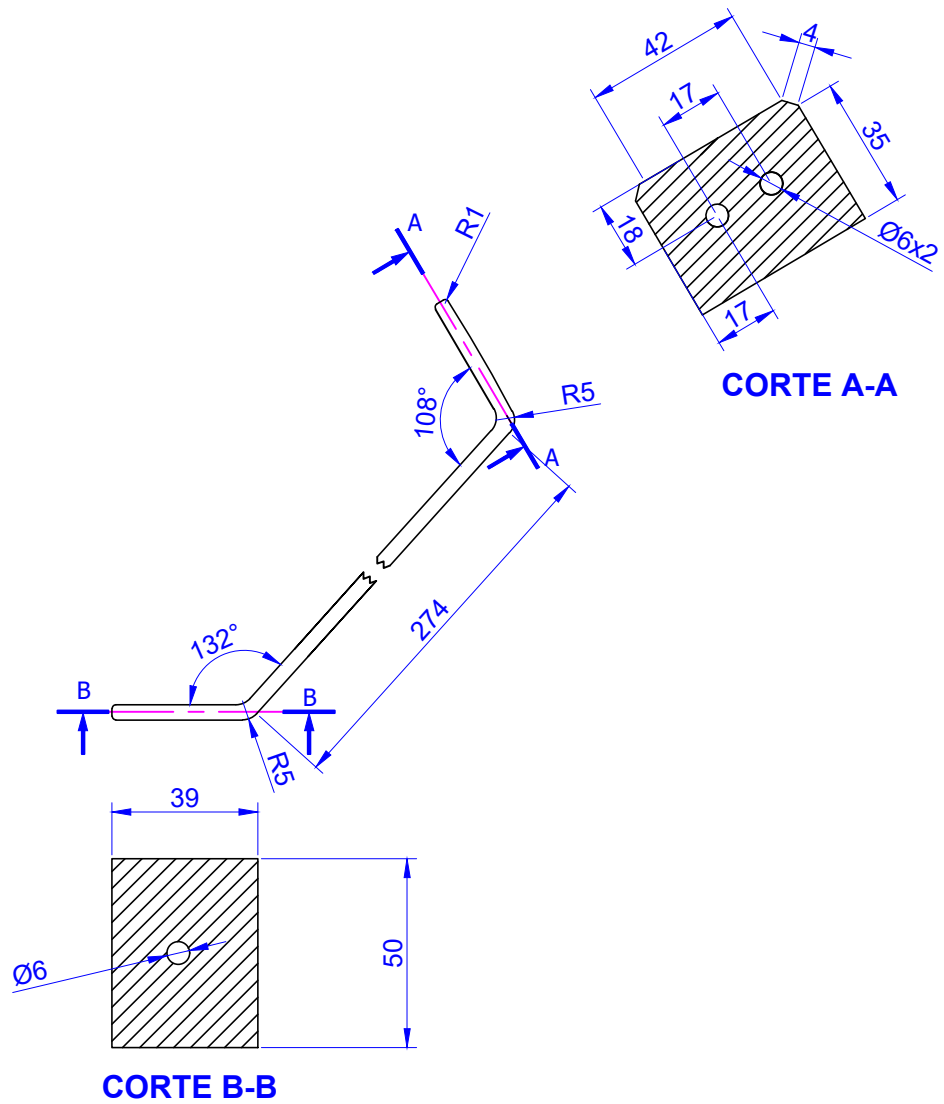
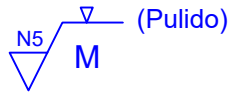
**DETALLE A
(E:1-5)**



				TOLERANCIA:		MATERIAL: Acero	PESO:
				FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN: Platina Rolada	ESCALA: 1:8
				DIBUJÓ.	Danny Fernández Santiago Uyaguari		
				REVISÓ.	Marco Rojas		
				APROBÓ.	Byron Solórzano		
EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:			CÓDIGO: 01.01.04	

ESCALA
1-2

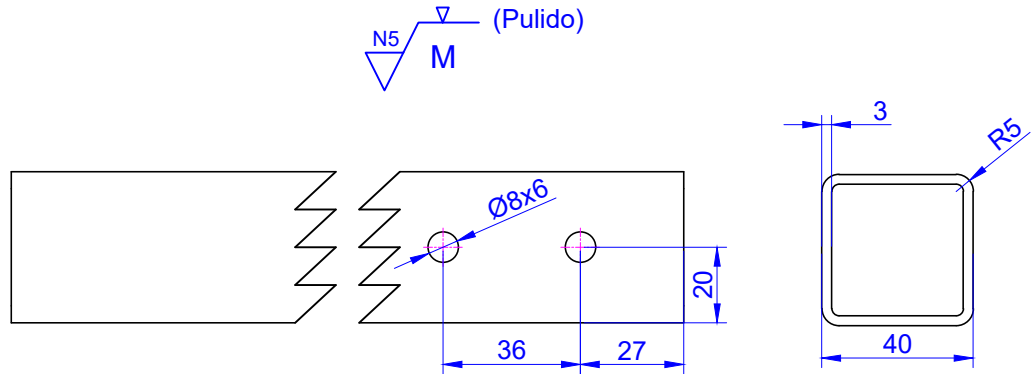
(En todas las superficies menos donde se indique lo contrario)



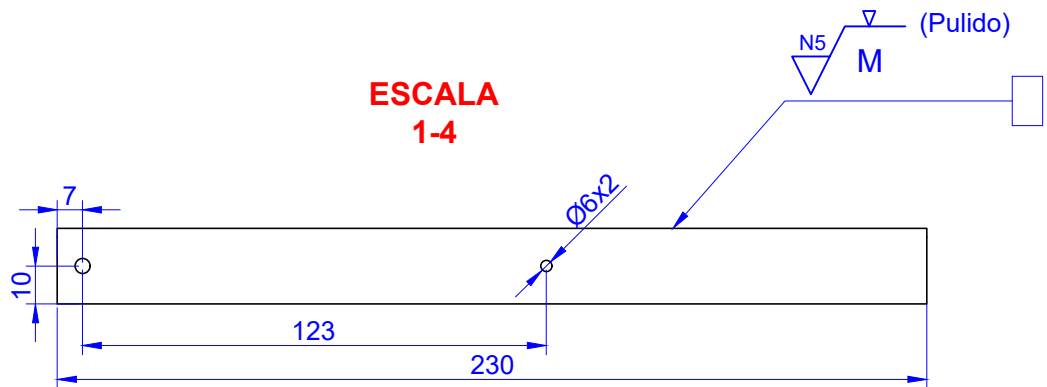
				TOLERANCIA:		MATERIAL:	PESO:
						Acero	
				FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:	
					Danny Fernández	Soportes de la rueda	
				DIBUJÓ.	Santiago Uyaguari	ESCALA:	
				REVISÓ.	Marco Rojas	1:2	
				APROBÓ.	Byron Solórzano		
EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:			CÓDIGO:	01.01.05

**ESCALA
1-2**

(En todas las superficies menos donde se indique lo contrario)



**ESCALA
1-4**



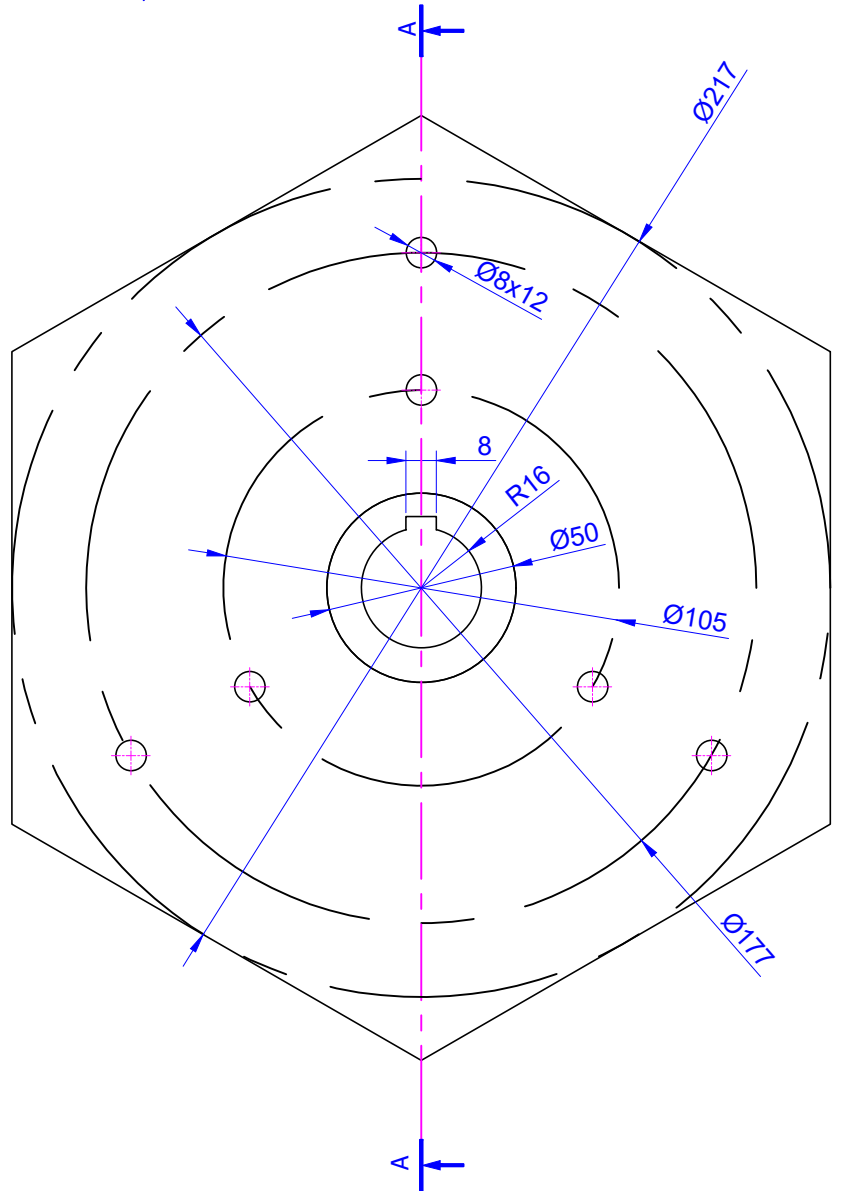
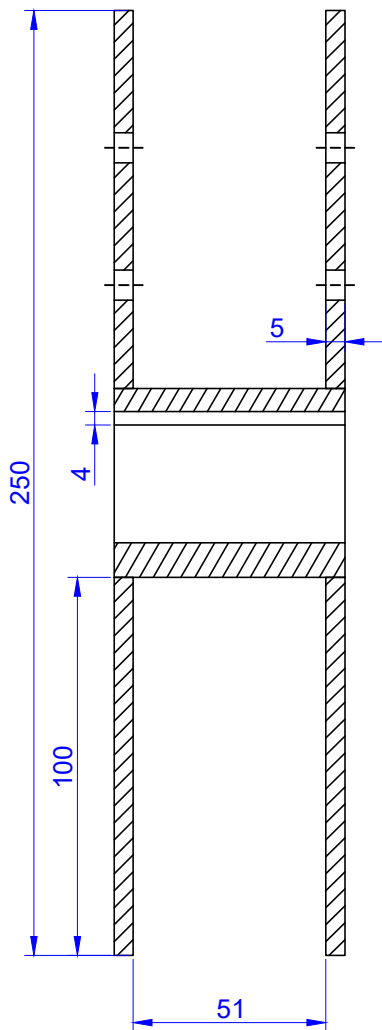
				TOLERANCIA:		MATERIAL:	PESO:
						Acero SAE J 403 1008	
				FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:	ESCALA:
					Danny Fernández Santiago Uyaguari	Rayo	1:2
				DIBUJÓ.	Marco Rojas		
				REVISÓ.	Byron Solórzano		
				APROBÓ.			
EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:			CÓDIGO:	01.01.06

**ESCALA
1-2**

(En todas las superficies menos donde se indique lo contrario)

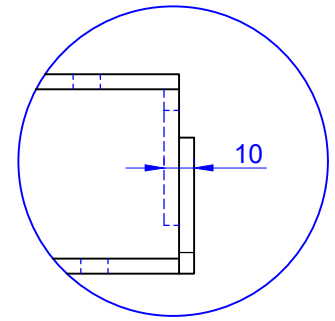
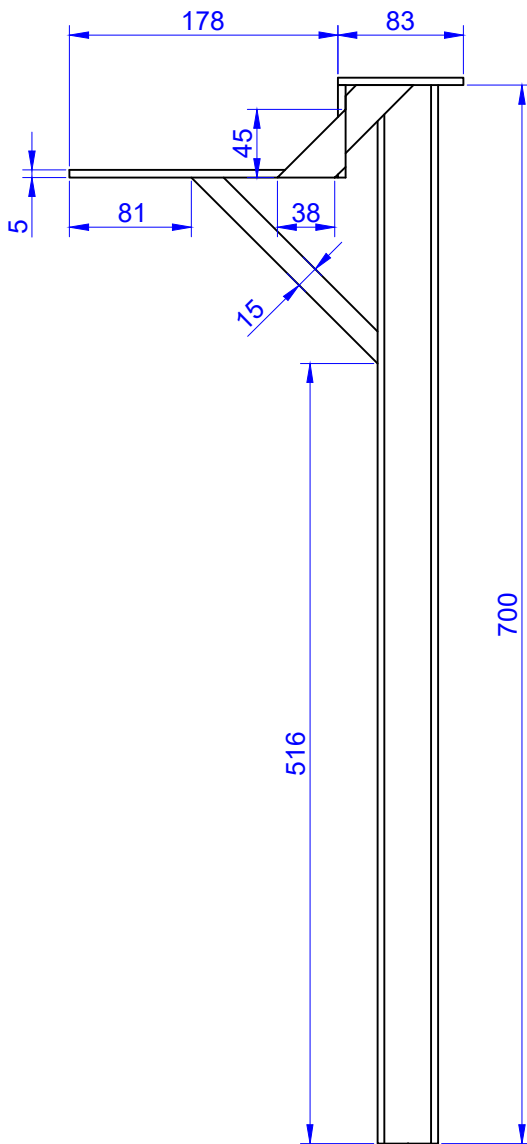
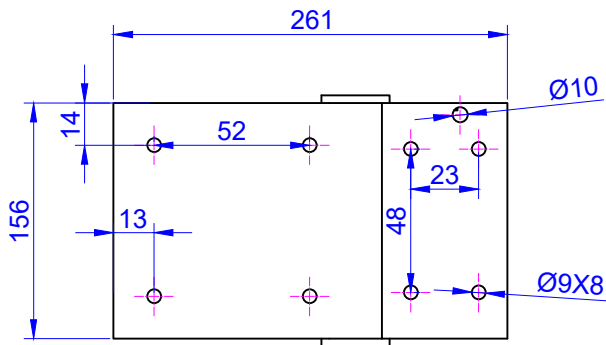
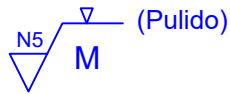


**CORTE A-A
(E:1-2)**

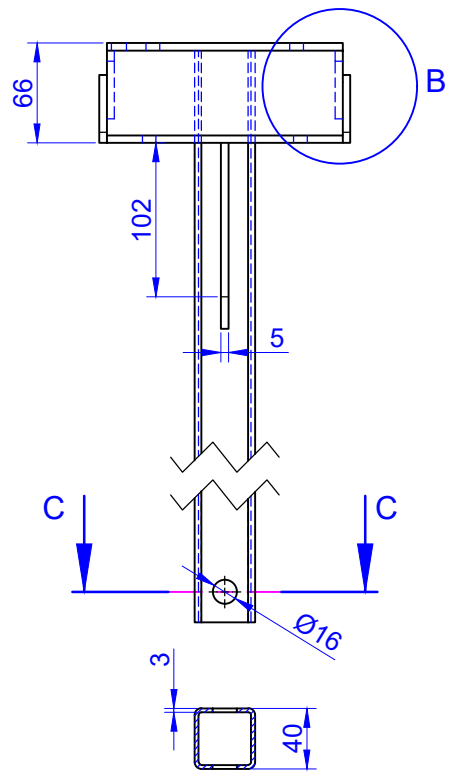


				TOLERANCIA:		MATERIAL:	PESO:
						Acero	
				FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:	ESCALA:
					Danny Fernández Santiago Uyaguari	Discos de soporte de rayos	1:2
				DIBUJÓ.	Marco Rojas		
				REVISÓ.	Byron Solórzano		
				APROBÓ.			
EDI:	MODIFI:	FECH:	NOMB:			CÓDIGO: 01.01.07	

(En todas las superficies menos donde se indique lo contrario)



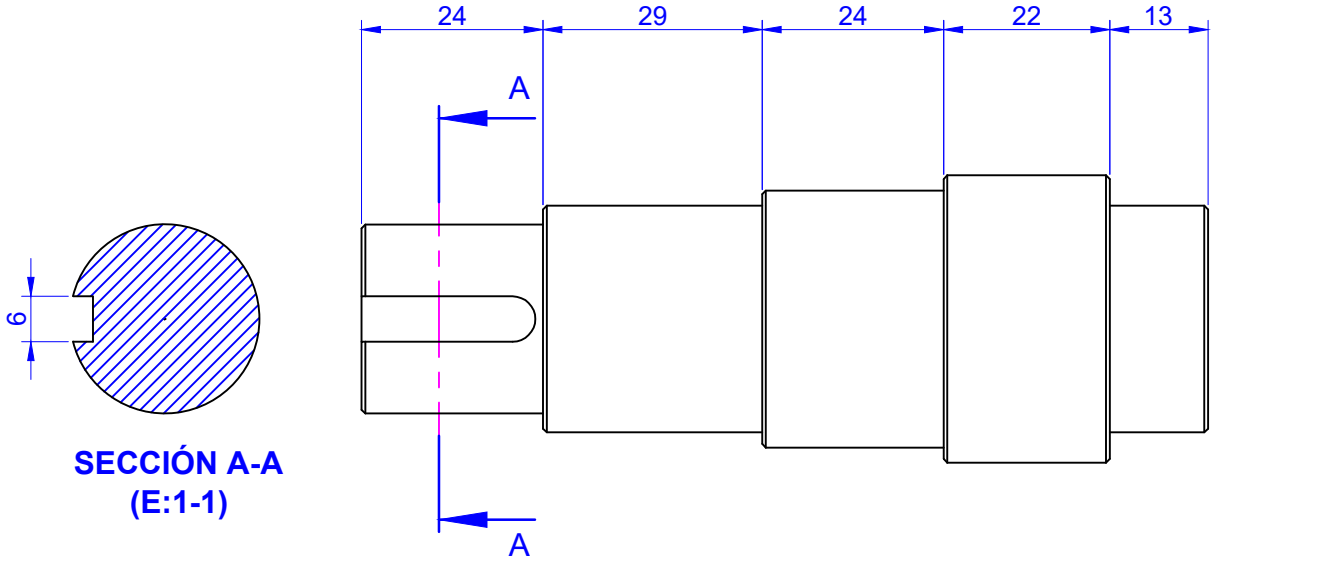
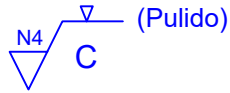
DETALLE B
(E:2-5)



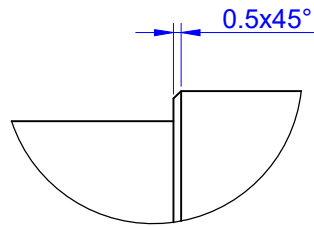
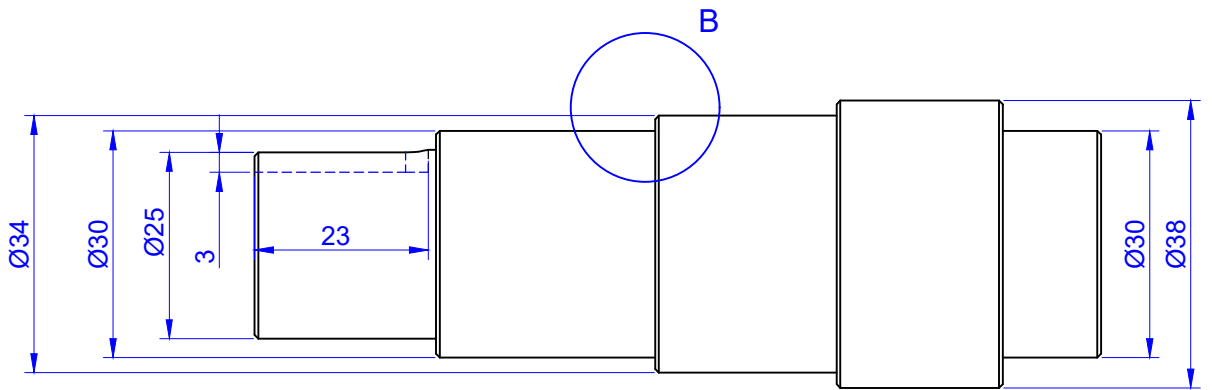
SECCIÓN C-C

				TOLERANCIA:		MATERIAL: Acero		PESO:	
				FECHA:		NOMBRE: Danny Fernández Santiago Uyaguari		DENOMINACIÓN: Base del Generador	
				DIBUJÓ.		Marco Rojas		ESCALA: 1:5	
				REVISÓ.		Byron Solórzano			
				APROBÓ.					
EDI:		MODIFI:		FECH:		CÓDIGO: 01.01.07			

(En todas las superficies menos donde se indique lo contrario)

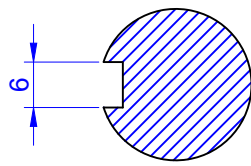


**SECCIÓN A-A
(E:1-1)**

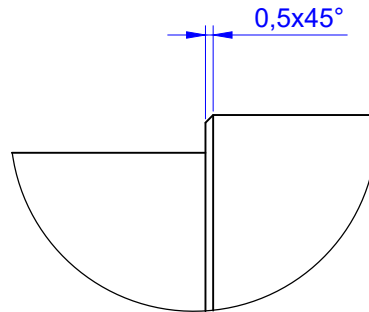
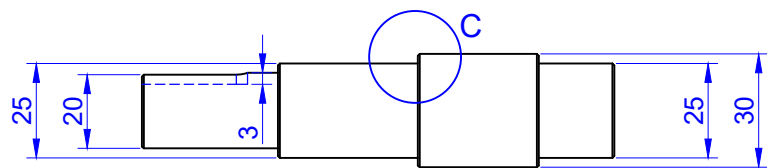
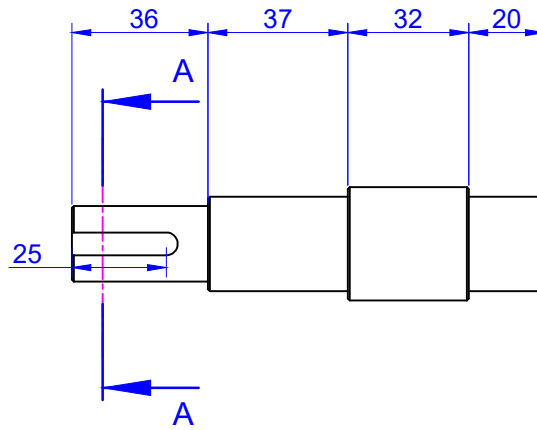


**DETALLE B
(E:2-1)**

				TOLERANCIA:		MATERIAL:	PESO:
						Acero	
				FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:	
					Danny Fernández Santiago Uyaguari	Escala N°2	
				DIBUJÓ.		ESCALA:	
				REVISÓ.	Marco Rojas	1:1	
				APROBÓ.	Byron Solórzano		
EDI:	MODIFI:	FECH:				CÓDIGO:	01.01.07

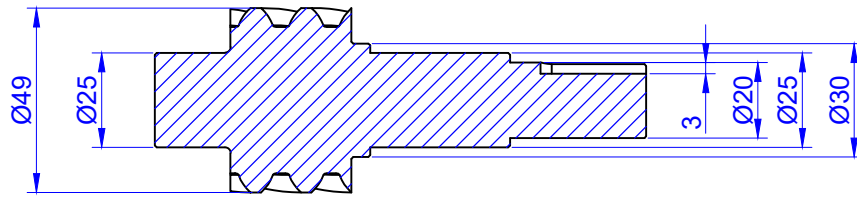


**SECCIÓN A-A
(E:1-1)**

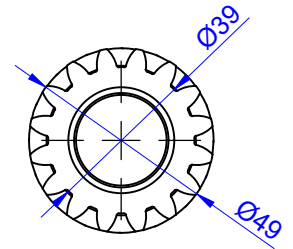
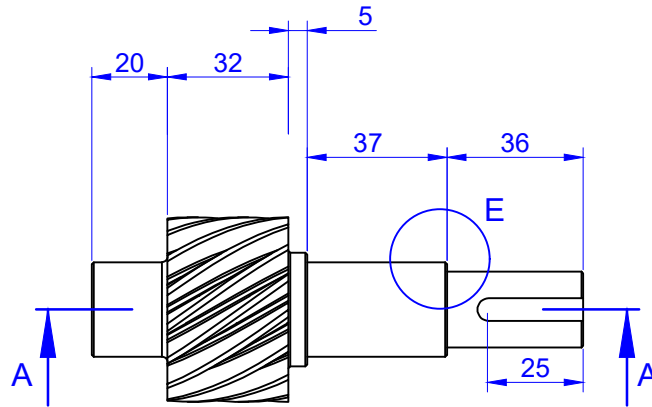


**DETALLE C
(E:2-1)**

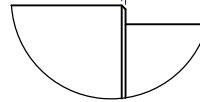
				TOLERANCIA:		MATERIAL:	PESO:	
						Acero		
				FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:		ESCALA:
				DIBUJÓ.	Danny Fernández Santiago Uyaguari	Eje N°3		1:2
				REVISÓ.	Marco Rojas			
				APROBÓ.	Byron Solórzano			
EDI:	MODIFI:	FECH:				CÓDIGO: 01.01.07		



SECCIÓN A-A

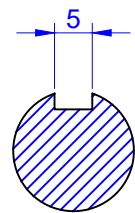
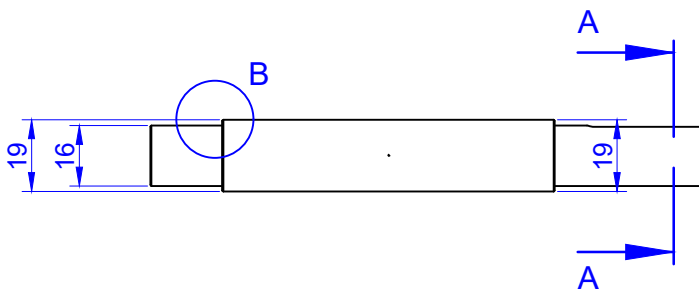
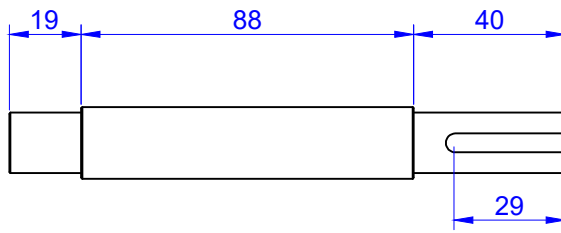


0,5x45°

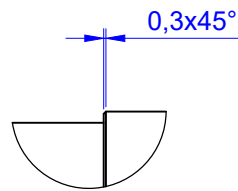


**DETALLE E
(E:1-1)**

				TOLERANCIA:		MATERIAL:	PESO:	
						Acero		
				FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:		ESCALA:
				DIBUJÓ.	Danny Fernández Santiago Uyaguari	Eje N°3 V2		1:2
				REVISÓ.	Marco Rojas			
				APROBÓ.	Byron Solórzano			
EDI:	MODIFI:	FECH:				CÓDIGO:	01.01.07	



**SECCIÓN A-A
(E:1-1)**

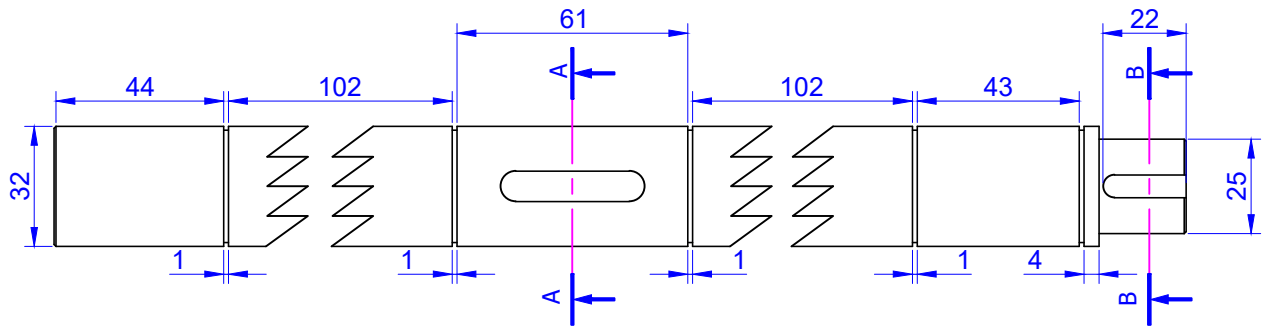


**DETALLE B
(E:1-1)**

				TOLERANCIA:		MATERIAL:	PESO:	
						Acero		
				FECHA:		DENOMINACIÓN:		ESCALA:
				DIBUJÓ.	NOMBRE:	Eje N°4		1:2
				REVISÓ.	Danny Fernández Santiago Uyaguari			
				APROBÓ.	Marco Rojas			
				Byron Solórzano		CÓDIGO: 01.01.07		
EDI:	MODIFI:	FECH:						

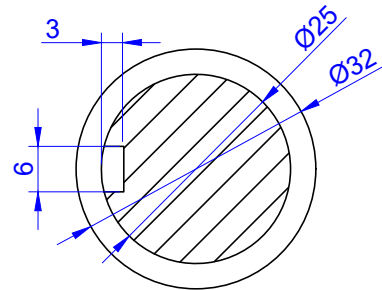
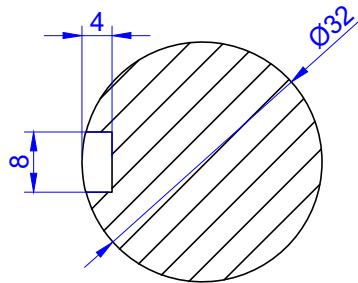
**ESCALA
1-2**

(En todas las superficies menos donde se indique lo contrario)



**CORTE A-A
(E:1-1)**

**CORTE B-B
(E:1-1)**



CHAVETERO 1

CHAVETERO 2

				TOLERANCIA:		MATERIAL:	PESO:			
						SAE 1018				
				FECHA:	NOMBRE:	DENOMINACIÓN:		ESCALA:		
			DIBUJÓ.		Danny Fernández Santiago Uyaguari				Eje N°1	
			REVISÓ.		Marco Rojas					
			APROBÓ.		Byron Solórzano					
EDI:	MODIFI:	FECH:				CÓDIGO:	01.01.07			

