

Facultad de Tecnología de la Industria

**Rediseño de un banco didáctico
para simulación de una micro
central hidroeléctrica utilizando
una turbina de tipo Pelton.**

**Trabajo Monográfico para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

Elaborado por

Tutor:

Br. Félix Osías
Corea Sánchez
Carnet: 2018-0431U

Br. Nahun Emanuel
Meza Ramírez
Carnet: 2018-0484U

Br. Leyhing Edditt
Montoya Palma
Carnet: 2018-0510U

Msc. Mary Triny
Gutiérrez Mendoza

13 de noviembre de 2023
Managua, Nicaragua

Managua, 13 de octubre 2023

MSc. Luis Alberto Chavarría Valverde
Decano FTI
Sus manos

Estimado maestro Chavarría:

Reciba un cordial saludo de mi parte. El motivo de la presente es para hacer de su conocimiento que he revisado la monografía titulada: **“Rediseño de un banco didáctico para simulación de una micro central hidroeléctrica utilizando una turbina de tipo Pelton”**, la cual fue elaborada por los bachilleres:

Br. Félix Osias Corea Sánchez	Carnet: 2018-0431U
Br. Nahum Emanuel Meza Ramírez	Carnet: 2018-0484U
Br. Leyhing Edditt Montoya Palma	Carnet: 2018-0510U

No omito, manifestarle que el documento sobrepasa la cantidad de hojas establecidas según requerimientos de culminación, sin embargo, fue necesario ampliar para cumplir con los objetivos propuestos del tema en estudio, pero aún se cumple con los requisitos técnicos y académicos establecidos por la facultad y nuestra Alma Mater, por lo cual le solicito la programación de defensa de la monografía antes mencionada.

Agradeciéndoles de antemano a la presente, le saludo deseándole éxito en sus funciones.

Atentamente,



MSc. Mary Triny Gutiérrez Mendoza.
Docente Titular FTI
Tutora



(505) 2240 1653 • (505) 2248 6879
(505) 2251 8271 • (505) 2251 8276



Recinto Universitario Pedro Aráuz Palacios
Costado Sur de Villa Progreso
Managua, Nicaragua

Managua, 17 de febrero de 2023

Brs. Félix Osías Corea Sánchez

Nahun Emanuel Meza Ramírez

Leyhing Edditt Montoya Palma

Por este medio hago constar que el protocolo de su trabajo monográfico titulado **Rediseño de un banco didáctico para simulación de una micro central hidroeléctrica utilizando una turbina de tipo Pelton**, para obtener el título de **Ingeniero Mecánico** y que contará con la **MSc. Mary Triny Gutiérrez Mendoza** como tutor, ha sido aprobado por esta Decanatura.

Cordialmente,


MSc Luis Alberto Chavarria Valverde
Decano



C/c Archivo
LACH/art



(505) 2240 1653 · (505) 2248 6879
(505) 2251 8271 · (505) 2251 8276



Recinto Universitario Pedro Aráuz Palacios
Costado Sur de Villa Progreso.
Managua, Nicaragua

F-8: CARTA DE FINALIZADO PLAN DE ASIGNATURA

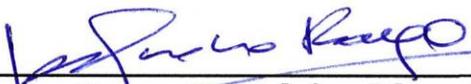
El Suscrito Secretario de la **FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA** hace constar que:

COREA SANCHEZ FELIX OSIAS

Carné: **2018-0431U** Turno: **Diurno** Plan de Asignatura: **2015** de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, ha aprobado todas las asignaturas correspondientes a la carrera de **INGENIERÍA MECANICA**, y solo tiene pendiente la realización de una de las formas de culminación de estudio.

Se extiende la presente **CARTA DE FINALIZADO PLAN DE ASIGNATURA**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los nueve días del mes de marzo del año dos mil veinte y tres.

Atentamente,

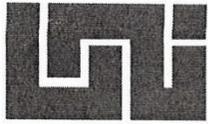

Msc. Juan Oswaldo Blandino Rayo
Secretario de Facultad



(505) 2240 1653 • (505) 2248 6879
(505) 2251 8271 • (505) 2251 8276



Recinto Universitario Pedro Aráuz Palacios
Costado Sur de Villa Progreso.
Managua, Nicaragua



Facultad de
Tecnología de
la Industria

SECRETARÍA DE FACULTAD



F-8: CARTA DE FINALIZADO PLAN DE ASIGNATURA

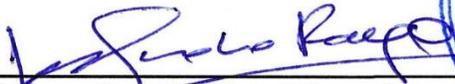
El Suscrito Secretario de la **FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA** hace constar que:

MEZA RAMÍREZ NAHUN EMANUEL

Carné: **2018-0484U** Turno: **Diurno** Plan de Asignatura: **2015** de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, ha aprobado todas las asignaturas correspondientes a la carrera de **INGENIERÍA MECANICA**, y solo tiene pendiente la realización de una de las formas de culminación de estudio.

Se extiende la presente **CARTA DE FINALIZADO PLAN DE ASIGNATURA**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los nueve días del mes de marzo del año dos mil veinte y tres.

Atentamente,

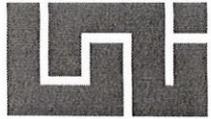

Msc. Juan Oswaldo Blandino
Secretario de Facultad



(505) 2240 1653 · (505) 2248 6879
(505) 2251 8271 · (505) 2251 8276



Recinto Universitario Pedro Aráuz Palacios
Costado Sur de Villa Progreso.
Managua, Nicaragua



Facultad de
Tecnología de
la Industria

SECRETARÍA DE FACULTAD



F-8: CARTA DE FINALIZADO PLAN DE ASIGNATURA

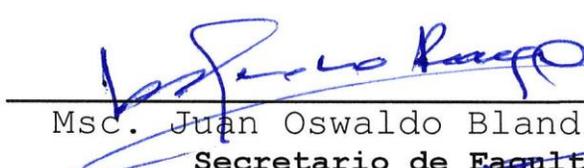
El Suscrito Secretario de la **FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA** hace constar que:

MONTOYA PALMA LEYHING EDDITT

Carné: **2018-0510U** Turno: **Diurno** Plan de Asignatura: **2015** de conformidad con el Reglamento Académico vigente en la Universidad, ha aprobado todas las asignaturas correspondientes a la carrera de **INGENIERÍA MECANICA**, y solo tiene pendiente la realización de una de las formas de culminación de estudio.

Se extiende la presente **CARTA DE FINALIZADO PLAN DE ASIGNATURA**, a solicitud del interesado en la ciudad de Managua, a los diez días del mes de marzo del año dos mil veinte y tres.

Atentamente,


Msc. Juan Oswaldo Blandino Rayo
Secretario de Facultad



(505) 2240 1653 • (505) 2248 6879
(505) 2251 8271 • (505) 2251 8276



Recinto Universitario Pedro Aráuz Palacios
Costado Sur de Villa Progreso,
Managua, Nicaragua

Managua 10 de julio de 2023

MSc. Mary Triny Gutiérrez Mendoza

Jefa Del Departamento De Energética

Facultad De Tecnología De La Industria

Estimada MSc. Gutiérrez

Reciba un cordial saludo de nuestra parte, los **Br. Félix Osías Corea Sánchez** número de carnet 2018-0431U, número de cédula 001-040100-1026X, **Br. Nahun Emanuel Meza Ramírez**, número de carnet 2018-0484U número de cédula, **Br. Leyhing Edditt Montoya Palma** número de carnet 2018-0510U número de cédula 081-020900-1010U, hacemos la formal entrega del banco didáctico del cual precede el trabajo monográfico titulado **Rediseño de un Banco Didáctico para Simulación de una Micro Central Hidroeléctrica Utilizando una Turbina de Tipo Pelton** realizado en las instalaciones de la Universidad Nacional de Ingeniería UNI-RUPAP, a este banco didáctico se le agregaron los siguientes elementos: Turbina Pelton de poliéster de glicol con su respectiva boquilla, tanque de agua, sistema de tubería, láminas de acero para bases superior e inferior, generador de corriente continua (CC), inversor de corriente, carcasa para la turbina, sistema de transmisión de potencia por engranajes, lámpara con bujía de 6 Watt de potencia, una caja de breakers con sus respectivos accesorios. Además de agregárseles sus respectivas señalizaciones de seguridad.

Sin más a que hacer referencia y deseándole éxitos en sus labores, nos despedimos.

**Br. Félix Osías Corea
Sánchez
Carnet No 2018-0431U**

Atentamente

**Br. Nahun Emanuel
Meza Ramírez
Carnet No 2018-0484U**

**Br. Leyhing Edditt
Montoya Palma
Carnet No 2018-0510U**


**MSc. Mary Triny Gutiérrez Mendoza
Jefa Del Departamento De Energética**



*Recibido
3:16pm
10/07/23*



Dedicatorias

Dedico este trabajo a mis padres quienes me han apoyado para poder llegar a esta instancia de mis estudios. Sin su apoyo constante, este logro no habría sido posible. También quiero reconocer a todos aquellos que, de una manera u otra, contribuyeron a este trabajo.

Corea Sánchez Félix Osías

El presente trabajo es dedicado a mi familia, quienes han sido parte fundamental en mi vida, agradezco las enseñanzas y consejos que me han dado en especial a mi padre Jorge Meza y mi abuelo Tirso Meza quien ya no nos acompaña en este mundo, pero estuvo presente en todo momento como un segundo padre siendo los principales protagonistas de este sueño alcanzado.

Meza Ramírez Nahun Emanuel

Primeramente a Dios por haberme permitido cumplir un sueño más fortaleciendo mi corazón, alma y mente cada día para lograrlo. A mis padres, hermanos y hermanas que siempre estuvieron apoyándome incondicionalmente y que con sacrificios, esfuerzos y amor me ayudaron a llegar tan lejos como yo pudiese guiándome y aconsejándome, quienes me dieron fuerzas y se convirtieron en mi mayor pilar y motivación para seguir adelante. A todas aquellas personas, tanto amigos como familiares y docentes que siempre estuvieron animándome incondicionalmente.

Montoya Palma Leyhing Edditt



Agradecimientos

Agradecemos primeramente a Dios por brindarnos fortalezas en los momentos de debilidad, y bendecirnos en nuestras vidas permitiéndonos superar todas las etapas de nuestra carrera y poder realizar este estudio. Así mismo agradecemos a nuestras familias por apoyarnos siempre dándonos consejos, valores y la oportunidad de tener una excelente educación.

Agradecemos a las personas que fueron de ayuda en momentos clave de nuestra investigación, como el Ing. mecánico Pablo Mota quien nos brindó su ayuda y conocimientos en rediseño del banco, el Ing. mecánico Bryan Álvarez por sus consejos en los inicios de nuestro trabajo investigativo, a la Ing. agrónoma Rosa Torres quien en un punto de estancamiento de la investigación nos presentó una solución y salida con sus consejos, al Ing. Alejandro Blandino por sus recomendaciones a la hora de consultas técnicas.

Agradecemos a nuestra tutora la MSc. Mary Gutiérrez quien nos orientó con paciencia y apoyo de múltiples formas para poder finalizar nuestro proyecto.

De igual forma agradecemos a todas las personas involucradas que aportaron sus conocimientos en la búsqueda de terminar nuestro trabajo destacando a los ingenieros Silvio Moody, Paul Arafat Guadamuz, Francisco López, Folker Laguna, Oscar Pineda, Marlon Suárez, Álvaro Jarquín, Ricardo Jarquín, José Medina, MSc. Guillermo Mahidi y la Ing. Krishna Braughtigam.



Índice de contenido

I. Introducción	1
II. Antecedentes	2
III. Justificación	4
IV. Objetivos	5
4.1. Objetivo general	5
4.2. Objetivos específicos	5
V. Marco teórico	6
5.1. Centrales hidroeléctricas	6
5.1.1. Clasificación	6
5.1.1.1. Micro centrales hidroeléctricas	7
5.2. Turbinas hidráulicas	7
5.2.1. Clasificación	7
5.3. Turbinas Pelton	8
5.3.1. Principio de funcionamiento	8
5.3.2. Clasificación	8
5.3.2.1. Disposición de eje vertical	8
5.3.2.2. Disposición de eje horizontal	9
5.3.3. Elementos principales de la turbina Pelton	10
5.3.3.1. Rodete	10
5.3.3.2. Álabes o cucharas Pelton.....	11
5.3.3.3. Inyector	11
5.3.3.4. Carcasa.....	12
5.3.3.5. Eje.....	13
5.3.4. Parámetros característicos	14
5.3.4.1. Potencia máxima ($P_{\text{máx}}$).....	14
5.3.4.2. Velocidad angular (r.p.m)	14
5.3.4.3. Velocidad absoluta del fluido (C_1).....	15
5.3.4.4. Coeficiente de velocidad periférica (k_{u1})	15
5.3.4.5. Rendimientos (η).....	15
5.4. Simulación.....	16
5.5. Software	16
5.5.1. Autodesk Inventor Professional	16



5.5.2.	MDSolids.....	17
5.5.3.	Simulia XFlow Computational Fluid Dynamics (CFD).....	18
5.5.4.	SolidWorks.....	19
5.6.	Banco didáctico.....	19
5.7.	Procesos de manufactura.....	20
5.7.1.	Clasificación.....	20
5.8.	Procesos de manufactura por adición.....	22
VI.	Técnicas, instrumentos y dispositivos.....	24
6.1.	Técnicas.....	24
6.1.1.	Observación directa.....	24
6.1.2.	Método del recipiente.....	24
6.1.3.	Prueba de la chispa.....	25
6.2.	Instrumentos.....	25
6.2.1.	Tacómetro.....	25
6.2.2.	Multímetro.....	26
6.2.3.	Sonómetro.....	27
6.2.4.	Manómetro.....	28
6.2.5.	Vernier o pie de rey.....	28
6.2.6.	Osciloscopio.....	29
6.3.	Dispositivos.....	30
6.3.1.	Motor de corriente directa.....	30
6.3.2.	Inversor.....	30
VII.	Condiciones iniciales de diseño del banco didáctico y sus parámetros de funcionamiento.....	31
7.1.	Resultado de las acciones correctivas.....	37
7.1.1.	Medición de caudal.....	37
7.1.2.	Medición de temperatura.....	38
7.1.3.	Medición de velocidad angular (r.p.m).....	39
7.1.4.	Medición de nivel de ruido (Db).....	39
7.1.5.	Medición de presión (P).....	40
7.2.	Geometría de la turbina.....	40
7.3.	Inyector.....	41
7.4.	Material de la turbina e inyector.....	42
VIII.	Rediseño de los componentes del banco didáctico.....	46



8.1.	Cálculo para el diámetro de tubería.....	46
8.2.	Selección del caudal y altura según el diámetro.....	48
8.3.	Rediseño de la turbina Pelton.....	50
8.3.1.	Cálculo del diámetro de chorro (d_0).....	50
8.3.2.	Cálculo del diámetro primitivo (DP).....	51
8.4.	Selección de parámetros recomendados para la construcción de las cucharas de la turbina.....	51
8.4.1.	Construcción del diseño de la turbina.....	52
8.5.	Diseño del inyector.....	56
8.6.	Diseño de la carcasa.....	59
8.7.	Selección del tipo de transmisión de potencia.....	59
8.7.1.	Transmisión de potencia por engranajes.....	61
8.7.1.1.	Engranajes rectos.....	62
8.7.1.1.1.	Requisitos de diseño.....	62
8.7.1.1.1.1.	Relación de velocidades (VR).....	63
8.7.1.1.1.2.	Módulo.....	63
8.7.1.1.1.3.	Interferencia.....	63
8.7.1.1.1.4.	Relación de contacto.....	65
8.7.1.1.2.	Especificaciones de la AGMA para los dientes de los engranajes de profundidad total.....	66
8.7.1.1.3.	Fuerza tangencial (W_t) y radial (W_r) en el par de engranajes.....	67
8.8.	Flujo de potencia en el sistema.....	68
8.9.	Comprobación del eje.....	70
8.9.1.	Determinación de las cargas que actúan sobre el eje de la turbina de Aluminio 70	
8.9.1.1.	Cálculo de fuerza sobre la cuchara.....	70
8.9.1.1.1.	Cálculo de torque.....	73
8.9.1.1.2.	Peso de la turbina.....	75
8.9.1.1.3.	Cálculo de las fuerzas tangencial (W_t) y radial (W_r) del piñón sobre la corona 75	
8.9.1.2.	Determinación del factor de seguridad a partir del criterio de fatiga ..	75
8.9.1.2.1.	Construcción de diagramas.....	76
8.9.1.2.1.1.	Cálculo de reacciones para el plano XY.....	76
8.9.1.2.1.2.	Cálculo de reacciones para el plano XZ.....	78
8.9.1.2.2.	Uso de ecuaciones y gráficos.....	80



8.9.1.2.2.1. Límite de resistencia a la fatiga en una ubicación crítica o límite de resistencia a la fatiga modificada	81
8.9.1.2.2.2. Concentración del esfuerzo y sensibilidad de la muesca.....	83
8.9.1.2.3. Factor de concentración de esfuerzo.....	84
8.9.1.2.4. Factor de concentración de esfuerzo por fatiga	85
8.9.1.2.4.1. Factor de concentración de esfuerzo para torsión.....	85
8.9.1.2.4.2. Factor de concentración de esfuerzo por fatiga.....	85
8.9.1.3. Determinación del factor de seguridad para la turbina de AL.....	86
8.9.2. Determinación de las cargas que actúan sobre el eje de la turbina de poliéster de glicol (PETG).....	87
8.9.2.1. Cálculo de la fuerza la cuchara	87
8.9.2.1.1. Cálculo de torque	89
8.9.2.1.2. Peso de la turbina	89
8.9.2.1.3. Cálculo de las fuerzas tangencial (W_t) y radial (W_r) del piñón sobre la corona 89	
8.9.2.2. Determinación del factor de seguridad a partir del criterio de fatiga ..90	
8.9.2.2.1. Construcción de diagramas	90
8.9.2.2.1.1. Cálculo de reacciones para el plano XY	90
8.9.2.2.1.2. Cálculo de reacciones para el plano XZ	92
8.9.2.2.2. Uso de ecuaciones y gráficos	94
8.9.2.3. Determinación del factor de seguridad para la turbina de PETG	94
8.9.3. Comprobación de la geometría de los engranajes.....	95
8.10. Comprobación de los rodamientos y su chumacera.....	96
8.10.1. Carga radial (R).....	96
8.10.2. Determinación de la carga de diseño sobre el rodamiento (PR).....	97
8.10.3. Especificación de la duración de diseño (Ld).....	97
8.10.4. Cálculo de la capacidad de carga dinámica básica requerida (Cd).....	98
8.10.5. Selección del rodamiento según Cd y geometría del eje	98
8.11. Otros elementos	98
IX. Pruebas de ensayo y simulación de dinámica de fluidos computacional.....	104
9.1. Mediciones realizadas en el banco didáctico.....	104
9.1.1. Análisis de variables en corriente directa (DC)	106
9.1.2. Análisis de variables en corriente alterna (AC)	110
9.1.3. Comportamiento de las corrientes eléctricas	113
9.2. Análisis CFD	115



9.2.1. Velocidad absoluta del fluido	115
9.2.2. Momento en el eje.....	118
9.2.3. Flujo másico	120
9.2.4. Fuerza del chorro y velocidad angular.....	121
9.2.5. Comportamiento del agua y punto de incidencia del chorro	123
X. Comparación de la manufactura de la turbina de aluminio y la turbina de poliéster de glicol.....	124
XI. Conclusión.....	128
XII. Recomendaciones.....	129
XIII. Bibliografía	130
XIV. Anexos	134
XV. Apéndices	162



Índice de gráficos

Gráfico VIII 1. Curva característica de la bomba.....	49
Gráfico VIII 2. Diagrama de fuerzas en el plano XY (TP de AL)	76
Gráfico VIII 3. Diagrama de cortante y momento en el plano XY (TP de AL)	77
Gráfico VIII 4. Diagrama de fuerzas en el plano XZ (TP de AL)	78
Gráfico VIII 5. Diagrama de cortante y momento en el plano XZ (TP de AL).....	79
Gráfico VIII 6. Diagrama de fuerzas en el plano XY (TP de PETG).....	90
Gráfico VIII 7. Diagrama de cortante y momento en el plano XY (TP de PETG).....	91
Gráfico VIII 8. Diagrama de fuerzas en el plano XZ (TP de PETG).....	92
Gráfico VIII 9. Diagrama de cortante y momento en el plano XZ (TP de PETG)	93
Gráfico IX 1. Velocidad angular vs Caudal según cambios de presión (en DC)	106
Gráfico IX 2. Voltaje vs Torque según alteraciones en la velocidad angular en DC.....	107
Gráfico IX 3. Velocidad angular vs Voltaje según % de apertura de la válvula en DC .	108
Gráfico IX 4. Velocidad angular vs Eficiencia total por variaciones de caudal en DC ..	109
Gráfico IX 5. Velocidad angular vs Caudal según cambios de presión en AC	110
Gráfico IX 6. Voltaje vs Torque según alteraciones en la velocidad angular en AC	111
Gráfico IX 7. Velocidad angular vs Voltaje según % apertura de la válvula en AC	111
Gráfico IX 8. Velocidad angular vs Eficiencia total por variaciones de caudal en AC ..	112
Gráfico C1. Fuerzas en el eje en los planos XY y XZ	165
Gráfico C2. Diagramas de cortante y momento en Excel.....	166
Gráfico E1 Potencia efectiva vs Altura neta (CD).....	172
Gráfico E2. Presión vs Potencia efectiva (CD).....	172
Gráfico E3. Potencia efectiva vs Velocidad angular (CD).....	173
Gráfico E4. Eficiencia hidráulica vs Velocidad angular (CD)	173
Gráfico E5. Eficiencia hidráulica vs Caudal (CD)	174
Gráfico E6. Eficiencia total vs Fuerza de la cuchara (CD).....	174
Gráfico E7. Potencia efectiva vs Altura neta (AC)	175
Gráfico E8. Potencia efectiva vs Presión (AC).....	175
Gráfico E9. Potencia efectiva vs Velocidad angular (AC).....	176
Gráfico E10. Eficiencia hidráulica vs Velocidad angular (AC)	176
Gráfico E11. Eficiencia hidráulica vs Caudal (AC)	177
Gráfico E12. Eficiencia total vs Fuerza de la cuchara (AC).....	177



Índice de figuras

Figura V 1. Disposición de eje vertical	9
Figura V 2. Disposición de eje horizontal	10
Figura V 3. Rodete.....	10
Figura V 4. Álabes, cazoletas, cangilones o cuchara Pelton	11
Figura V 5. Inyector	12
Figura V 6. Carcasa.....	13
Figura V 7. Eje principal de la turbina	14
Figura V 8. Software Autodesk Inventor Professional	17
Figura V 9. Software MDSolids.....	18
Figura V 10. Software Simulia XFlow.....	18
Figura V 11. Software SolidWorks	19
Figura V 12. Clasificación de los procesos de manufactura	20
Figura V 13. Etapas de fundición por revestimiento	22
Figura V 14. Proceso de manufactura por adición de un tornillo sin fin	23
Figura VI 1. Método del recipiente	24
Figura VI 2. Tacómetro MR-275	26
Figura VI 3. Multímetro TRUPER- MUT 39	27
Figura VI 4. Sonómetro TENMARS TM-102	27
Figura VI 5. Manómetro con relleno de glicerina.....	28
Figura VI 6. Pie de rey	29
Figura VI 7. Osciloscopio Tektronix Serie TDS 2012B.....	29
Figura VII 1. Puntos altimétricos de cuchara Pelton de aluminio.....	40
Figura VII 2. Estación total TRIMBLE.....	41
Figura VII 3. Modelo 3D de cuchara de TP de AL	41
Figura VII 4. Boquilla original	42
Figura VII 5. Prueba de la chispa.....	42
Figura VII 6. Prueba de dureza Rockwell.....	43
Figura VIII 1. Dimensiones principales para la construcción de la cuchara	53
Figura VIII 2. Curva de profundidad y línea de centro de la cuchara.....	53
Figura VIII 3. Curvas de nivel de la cuchara.....	54
Figura VIII 4. Bosquejo de dimensiones de la cuchara Pelton	54
Figura VIII 5. Modelado 3D de la cuchara Pelton.....	55
Figura VIII 6. Rodete.....	55



Figura VIII 7. Rediseño de la Turbina Pelton.....	56
Figura VIII 8. Tipos de inyectores.....	57
Figura VIII 9. Diagrama de flujo de potencia por engranaje en una TP	68
Figura VIII 10. Fuerzas que actúan sobre el eje de la turbina	69
Figura VIII 11. Fuerzas en el eje vistas desde el plano XY.....	69
Figura VIII 12. Fuerzas en el eje vistas desde el plano XZ.....	70
Figura VIII 13. Conexión eléctrica para accionar la bomba	101
Figura VIII 14. Motor DC.....	102
Figura VIII 15. Inversor	102
Figura IX 1. Comportamiento de corriente continua o directa en una batería.....	113
Figura IX 2. Comportamiento de la corriente continua en la turbina.....	114
Figura IX 3. Onda rectangular producida por la corriente alterna en la turbina.....	114
Figura IX 4. Velocidad absoluta del fluido en TP Aluminio a 60°	115
Figura IX 5. Velocidad absoluta del fluido en TP Aluminio a 90°	116
Figura IX 6. Velocidad absoluta del fluido en TP PETG a 60°	116
Figura IX 7. Velocidad absoluta del fluido en TP PETG a 90°	117
Figura IX 8. Momento en Z (TP Aluminio 60°).....	118
Figura IX 9. Momento en Z (TP Aluminio a 90°).....	118
Figura IX 10. Momento en Z (TP PETG a 60°).....	119
Figura IX 11. Momento en Z (TP PETG a 90°).....	119
Figura IX 12. Flujo másico (TP AL)	120
Figura IX 13. Flujo másico (TP PETG).....	120
Figura IX 14. Fuerza del chorro y velocidad angular (TP Aluminio 60°).....	121
Figura IX 15. Fuerza del chorro y velocidad angular (TP Aluminio 90°).....	121
Figura IX 16. Fuerza del chorro y velocidad angular (TP PETG 60°)	122
Figura IX 17. Fuerza del chorro y velocidad angular (TP PETG 90°)	122
Figura IX 18. Incidencia del chorro y comportamiento del agua en TP PETG	123
Figura IX 19. Incidencia del chorro y comportamiento del agua en TP AL.....	123
Figura F1. Configuración del ambiente	178
Figura F2. Configuración de propiedades del flujo	179
Figura F3. Configuración de propiedades, restricciones y comportamiento de las piezas	180
Figura F4. Configuración de los parámetros necesarios para simulación	181
Figura F5. Pestaña de post procesado	182



Índice de tablas

Tabla V 1. Clasificación de las micro centrales hidroeléctricas según rangos de potencia	6
Tabla VII 1. Acciones correctivas.....	31
Tabla VII 2. Tiempo promedio de llenado del balde	38
Tabla VII 3. Temperatura promedio	39
Tabla VII 4. Velocidad angular promedio a la que gira el eje	39
Tabla VII 5. Niveles de ruido promedio emitidos por el banco didáctico	39
Tabla VII 6. Presión promedio del flujo en las tuberías	40
Tabla VII 7. Resultado de la prueba de dureza en el eje	43
Tabla VII 8. Referencias prescindidas de algunos elementos del banco de ensayo	44
Tabla VIII 1. Velocidades máximas de diseño	47
Tabla VIII 2. Velocidades para diámetros normalizados para bomba de 116 lts/min	47
Tabla VIII 3. Comportamiento de caudal y presión según ángulo de apertura de la válvula	48
Tabla VIII 4. Dimensiones principales de la cuchara	52
Tabla VIII 5. Valores de coeficiente de contracción	58
Tabla VIII 6. Análisis de decisiones para selección de sistema de transmisión de potencia	60
Tabla VIII 7. Comparación de tipos de engranajes	61
Tabla VIII 8. Número de dientes del piñón para asegurar que no haya interferencia	64
Tabla VIII 9. Valores de la ecuación de relación de contacto	65
Tabla VIII 10. Fórmulas características de un diente de engranes para un ángulo de presión de 20°	66
Tabla VIII 11. Esfuerzo a la tensión S_{ut} y Resistencia a la fatiga S_y del acero AISI 104580	
Tabla VIII 12. Reemplazo de elementos.....	99
Tabla IX 1. Mediciones en DC (TP PETG).....	104
Tabla IX 2. Mediciones en DC (TP AL)	104
Tabla IX 3. Mediciones en AC (TP AL)	105
Tabla IX 4. Mediciones en AC (TP de PETG)	105
Tabla IX 5. Principales parámetros de funcionamiento de una turbina Pelton en DC ..	106
Tabla IX 6. Principales parámetros de funcionamiento de una turbina Pelton en AC...	110
Tabla X 1. Aspectos principales de las turbinas de PETG y AL	124



Tabla X 2. Costos del proyecto.....	125
Tabla B1. Llenado de campos punto de operación.....	163
Tabla B2. Selección de diámetro según rango de operación δ	164
Tabla B3. Valores para diseño de turbina Pelton.....	164
Tabla D1. Resumen de cálculos para la Turbina PETG en corriente directa.....	167
Tabla D2. Resumen de cálculos para la Turbina AL en corriente directa	167
Tabla D3. Resumen de cálculos para la Turbina PETG en corriente Alterna	168
Tabla D4. Resumen de cálculos para la Turbina AL en corriente Alterna.....	168



Lista de anexos

Anexo 1. Tipos de chispa de esmerilado	134
Anexo 2. Características y especificaciones de Tacómetro MR-275	135
Anexo 3. Características y especificaciones del Multímetro TRUPER MUT-39.....	136
Anexo 4. Características y especificaciones de Sonómetro TENMARS TM-102.....	137
Anexo 5. Especificaciones del manómetro	138
Anexo 6. Especificaciones del osciloscopio Tektronix Serie TDS 2012B.....	139
Anexo 7. Especificaciones de la bomba	140
Anexo 8. Rango de aplicación de las turbinas Pelton en las micro centrales.....	141
Anexo 9. Estimación para determinar el límite de resistencia a la fatiga.....	142
Anexo 10. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga	143
Anexo 11. Factores de concentración de esfuerzo	144
Anexo 12. Factores de comprobación para geometría del par de engranajes	145
Anexo 13. Duración de diseño recomendada para rodamientos.....	146
Anexo 14. Datos técnicos de los rodamientos	147
Anexo 15. Resultado del rediseño de las piezas del banco de ensayo	148
Anexo 16. Tasa de cambio del dólar en el mes de marzo 2023	152
Anexo 17. Facturas	153
Anexo 18. Propiedades del físicas y mecánicas del aluminio y del poliéster de glicol..	157
Anexo 19. Fabricación de TP por empresa GUNT.....	158
Anexo 20. Cotización de TP en ebay.....	159
Anexo 21. Costos de fabricación de turbina hecha por cera perdida	160
Anexo 22. Densidad del agua.....	161



Glosario

ABS: Acrilonitrilo Butadieno Estireno

AC: Corriente alterna

AL: Aluminio

CFD: Computacional Fluid Dynamics

DC: Corriente directa

Fem: Fuerza electromotriz

F.S: Factor de servicio

m.c.a: Metros columna de agua

NTON: Norma Técnica Obligatoria Nicaragüense

OLADE: Organización Latinoamericana De Energía

ONUDI: Organización de Naciones Unidas Para El Desarrollo Industrial

TP: Turbina Pelton

r.p.m: Revoluciones por minuto

PETG: Poliéster de glicol

Pulg: pulgadas

Términos

CAD: Programa de ordenador que sirve para la creación, edición, análisis y visualización de modelos tridimensionales.

Contraste: Posición o diferencia notable entre una cosa u otra.

Decibeles: Unidad que se utiliza para expresar la intensidad del sonido y otras magnitudes físicas.

Extrusión: Es el acto y resultado de extrudir, alude la acción de otorgar forma a una cierta masa.



Estación total: Aparato eléctrico óptico de uso topográfico para medición de levantamientos de ángulos horizontales, verticales, y distancias desde el lugar donde está el equipo hasta un punto designado.

Estela: Es un conjunto de partículas o rayos luminosos de un mismo origen, que se propagan sin dispersión

Factor de seguridad: Valor que hace referencia a la relación que existe entre la carga que puede soportar un elemento y la carga máxima que realmente admite.

GUNT: Empresa desarrolladora de equipos para enseñanza en universidades, escuelas politécnicas y técnicas / profesionales.

Onda: Perturbación que se propaga en el espacio transportando energía, pero no materia.

Probeta: Pieza constituida por un determinado material cuyas características se desean estudiar.

Puntos alimétricos: Son puntos fijos de nivelación que marcan diferentes alturas.

Rodamientos UC: Es un rodamiento de bola de inserción a una carcasa cóncava en la que encaja a la perfección.

Rodamientos UCP: Se le llama así al conjunto que se compone de un rodamiento y un soporte de pedestal (pillow block) en el que se aloja.

Vena contracta: Punto del chorro de un fluido en que su diámetro se hace menor y su velocidad máxima.

Transición vítrea: Temperatura de transición de un polímero al pasar de una determinada condición a otra.

Simbología

Caracteres latinos

t : tiempo

r : radio de chaflán de cambio de sección en el eje

d : diámetro menor del eje en el cambio de sección



d_0 : diámetro del chorro

g : constante de gravedad

m_f : Relación de contacto

m : Módulo

m : metros

ω : Velocidad angular o velocidad de giro

ω_p : Velocidad angular o velocidad de giro del piñón

ω_G : Velocidad angular o velocidad de giro de la corona

k_a : Factor de modificación de la condición superficial

k_b : Factor de modificación del tamaño

k_c : Factor de modificación de la carga

k_d : Factor de modificación de la temperatura

k_e : Factor de confiabilidad

k_f : Factor de modificación de efectos varios

k_{u1} : Coeficiente de velocidad

p : Paso circular

P : Presión

v : Voltaje

w : Velocidad relativa

w_1 : Velocidad relativa a la entrada

w_2 : Velocidad relativa a la salida

A_0 : Área del chorro

C : Distancia entre centros del par de engranajes

Ca : Cálculo de la carcasa



C_d : Capacidad de carga dinámica

$D_{\text{recipiente}}$: Diámetro del recipiente

D_i : Diámetro interior

D_1 : Diámetro mayor del eje en el cambio de sección

Db : Decibeles de ruido (unidad de medida)

D_p : Diámetro de paso

D_G : Diámetro de paso de la corona

D_P : Diámetro de paso del piñón

DP : Diámetro primitivo de la turbina o diámetro Pelton

H : Altura útil

H_n : Altura neta

J_n : Número de inyectores

$H_{\text{recipiente}}$: Profundidad del cilindro (recipiente)

L_d : Duración del diseño dada

N : Newton (unidad de medida)

N_G : Número de dientes del engrane

N_P : Número de dientes del piñón

M_r : Momento resultante

M_{CS} : Momento en el cambio de sección

Q : Caudal

Q_b : Caudal de bombeo

R_{oP} : Radio exterior del piñón

R_{bP} : Radio del círculo base para el piñón

R_{oG} : Radio exterior de la corona



R_{bG} : Radio del círculo base para la corona

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

S_{ut} : Esfuerzo último a la tensión

S_y : Resistencia a la fatiga

T : Torque

T_0 : Torque de diseño

V : Volumen

V : Velocidad

W : Peso de la turbina

Caracteres griegos

η : Eficiencia

η_h : Eficiencia hidráulica

ϕ : Ángulo de presión

θ_2 : Ángulo de salida de la cuchara

γ : Peso específico



Tabla de conversiones

Unidad	Conversión
Metro a Centímetro	1 m = 100 cm
Metro a Milímetro	1 m = 1000 mm
Metro a Pulgada	1 m = 39.37 pulg
Metro cúbico / Segundo a Litro / minuto	1 m ³ /s = 60,000 lts /min
Kilogramos fuerza a Libras fuerza	1 Kgf = 2.2046 Lbs
Kilogramos fuerza a Newton	1 Kgf = 9.8067 N
Kilopondio por pulgada cuadrada a Pulgada cuadrada	1 Kpsi = 1000 Psi
Newton metros a Libras pulgadas	1 N*m = 8.8507 Lb *pulg
Caballos vapor a Vatios	1 CV= 735.5 Watt
Pulgada cuadrada a Bar	1 Psi = 0.07 Bar
Pulgada cuadrada a metro columna de agua	1 Psi = 0.704 m.c.a
Bar a metro columna de agua	1 Bar = 10.19 m.c.a
Revoluciones por minuto a radianes/ segundos	1 r.p.m = 2π rad/ seg
Vatios a Newton metro sobre segundos	1 Watt = 1 N*m/ seg
Newton a Kilogramo metro / Segundo cuadrado	1 N = 1 Kg*m / s ²
Newton a Kilo Newton	1N = 0.001 KN



I. Introducción

El presente trabajo investigativo consiste en el rediseño de un banco didáctico para la simulación de una micro central hidroeléctrica, utilizando una turbina Pelton, con la finalidad de que los estudiantes de ingeniería mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería (UNI) analicen y comprendan con facilidad el funcionamiento de las centrales hidroeléctricas, bombas y turbinas en las asignaturas de turbomáquinas y plantas hidroeléctricas impartidas en segundo semestre de cuarto año y primer semestre de quinto año de la carrera, respectivamente.

El proceso del rediseño empezó desde el análisis de las condiciones iniciales del banco por medio de instrumentos de medición, seguido de la estandarización de los elementos que lo componen como: inyector, la carcasa, el eje, rodamientos, componentes eléctricos y electrónicos para el sistema de transmisión de energía con el fin de realizar pruebas de ensayo donde se obtuvieron parámetros de caudal, presión, velocidad de giro de la turbina, voltaje y ruido. Luego la turbina se simuló por medio de un software de mecánica de fluidos computacional denominado “Computational Fluid Dynamics” conocido comúnmente con las siglas CFD, término con el cual se menciona en este documento de esta forma con el propósito de corroborar el funcionamiento real de la turbina y cálculos realizados.



II. Antecedentes

En los últimos años se ha avanzado de forma considerable en el estudio de las Turbinas hidráulicas. Según Zamora y Viedma (2016) en su investigación, el diseño debe apoyarse en la experimentación previa de máquinas ya construidas que funcionen de forma satisfactoria. El análisis y estudio del flujo en las turbinas hidráulicas puede llevarse a cabo mediante técnicas de análisis dimensional y semejanza física. Esta información será importante en nuestro trabajo por su aporte de teorías simplificadas (teorías unidimensional y bidimensional) y su relación con pruebas de ensayo.

Según Eisenring (1991), la turbina Pelton es la más adecuada y fácil de fabricar localmente porque el rango de aplicación de las turbinas Pelton permite mantener su eficiencia aun con las variaciones de caudal siendo estas turbinas que no superan los 50 kW de potencia encontrándose en el rango mini-micro. El aporte de esta investigación a nuestro trabajo que servirá como punto de referencia debido al uso de la curva de aproximación de eficiencia en micro centrales hidroeléctricas la cual facilitará los cálculos a desarrollar posteriormente debido a que los rangos de aplicación coinciden con el del banco de ensayo.

En el trabajo realizado por García López y Hernández Rodríguez, (2013) en la Universidad Nacional de Ingeniería (UNI- RUPAP), mencionan una metodología de diseño y cálculo hidráulico de una turbina Pelton de forma adecuada, la eficiencia total, número específico de revoluciones, las características constructivas del rodete, recomendaciones para determinar las dimensiones de la carcasa y selección de los principales elementos de la turbina Pelton. Lo más relevante de esto es que la metodología explicada en su investigación está detallada y se rige a las recomendaciones generales proporcionando una guía más clara del proceso de creación adecuado de un rodete Pelton diferenciándose en ciertos aspectos como el de la eficiencia aproximada por efecto de la diferencia de tipo de central hidroeléctrica siendo en el caso de ellos una central hidroeléctrica y en el de este trabajo como se menciona anteriormente, una micro central hidroeléctrica.



En otro estudio realizado por el Ing. Mg. Lorentz Fjellanger (2014) en la Norwegian University of Science and Technology comparan los resultados de torque en las cucharas de una turbina Pelton obtenidos por medio del módulo CFX de Ansys con los datos experimentales obtenidos con la ayuda de la compañía Dyna Vec comprobando el funcionamiento de esta dentro de los parámetros recomendados con el fin de su óptima operación.

En nuestra investigación, esto contribuirá con información acerca del análisis de la turbina Pelton desde el punto de vista de la dinámica de fluidos computacional (CFD) permitiendo corroborar los diseños y comportamiento de las turbinas variando en el uso del programa puesto que en este trabajo investigativo se usarán software como Autodesk inventor, SolidWorks y Simulia XFlow para la creación del modelo y su respectivo análisis.



III. Justificación

Estudios estadísticos realizados por el Departamento de Estadísticas Eléctricas, DEEYT, DGE - INE., (2021) indican que el potencial hidroeléctrico de la República de Nicaragua se encuentra en una región privilegiada de recursos hídricos, ha ido aumentando en los últimos 10 años presentando un incremento de un 54% de la capacidad instalada y un 42% del consumo hidrológico. Sin embargo, este recurso se encuentra en proceso para su aprovechamiento.

Por tanto, la implementación del presente trabajo investigativo es beneficiar a los estudiantes de la carrera de ingeniería mecánica en las asignaturas de turbomáquinas y plantas hidroeléctricas con material didáctico recopilado a lo largo de este estudio mejorando las condiciones actuales del banco didáctico para una turbina de tipo Pelton ubicado en el laboratorio de Turbomáquinas de la UNI RUPAP remplazando o rediseñando los elementos como: la turbina, su boquilla, el sistema de tuberías, plataformas superior e inferior de la estructura, barril, rodillos, etc., debido a que el banco de ensayo cuenta con elementos hidráulicos y mecánicos que se encuentran fuera de parámetros recomendados siendo factores que inciden en el aprovechamiento hidroeléctrico, eficiencia de la turbina y la producción adecuada de energía.

La información recopilada en este estudio pretende utilizarse como material didáctico en temas como el comportamiento de las bombas centrifugas y sus curvas características, el funcionamiento de una central hidroeléctrica, sus componentes más importantes, los tipos de turbinas, el comportamiento de las turbinas Pelton, el diseño de sus cucharas, el tipo de transmisión de energía, la importancia del uso de las energías limpias, los diversos procesos de manufactura, implementación de nuevas tecnologías como la impresión 3D, el uso de software para diseñar elementos mecánicos o simular el funcionamiento de los mismos y el potencial del aprovechamiento hidroeléctrico que tiene nuestro país al tener un equipo que permita observar las recomendaciones de diseño hechas por Claudio Mataix y Manuel Polo Encinas en el banco de ensayo y su simulación detallado a través de una metodología de diseño y cálculos.



IV. Objetivos

4.1. Objetivo general

Aplicar modificaciones al Banco Didáctico ubicado en el laboratorio de Turbomáquinas empleando estandarizaciones en el rediseño de los componentes con el fin de la simulación de una micro central hidroeléctrica y la comparación de los procesos de manufactura de la turbina Pelton.

4.2. Objetivos específicos

1. Identificar las condiciones de diseño del Banco Didáctico empleando instrumentos de medición con el objetivo de la determinación de parámetros de funcionamiento.
2. Detallar el rediseño de los componentes hidráulicos, mecánicos, eléctricos y electrónicos cumpliendo los estándares de diseño haciendo y ejecutando las debidas modificaciones.
3. Verificar el diseño propuesto del Banco Didáctico mediante pruebas de ensayos y la Dinámica de Fluidos Computacional con el propósito de la simulación de una micro central hidroeléctrica.
4. Contrastar las condiciones de diseño de la Turbina Pelton de aluminio manufacturada por fundición y la turbina Pelton de poliéster de glicol manufacturada por adición con la finalidad de la comparación de sus parámetros de funcionamiento.



V. Marco teórico

5.1. Centrales hidroeléctricas

Una central hidroeléctrica es un conjunto de instalaciones y equipos electromecánicos necesarios para transformar la energía potencial hídrica en energía eléctrica y que funciona a todas horas. La energía eléctrica disponible es proporcional al caudal de agua y a la altura del salto. (Valdivieso, 2015, párr.2).

5.1.1. Clasificación

Las centrales hidroeléctricas pueden ser de muchas formas distintas en concepción básica en la disposición de obras de ingeniería civil correspondiente y en el tipo de turbina hidráulica.

Los esquemas típicos de las centrales hidroeléctricas se corresponden con características tales como: el caudal del río, las condiciones geológicas, o la configuración topográfica del lugar de emplazamiento, por lo tanto, no es sencillo hacer una clasificación rigurosa. (Grupo de investigación XUE, 2020).

Las centrales hidroeléctricas se dividen según: el régimen de flujo del agua, según la caída del agua (desnivel o salto) y según su potencia. En el caso de este trabajo se definirá según su potencia porque de acuerdo con la organización de las naciones unidas para el desarrollo industrial (ONUDI) y la organización latinoamericana de energía (OLADE) se clasifican según la **Tabla V 1**.

Tabla V 1. Clasificación de las micro centrales hidroeléctricas según rangos de potencia

Región	Institución	Micro central	Mini central	Pequeña central
Mundial	ONUDI (1)	< 100 kW	101- 2000 kW	2,000-10,000 kW
Latinoamericana	OLADE (2)	< 50 kW	51-500 kW	500- 5,000 kW

Fuente: Tema 2: Estudios preliminares para el proyecto de centrales hidroeléctricas, (p. 10), 2013.

El rango de potencia para este trabajo es menor a los 50 kW debido a las características de la turbina Pelton y condiciones del banco por tanto a



continuación se explica el concepto de micro centrales hidroeléctricas según la clasificación latinoamericana.

5.1.1.1. Micro centrales hidroeléctricas

Estas centrales producen electricidad mediante la energía cinética del agua, y la devuelve a un cauce en las mismas condiciones que es tomada, no consume ningún combustible, no contamina el medio ambiente y su mantenimiento es mínimo y tampoco generan contaminación visual del paisaje porque sus instalaciones no requieren de grandes obras civiles, ni producen ruidos, sólo un zumbido suave por el funcionamiento de las microturbinas. (DeVargas, 2021)

5.2. Turbinas hidráulicas

Uno de los elementos principales que conforman una central hidroeléctrica, del cual depende en su mayor parte el rendimiento y el buen servicio del proyecto es la turbina. Este elemento es un mecanismo que se encarga de transmitir toda la energía mecánica del agua a los generadores para ser transformada en energía eléctrica y la elección de este equipo está determinada por la caída, el caudal y el esquema a elegir para la central; si ésta es de pie de presa, mixta y por derivación bien en canal o en galería. En términos generales las turbinas comprenden unos elementos fijos y de regulación que dirigen el agua hacia una rueda móvil, cuya potencia mecánica se transmite a un eje motor en el generador el cual transforma la energía. (Mora y Hurtado, 2004, p.148)

5.2.1. Clasificación

Las turbinas se pueden clasificar según su grado de reacción y según la dirección del flujo del rodete. Dentro de la clasificación según el flujo del rodete (García Pérez, 2011, p.16) menciona que: “Las turbinas pueden ser de flujo radial, de flujo radio-axial, de flujo axial y de flujo tangencial”.

En este trabajo investigativo se utilizó una turbina de acción de flujo tangencial, es decir, una turbina de tipo Pelton en donde la energía del chorro que se libera al salir de la boquilla o inyector en dirección al centro de la cuchara hace que gire como consecuencia del impacto la entrada del flujo es tangente al rodete.



5.3. Turbinas Pelton

De acuerdo con Mataix (1975), “las turbinas Pelton (TP) denominadas también turbinas de impulsión o de chorro libre, de flujo tangencial y de admisión parcial, son las únicas turbinas hidráulicas de acción que se construyen en la actualidad en grandes potencias” (p.717).

“Fue inventada por Lester A. Pelton (EE. UU., 1829-1908). Opera eficientemente en condiciones de bajos saltos y altos caudales y también en el caso de cargas parciales, el proceso de flujo se realiza a presión atmosférica”. (García y Hernández, 2013, p.4)

5.3.1. Principio de funcionamiento

La transformación de la energía se efectúa del modo siguiente: transforma la energía cinética del agua en energía mecánica. El agua proveniente de la tubería de presión se hace ingresar a un inyector o tobera, transformando la presión del agua de la tubería en energía cinética. El agua sale del inyector en forma de chorro a alta velocidad golpeando las cucharas o cangilones (cazoletas) de la rueda Pelton haciéndola girar, de esta forma transmite casi toda la energía cinética en energía mecánica rotatoria. (García y Hernández, 2013, p.4)

5.3.2. Clasificación

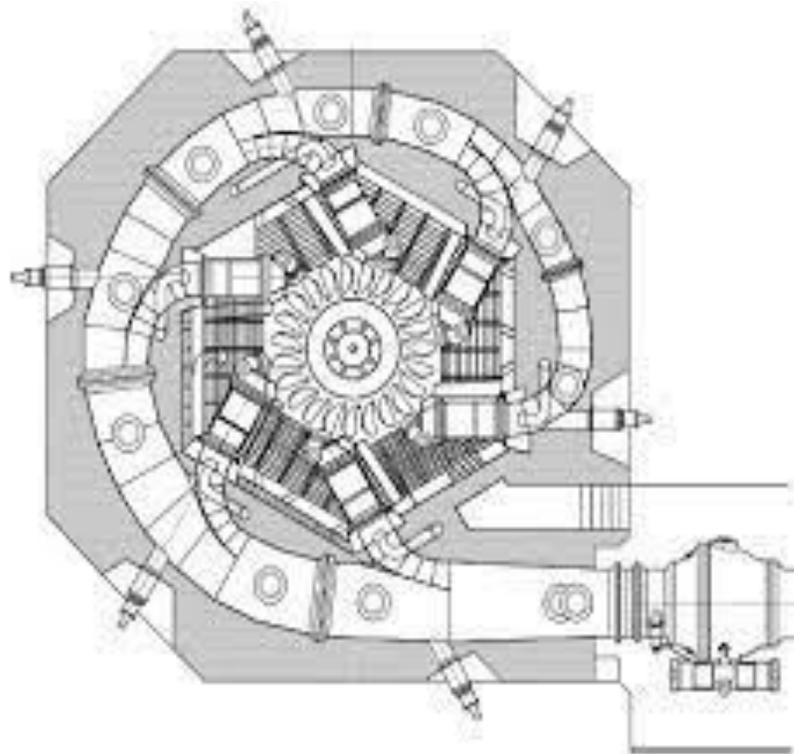
García y Hernández indican (2013) que “las turbinas Pelton se clasifican generalmente por la disposición del eje que mueven, por tanto, existen dos clasificaciones: eje vertical y eje horizontal”. (p.4)

5.3.2.1. Disposición de eje vertical

En esta disposición se facilita la colocación de alimentación en un plano horizontal y con esto es posible aumentar el número de chorros por rueda (4 a 6); se puede incrementar así el caudal y así tener mayor potencia por unidad. Se acorta la longitud del eje de turbina- generador; se amenguan las excavaciones; se puede disminuir el diámetro de la rueda y aumentar la velocidad de giro; se reduce en fin el peso de la turbina por unidad de potencia. (Cuadro y Restrepo, 2003, p.28).

En la **Figura V 1** se observa la representación de esta disposición.

Figura V 1. Disposición de eje vertical



Fuente: Metodología de diseño, cálculo y construcción de turbina Pelton de 0.1-1000 kW por máquinas CNC, (p.5), por Francisco José García López y Fredman Hernández Rodríguez, 2013.

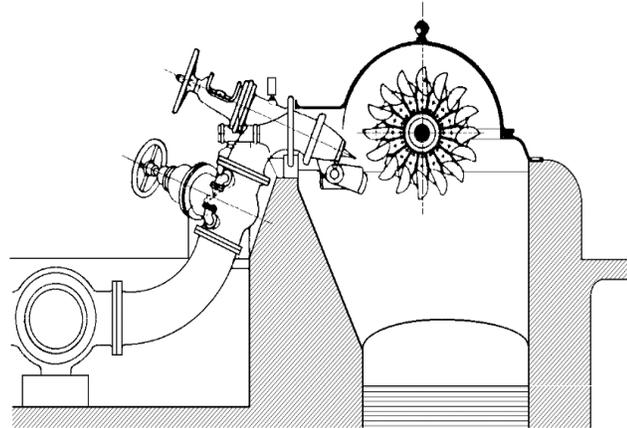
5.3.2.2. Disposición de eje horizontal

En esta disposición el número de chorros por rueda se reduce generalmente a uno o dos, por resultar complicada la instalación en un plano vertical de las tuberías de alimentación y las agujas de inyección. La rueda queda, sin embargo, más accesible para su inspección, lo mismo que los inyectores con lo que la reparación de averías pequeñas y desgastes o erosión pueden efectuarse sin desmontar la turbina. (Cuadro y Restrepo, 2003, p.27)

Para esta investigación se cuenta con la disposición horizontal debido a que se respetó la estructura original del banco didáctico.

La representación de esta disposición se puede observar en la **Figura V 2**.

Figura V 2. Disposición de eje horizontal



Fuente: Metodología de diseño, cálculo y construcción de turbina Pelton de 0.1-1000 kW por máquinas CNC, (p.5), por Francisco José García López y Fredman Hernández Rodríguez, 2013.

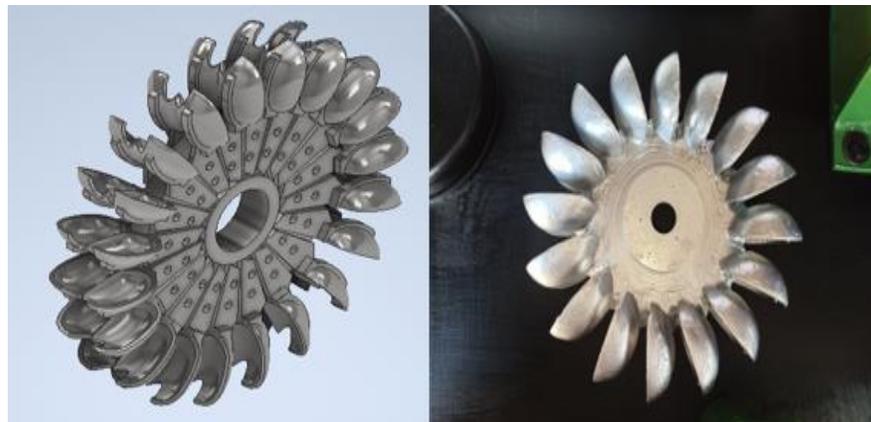
5.3.3. Elementos principales de la turbina Pelton

5.3.3.1. Rodete

Este elemento llamado rotor, rueda, etc., es el órgano fundamental de todas las turbomáquinas. Es de admisión parcial, depende del número de chorros o inyectores. Está compuesto por un disco de cucharas montadas en su periferia. (García y Hernández, 2013, p.6)

Las cucharas pueden estar empernadas al disco, soldadas o fundidas convirtiéndose en una sola pieza con el disco como se observa en la **Figura V 3.**

Figura V 3. Rodete



Fuente: Propia

5.3.3.2. Álabes o cucharas Pelton

En una rueda Pelton la dirección del chorro no es radial ni axial, sino tangencial. El elemento constructivo más importante es el álabe en forma de doble cuchara que recibe el chorro exactamente en su arista media donde se divide en dos circulando por su cavidad y recorriendo hasta la salida casi en un ángulo de 180 grados, contrarrestándose así los empujes axiales por cambio de dirección de chorro. El agua una vez sale del álabe, esta cae libremente a una cierta altura pasando al cauce inferior. (García y Hernández, 2013, p.9)

El álabe de una turbina Pelton se observa en la **Figura V 4**.

Figura V 4. Álabes, cazoletas, cangilones o cuchara Pelton



Fuente: Propia

5.3.3.3. Inyector

Es el órgano regulador del caudal del chorro; consta de una válvula de aguja cuya carrera determina el grado de apertura del mismo. Para poder asegurar el cierre, el diámetro máximo de la aguja tiene que ser superior al de la salida del chorro cuyo diámetro se mide en la sección contraída, situada aguas abajo de la salida del inyector y en donde se puede considerar que la presión exterior es igual a la atmosférica.

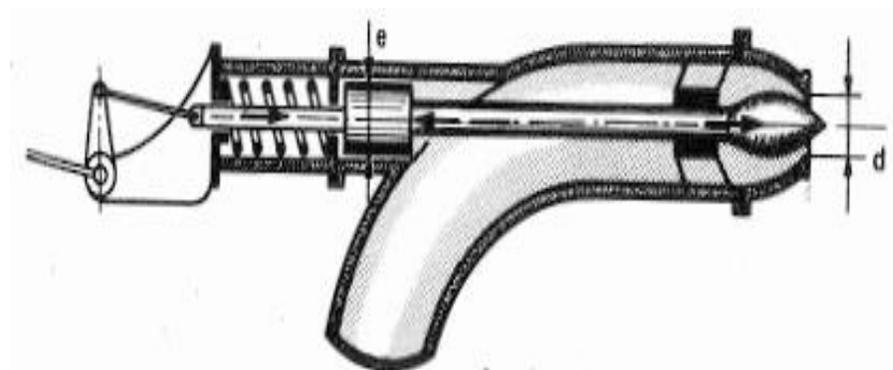
El chorro está constituido por un núcleo central convergente de agua y una sección anular creciente que contiene una emulsión de agua y aire. Con el fin de asegurar una buena regulación, conviene diseñar el inyector de forma que exista una proporcionalidad entre la turbina y la carrera x de la aguja por cuanto la

potencia es proporcional al caudal y este, a su vez, a la sección de paso normal al flujo.

La variación del caudal del chorro para regular la potencia se consigue mediante una aguja de forma especial, con cuyo accionamiento se puede estrangular la sección de salida de la boquilla; su regulación puede ser manual o automática mediante un servomotor. (García y Hernández, 2013, p.7)

Para la regulación de caudal en este estudio, se instaló una válvula de globo que se encuentra ubicada antes de la boquilla porque este elemento no cuenta con una aguja que realice esa función. Esto se puede observar en la **Figura V 5**.

Figura V 5. Inyector



Fuente: Turbomáquinas Hidráulicas, (p.750), por Claudio Mataix, 1975, ICAI

5.3.3.4. Carcasa

Es la envoltura metálica que cubre los inyectores, el rotor y los otros elementos mecánicos de la turbina. Su principal objetivo es evitar que el agua salpique al exterior, luego de abandonar las cucharas. En turbinas instaladas con el eje vertical, la carcasa situada horizontalmente, tiene en su periferia unos conductos de paso de aire a fin de lograr el adecuado equilibrio de presiones.

En el caso de turbinas con el eje horizontal, la aireación se efectúa desde la cámara de descarga. En la carcasa hay una placa de acero opuesta al chiflón que previene que el concreto se humedezca por la acción del agua. Estas placas no son necesarias para cargas pequeñas.

En la zona de cimentación y descarga de los chiflones, el ancho de la carcasa es igual a 5 veces el ancho de las cucharas, también el ancho interno de la carcasa es mayor o igual a 15 veces el diámetro del chorro, a fin de evitar que el agua que sale de las cucharas choque con las paredes y realice una acción de frenado hidráulico al salpicar contra las cucharas. En la zona de la rueda, esta se ajusta a un mínimo para evitar el arrastre del viento.

El diseño de la carcasa designado para el banco de ensayo del presente trabajo investigativo consiste en una caja de acrílico con perfilera de aluminio para evitar fugas alrededor de la misma. En la **Figura V 6** se muestra el diseño de una carcasa para la turbina Pelton. (García y Hernández, 2013, pp.7-8)

Figura V 6. Carcasa



Fuente: Metodología de diseño, cálculo y construcción de turbina Pelton de 0.1-1000 kW por máquinas CNC, (p.8), por Francisco José García López y Fredman Hernández Rodríguez, 2013.

5.3.3.5. Eje

Un eje (o árbol) es un componente de dispositivos mecánicos que transmite movimiento rotatorio y potencia. García y Hernández (2013) plantean que:

Está rígidamente unido al rodete y situado adecuadamente sobre cojinetes, transmite el movimiento de rotación al eje generador. El número de cojinetes

instalados, así como su función, radial o radial-axial, depende de las características del grupo turbina-generator. Debe tener las geometrías necesarias para que puedan ser montados los rodamientos y demás elementos que son necesarios en una turbina hidráulica. (p.8). Su representación se puede observar en la **Figura V 7**.

Figura V 7. Eje principal de la turbina



Fuente: Máquinas de fluidos incompresibles, (p.21), por universidad de Cantabria

5.3.4. Parámetros característicos

Para el estudio de las turbinas Pelton y su respectivo análisis es necesario el análisis de los parámetros característicos propuestos por Mataix (1975).

5.3.4.1. Potencia máxima ($P_{\text{máx}}$)

Esta ha ido aumentando constantemente con los años siguiendo las tendencias generales de las turbomáquinas hidráulicas a potencias unitarias cada vez mayores. En la actualidad las turbinas Pelton de mayor potencia son 186,500 kW en varios chorros o 63,400 kW en un chorro.

5.3.4.2. Velocidad angular (r.p.m)

La velocidad angular o también llamada números de revoluciones síncronos más frecuentes de las turbinas Pelton son 500, 560, 375, 350 y 250 r.p.m.



5.3.4.3. Velocidad absoluta del fluido (C_1)

En las turbinas Pelton idealmente toda la energía disponible se convierte en el chorro en energía cinética pero debido a las pérdidas a la salida de este la ecuación de la velocidad absoluta del fluido (C_1) es

$$C_1 = k_{c1} \sqrt{2gH} \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde:

- k_{c1} : coeficiente de velocidad (m/s)
- H : Altura útil (m)
- g : Constante de la gravedad (m/s^2)

Donde k_{c1} oscila entre 0.96 - 0.99, y en las turbinas Pelton modernas de gran potencia entre 0.98 - 0.99. Adviértase que $c_1 \approx c_0$ y estos valores se relacionan con el caudal por la fórmula:

$$Q = \left(\frac{\pi d_0^2}{4} \right) (C_0) \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde:

- d_0 : diámetro del chorro (mm)
- C_0 : Velocidad media en la vena contracta (m/s)
- Q : Caudal (m^3/s)

5.3.4.4. Coeficiente de velocidad periférica (k_{u1})

El coeficiente de velocidad periférica (k_{u1}) que oscila entre 0.44 - 0.46, con un valor medio de 0.45 y modifica la velocidad absoluta del fluido (C_1).

5.3.4.5. Rendimientos (η)

Rendimiento hidráulico en las turbinas Pelton oscilan entre 0.90 - 0.93, Rendimiento volumétrico 0.97 - 0.99; Rendimiento mecánico entre 0.97 - 0.99, este rendimiento se estima en las centrales de gran potencia.

“En las micro centrales hidroeléctricas de turbinas Pelton el rendimiento total oscila entre 0.5-0.6 esto debido al proceso de manufactura de la turbina y el tipo de generador”. (Eisenring, 1991, p.7)



5.4. Simulación

Simulación es la acción de simular. Este verbo refiere a representar algo, imitando o fingiendo lo que no es. Puede definirse a la simulación como la experimentación con un modelo que imita ciertos aspectos de la realidad.

Esto permite trabajar en condiciones similares a las reales, con variables controladas y en un entorno que se asemeja al real, que está creado o acondicionado artificialmente. La idea es que la simulación permita comprobar el comportamiento de una persona, de un objeto o de un sistema en ciertos contextos que, si bien no son idénticos a los reales, ofrecen el mayor parecido posible. Así, es posible corregir fallos antes de que la experiencia, efectivamente, se concrete en el plano de lo real (Pérez Porto, 2011).

5.5. Software

Software no son sólo los programas de computadora en sí, sino también los documentos que lo describen (como por ejemplo los manuales de usuario), así como cualquier otro artefacto relacionado con el mismo, como los procedimientos para su instalación o modificación, e incluso los datos necesarios para su operación. (Sánchez, et.al, 2012, pag.13).

Dicho todo esto, para la creación y desarrollo de planos, cálculos y simulación realizados en este trabajo investigativo se utilizaron distintos tipos de software los cuales se describen a continuación.

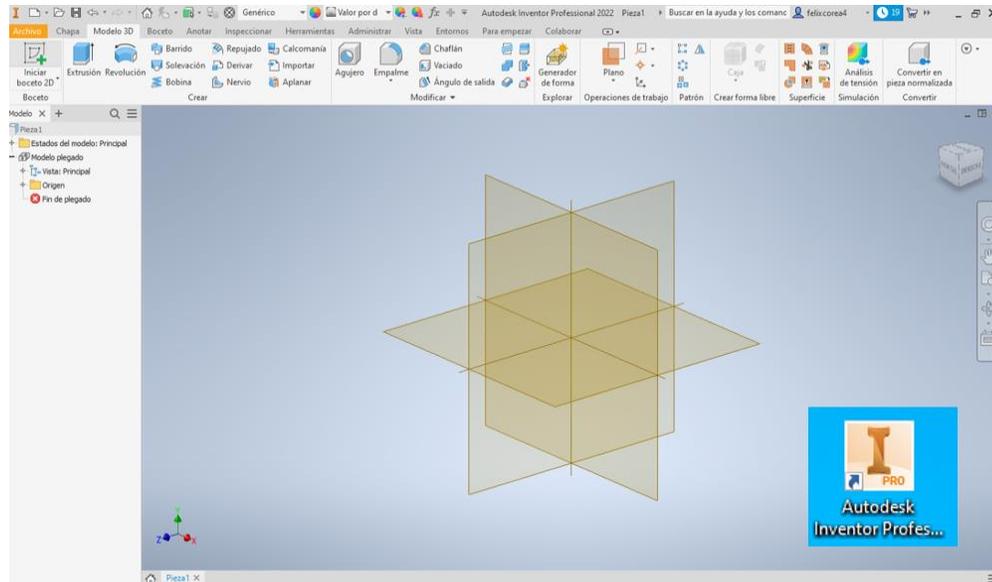
5.5.1. Autodesk Inventor Professional

Autodesk Inventor (ver **Figura V 8**) es un sistema de diseño mecánico 3D y modelador de sólidos paramétricos, creado con tecnología adaptativa y potentes capacidades de modelado desarrollado para el área mecánica en tercera dimensión. Esto permite obtener el desarrollo de planos de las mismas, contiene biblioteca de piezas normalizadas de las más importantes normas del mercado, importación y exportación de dibujos a otros softwares, generación de planos de taller y listas de materiales lo que permite una mejor forma de diseñar algún



elemento mecánico adecuándolo a la necesidad del usuario con su respectiva información. (Autodesk Development, 2003).

Figura V 8. Software Autodesk Inventor Professional



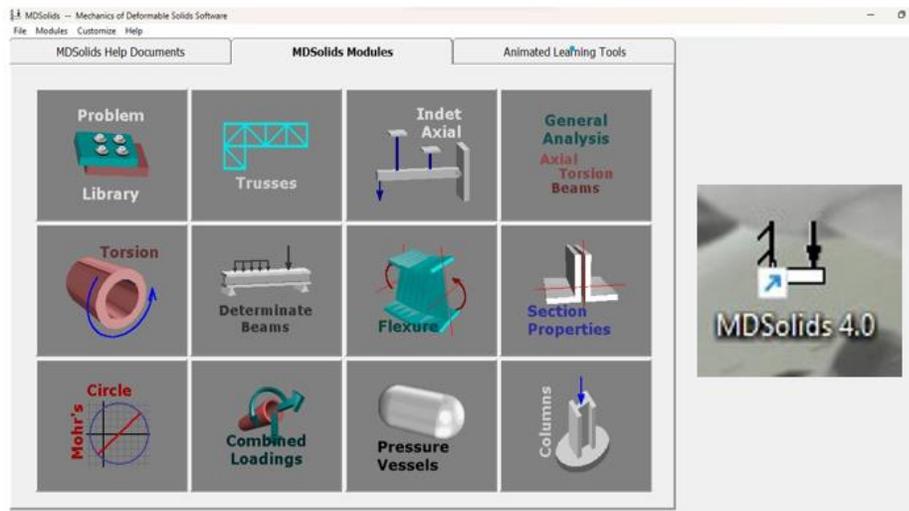
Fuente: Propia

5.5.2. MDSolids

Valdés y Villalón (2014) plantean que MDSolids es un software diseñado para ayudar al estudio de la mecánica de sólidos deformables. Está compuesto por una serie de módulos que aparecen en la **Figura V 9**, cada uno centrado en un tipo de problema estudiado en la mecánica de materiales y desarrollos de productos que pueden ser interpretados de la siguiente manera:

1. Es una herramienta de aprendizaje que ayuda a comprender los fenómenos que ocurren en la resistencia de los materiales.
2. La solución entregada por el software se puede utilizar para rastrear errores en los cálculos manuales.
3. Contiene ilustraciones, gráficos y animaciones para ayudar a comprender cómo los elementos estructurales se deforman y cómo se distribuyen los esfuerzos a lo largo de una viga, columna, miembro de torsión o de otros elementos.

Figura V 9. Software MDSolids

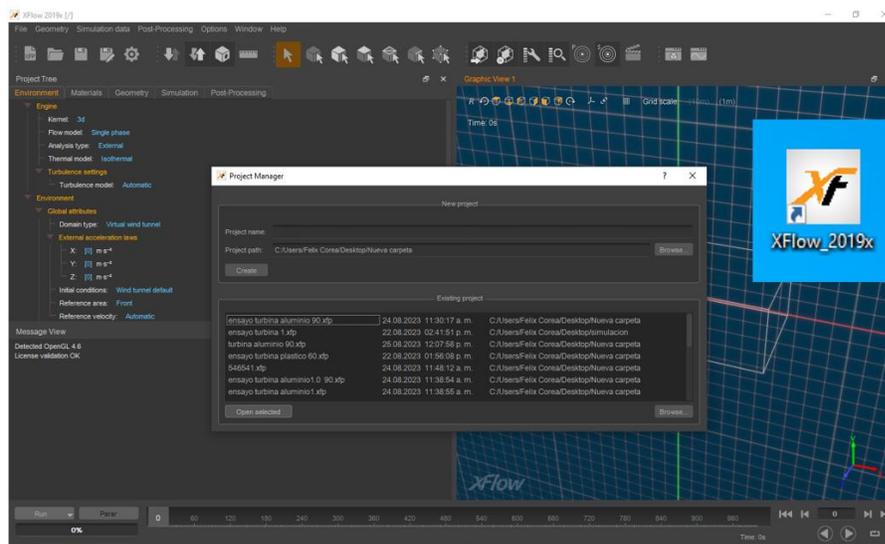


Fuente: Propia

5.5.3. Simulia XFlow Computational Fluid Dynamics (CFD)

La dinámica de fluidos computacional o CFD, (frecuentemente abreviada por sus siglas en inglés como Computational Fluid Dynamics) es una herramienta que se ocupa de modelar, simular, analizar y predecir principalmente el comportamiento de los fluidos en diferentes condiciones, como la velocidad del flujo, la presión o la temperatura de estos. (Ver **Figura V 10**)

Figura V 10. Software Simulia XFlow



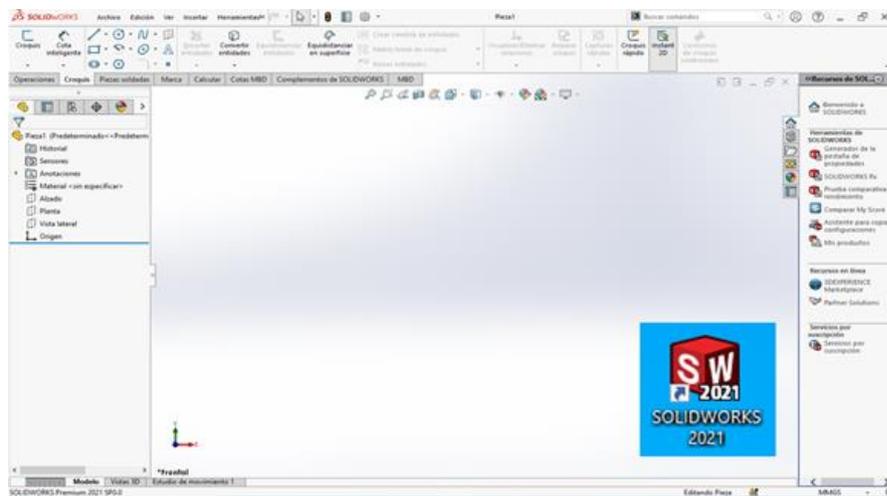
Fuente: Propia



5.5.4. SolidWorks

El software CAD SOLIDWORKS es una aplicación de automatización de diseño mecánico que les permite a los diseñadores croquizar ideas con rapidez, experimentar con operaciones y cotas, y producir modelos y dibujos detallado. También emplea un procedimiento de diseño en 3D creándose una pieza, desde el croquis inicial hasta el resultado final, está creando un modelo en 3D. inclusive puede crear dibujos en 2D o componentes de relaciones de posición que consten de piezas o sub-ensamblajes para crear ensamblajes en 3D. y realizar dibujos en 2D a partir de los ensamblajes en 3D. (Dassault Systemes SolidWorks Corporation, 2015, pp. 8-9). En la **Figura V 11** se muestra la interfaz de este software.

Figura V 11. Software SolidWorks



Fuente: Propia

5.6. Banco didáctico

Para comprender el concepto de un banco didáctico, es primordial entender primero que es un material didáctico

El material didáctico reúne medios y recursos que facilitan la enseñanza y el aprendizaje. Suelen utilizarse dentro del ámbito educativo para transmitir conceptos, desarrollar habilidades y destrezas. Cabe destacar, los materiales didácticos pueden ser películas, los discos, programas de computación, los

juegos. Por tal razón, se define que un banco didáctico es un elemento didáctico que mejora el aprendizaje, las habilidades y los conocimientos. (Pérez Porto, 2011)

5.7. Procesos de manufactura

Según Groover (2007), “es la aplicación de procesos físicos y químicos para alterar la geometría, propiedades o apariencia de un material de inicio dado para fabricar piezas o productos; la manufactura también incluye el ensamble de piezas múltiples para fabricar productos” (p.4).

5.7.1. Clasificación

Los procesos de manufactura se dividen en dos tipos básicos: operaciones de procesamientos y operaciones de ensamble, estos a su vez presentan subdivisiones como se aprecia en la **Figura V 12** dentro de estos procesos una de las turbinas a comparar es manufacturada mediante cera perdida.

Figura V 12. Clasificación de los procesos de manufactura

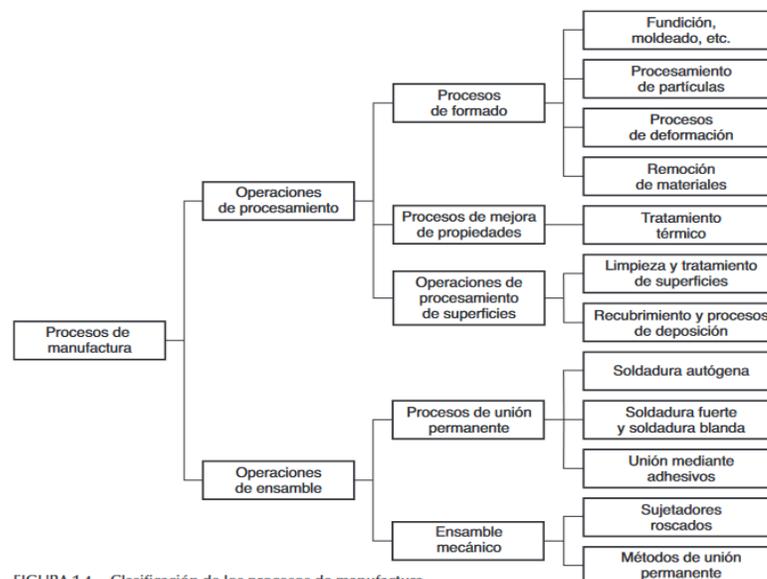


FIGURA 1.4 Clasificación de los procesos de manufactura.

Fuente: Fundamentos de Manufactura Moderna, (p. 11), por Mikell P. Groover, 2007, Mc Graw- Hill.

La fundición por revestimiento o proceso a la cera perdida se lleva a cabo con un modelo de cera recubriéndose con un material refractario para formar el



molde, luego se derrite la cera para ser vaciada en el molde y posteriormente de su secado, se vierte el metal fundido para que ocupe el lugar de la cera. Según Groover (2014) menciona que: “Es un proceso de fundición de precisión debido a que es capaz de generar fundiciones de gran precisión y detalles intrincados”.

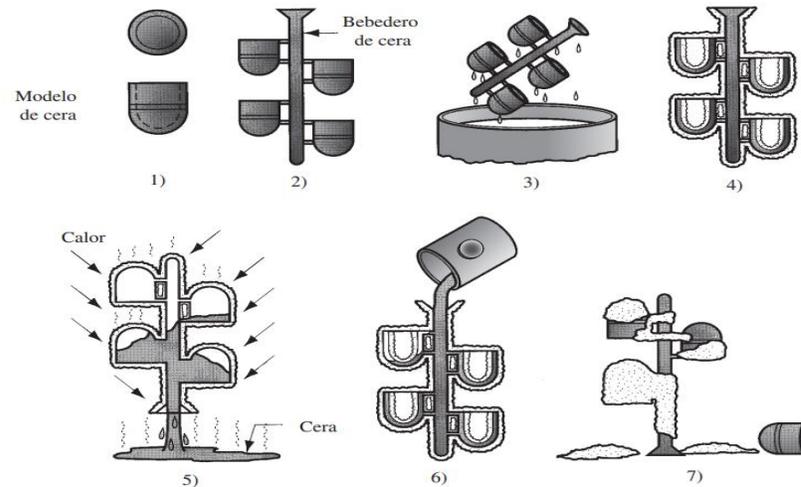
Las etapas de fundición por revestimiento se describen a continuación y en la **Figura V 13** se muestra su proceso.

1. Se producen los modelos de cera. En la creación el artista esculpe un diseño en cera. El tamaño y la complejidad del modelo de cera están limitados por la habilidad que tenga el tallador de cera y la capacidad de su equipo de fundición.
2. Se unen varios modelos a un bebedero para formar un árbol con ellos.
3. El árbol de modelos se recubre con una capa delgada de material refractario.
4. Se forma el molde con el árbol recubierto con material refractario suficiente para volverlo rígido.
5. Se mantiene el molde en posición invertida y se calienta para derretir la cera y permitir que salga de la cavidad.
6. El molde se precalienta a temperatura elevada, lo que garantiza que todos los contaminantes del molde se eliminen; eso también permite que el metal líquido fluya con mayor facilidad dentro de la cavidad detallada; se vacía el metal fundido; se solidifica.
7. Se rompe el metal del molde del metal fundido terminado. Se separan las partes del bebedero y para el acabado finalmente las piezas fundidas se guardan, se pulen, se mecanizan o se lijan para conseguir la geometría y el acabado finales. Cuando sea necesario, las piezas fundidas se tratarán con calor para mejorar las propiedades mecánicas del material.

Los moldes de cera requieren de un manejo cuidadoso porque no son suficientemente fuertes para resistir a las fuerzas propias de la fabricación de moldes; Esto a su vez influye en la simetría que pueden tener las producciones

en serie de las piezas, sin embargo, a diferencia de los moldes de plástico, la cera se puede recuperar y usar de nuevo. (Kalpakjian, 2008)

Figura V 13. Etapas de fundición por revestimiento



Fuente: Introducción a los procesos de manufactura, (p.115), por Mikell P. Groover, 2014, Mc Graw-Hill.

5.8. Procesos de manufactura por adición

La fabricación aditiva es el nombre técnico que engloba todas las tecnologías de impresión 3D, se trata de la fabricación de objetos tridimensionales por aportación de materiales, en vez de sustracción. Según Joquera Ortega (2016): “La fabricación aditiva en un contexto social o como herramienta en sí, es una tecnología liberadora ya que destruye casi todas las limitaciones que presentan las tecnologías de fabricación adicional”. (Ver **Figura V 14**) La fabricación aditiva a su vez consta de los siguientes pasos:

1. Diseño en CAD
2. Convertir formato de archivo propio de la máquina AM. STL vs. AMF.
3. Transferir, manipular el archivo por la máquina.
4. Configurar la máquina.
5. Fabricar la pieza.
6. Obtener y limpiar la pieza.
7. Colocar en servicio la pieza.

Figura V 14. Proceso de manufactura por adición de un tornillo sin fin



Fuente: Propia

Para aprovechar el máximo partido a la impresora se deben tener en consideración configuración de los parámetros que afectan a la calidad como: diámetro de boquilla, altura de capa, volumen de extrusión, extrusor, diámetro de filamento, temperatura de extrusión, firmeza estructural e inercia.

VI. Técnicas, instrumentos y dispositivos

6.1. Técnicas

Hurtado de Barrera (2000) indica que “las técnicas son actividades que tienen que ver con los procedimientos utilizados para la recolección de datos, estas pueden ser de revisión documental, observación, encuesta, entre otras.” (p. 153)

6.1.1. Observación directa

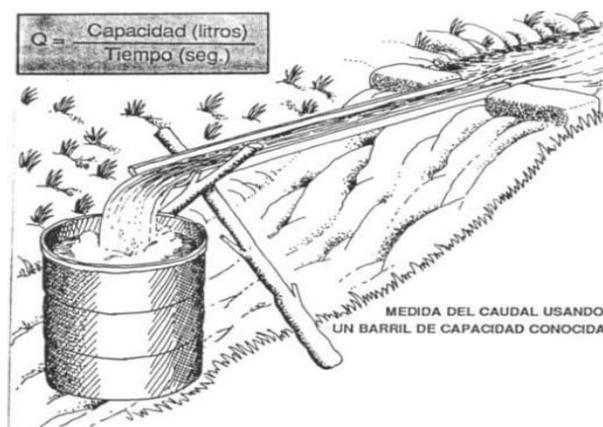
Se utilizó la observación directa para identificar condiciones de los elementos en desperfecto, comprobar el correcto funcionamiento de su rediseño y la relación de los valores reales con los teóricos ya que según Cerda Gutiérrez (2012) “se refiere al método que describe la situación en la que el observador es físicamente presentado y personalmente éste maneja lo que sucede”.

6.1.2. Método del recipiente

Es necesario para medir el caudal ya que según Martínez y Escobar (2000):

Consiste en desviar todo el caudal a medir hacia una cubeta o barril y medir el tiempo que toma llenarlo. Como se conoce el volumen del recipiente y el tiempo de llenado, el caudal se calcula como: $Q = \text{volumen} / \text{tiempo}$ (m^3/s) ó (Its/seg), es práctico para caudales pequeños (p.15).

Figura VI 1. Método del recipiente



Fuente: MINAGRI: Manual N°5 medición de agua, por Noemi Andrea Giraldo Villanueva, 2015.



6.1.3. Prueba de la chispa

Esta prueba es una forma sencilla para poder determinar a nivel global los componentes de una muestra de acero al carbono, acero aleado o hierro fundido. Según Appold et al., (1985), si se acerca la probeta a una muela de esmeril en movimiento, los granos de la muela arrancan pequeñas partículas de acero, calentándolas hasta la temperatura de fusión. Las partículas incandescentes proyectadas dejan tras de sí, en función de la presión ejercida y la composición de la probeta, una estela corta o larga, continua o interrumpida que juntas, crean un haz de chispas.

Los procedimientos para llevar a cabo esta prueba son los siguientes:

1. Colocar el material o probeta haciendo presión contra una piedra de esmeril.
2. Fotografiar la chispa creada.
3. Identificar el grupo al que pertenece la chispa según sus características como su color, forma y longitud de estela de acuerdo al **Anexo 1** donde se presentan 12 diferentes tipos chispa y estelas según los estudios realizados por los autores en base de las explosiones de carbono que se muestran en la tabla del anexo mencionado como complemento a la realización de este procedimiento.

6.2. Instrumentos

Los instrumentos utilizados durante el trabajo investigativo se utilizaron para recopilar, filtrar y procesar información. Estos fueron:

6.2.1. Tacómetro

El tacómetro es un dispositivo que mide la velocidad de rotación de un objeto. Este instrumento fue utilizado para medir la velocidad de rotación del eje de la turbina en r.p.m. Sus características y especificaciones se encuentran en el **Anexo 2**.

Figura VI 2. Tacómetro MR-275



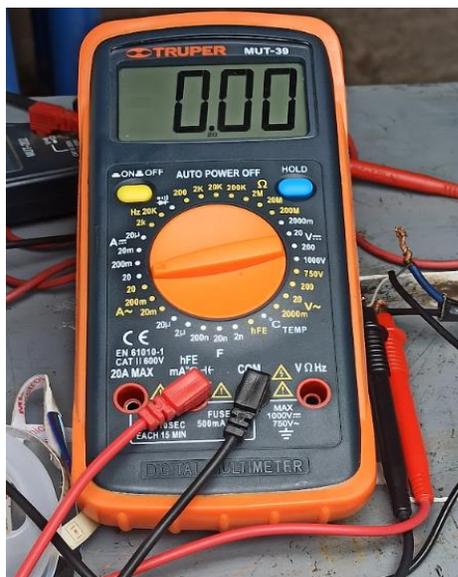
Fuente: Propia

6.2.2. Multímetro

Un multímetro, también de nominado tester, es un dispositivo eléctrico y portátil, que le permite a una persona medir distintas magnitudes eléctricas que forman parte de un circuito como: corrientes eléctricas, diferencias de potencial, resistencias, capacidades, entre otras y las mediciones pueden realizarse tanto en corriente alterna como en corriente directa. Este dispositivo mide temperaturas con un sensor llamado termocupla.

Este instrumento se utilizó para medir las magnitudes eléctricas en el sistema de producción de energía y la temperatura del agua. Sus aspectos técnicos se encuentran en el **Anexo 3**.

Figura VI 3. Multímetro TRUPER- MUT 39



Fuente: Propia

6.2.3. Sonómetro

Los sonómetros se suelen utilizar para medir la contaminación acústica, es decir, la cantidad de ruido que hay en un lugar o que se desprende de la realización de una determinada actividad. En concreto, el sonómetro mide el nivel de ruido que existe en un determinado lugar y en un momento dado. (Revisar **Anexo 4** para ver características y especificaciones). Este instrumento se utilizó para determinar el nivel de ruido producido por el banco didáctico debido a la turbulencia.

Figura VI 4. Sonómetro TENMARS TM-102



Fuente: Propia

6.2.4. Manómetro

Los manómetros son instrumentos de medición utilizados generalmente para medir la presión de los medios de un sistema considerando que hay una amplia variedad de diseños y opciones según sea su aplicación. Para seleccionar un manómetro se deben tomar en cuenta determinados factores como tamaño, temperatura, aplicación, rango de operación y medio. Se instaló un manómetro con relleno de glicerina (en el **Anexo 5** están sus especificaciones) para medir las presiones a las que viaja el fluido por medio de la tubería.

Figura VI 5. Manómetro con relleno de glicerina



Fuente: Propia

6.2.5. Vernier o pie de rey

El pie de rey también conocido como calibrador o vernier es una de las herramientas que más se utiliza en los talleres para la medición de diversos objetos, así como para verificar que la medida es correcta. Esta herramienta se utilizó para hacer mediciones a distintos tipos de pieza.

Figura VI 6. Pie de rey

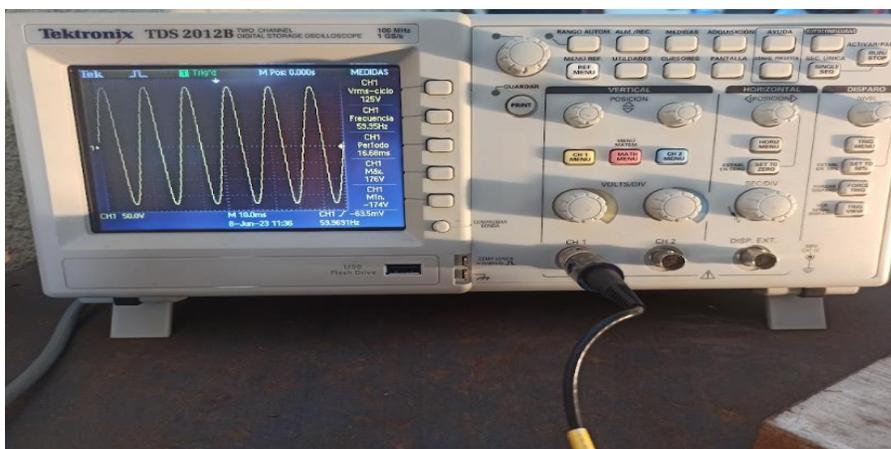


Fuente: Propia

6.2.6. Osciloscopio

Un osciloscopio es un instrumento de medición para la electrónica. Representa una gráfica de amplitud en el eje vertical y tiempo en el eje horizontal. Es muy usado por estudiantes, diseñadores, ingenieros en el campo de la electrónica. Frecuentemente se complementa con un multímetro, una fuente de alimentación y un generador de funciones o arbitrario. Este instrumento fue utilizado para comprobar las mediciones de voltaje hechas con el multímetro y el comportamiento de las ondas eléctricas producidas en la producción de energía. (Revisar **Anexo 6** para ver especificaciones)

Figura VI 7. Osciloscopio Tektronix Serie TDS 2012B



Fuente: Propia



6.3. Dispositivos

Para la producción de energía se utilizó un motor DC y un inversor como reemplazo del generador utilizado en las centrales hidroeléctricas a causa de los costos y la disponibilidad de este equipo en el país.

6.3.1. Motor de corriente directa

Es una máquina que convierte la energía eléctrica en mecánica provocando un movimiento rotatorio por la acción de un campo magnético. Sherz y Monk (2016) mencionan que:” Generalmente estos proporcionan velocidades de rotación entre 3000 a 8000 r.p.m a un voltaje de operación específico establecido entre 1.5 y 24 voltios”.

Al usar un motor de corriente directa para transformar la energía mecánica en energía eléctrica se produce electricidad en corriente directa (DC) que según Torrente Artero (2013): “es aquella en la que los electrones circulan a través del conductor siempre en la misma dirección, estrictamente solo es continua toda corriente que, tal como acabamos de decir, mantenga siempre la misma polaridad”

6.3.2. Inversor

Este es un dispositivo electrónico que cambia o transforma la tensión de entrada de la corriente continua o también llamada corriente directa del motor en una tensión simétrica (cuadrada, senoidal o triangular) de corriente alterna. Esta luego es aprovechada de distintas formas, por ejemplo: encender una lámpara o cargar un teléfono.

VII. Condiciones iniciales de diseño del banco didáctico y sus parámetros de funcionamiento

El banco didáctico fue recibido en condiciones de deterioro y desperfecto en varios de los elementos que componían la estructura y debido a eso se realizaron acciones correctivas descritas en la **Tabla VII 1** adjuntando información de cómo estos se encontraban antes de ser reemplazados con la finalidad de hacerlos funcionar para analizar su comportamiento y obtener diversos parámetros (diseño y funcionamiento).

Tabla VII 1. Acciones correctivas

No	Componente			Plataforma superior	
	Material	Estado inicial	Acción correctiva	Antes	Después
1	Cartón comprimido	Superficie corroída y deteriorada	La antigua plataforma fue reemplazada por una plataforma de acero de 1/16" y fue atornillada a la estructura.		
No	Componente			Plataforma inferior	
	Material	Estado inicial	Acción correctiva	Antes	Después
2	Plataforma de acero.	Superficie oxidada y podrida.	Fue reemplazada por plataformas de madera que fueron atornilladas a la estructura.		



No	Componente			Carcasa	
	Material	Estado inicial	Acción correctiva	Antes	Después
3	Caja de acrílico (5 mm de espesor).	Las plataformas de acrílico que formaban la caja además de estar fisuradas tenían excesiva aplicación de silicona en los bordes de las fugas.	El primer cambio que se realizó para la carcasa fue una caja de material acrílico (3 mm de espesor) con soportes de aluminio atornillados en los bordes.		 
			Se realizó un segundo cambio por una carcasa de acero con una cara de acrílico la cual se fijó atornillándola. Todo el conjunto se empernó a la plataforma superior.		
No	Componente			Rodamientos	
	Material	Estado inicial	Acción correctiva	Antes	Después
4	-	Oxidados	Los antiguos rodamientos fueron reemplazados por unos nuevos manteniendo las mismas características de los anteriores (UCP-204-12).		



No	Componente		Tanque de agua		
	Material	Estado inicial	Acción correctiva	Antes	Después
5	Plástico.	Presentaba fugas debido a una perforación que se le había hecho con la finalidad de conectar la bomba al tanque a la misma altura por medio del sistema de tuberías.	<ol style="list-style-type: none"> 1. Se ajustó nuevamente la conexión entre la tubería que conecta la bomba con el tanque al agujero al que estaba acoplada cubriendo moderadamente con Epoxi-mil las fugas que se generaban antes de realizar dichos ajustes. 2. Se adaptó una válvula de regulación para liberar el agua almacenada en el tanque. 3. Se pintó de color azul para mejorar su aspecto. 		
No	Componente		Rodillos		
	Material	Estado inicial	Acción correctiva	Antes	Después
6	Caucho y aluminio.	Oxidados y deteriorados (soldados en la plataforma inferior para permitir el desplazamiento del banco didáctico).	Se retiraron las placas base que se encontraban soldadas para cada rodillo y estos fueron reemplazados por rodillos nuevos cuyo material es de plástico.		

No	Componente		<i>Inyector</i>		
	Material	Estado inicial	Acción correctiva	Antes	Después
7	Acero.	Oxidado y fisurado	Este elemento se mejoró agregándole una válvula de regulación manteniendo sus dimensiones originales.		
No	Componente		<i>Sistema de tuberías</i>		
	Material	Estado inicial	Acción correctiva	Antes	Después
8	PVC (diámetro de ½")	Deterioradas y en mal estado.	<ol style="list-style-type: none"> Fueron reemplazadas por tuberías nuevas manteniendo el mismo diámetro y material, ½" y PVC respectivamente. Se agregó una válvula de pase para regular el caudal. 		

No	Componente	Sistema de transmisión de potencia			
	Tipo de transmisión de potencia	Estado inicial	Acción correctiva	Antes	Después
9	Por cadena.	<ul style="list-style-type: none"> • Cadena oxidada y reventada. • Sprocket oxidado y dañado. • Plataforma de soporte estropeada y oxidada. 	El sistema de transmisión de potencia se reemplazó por un sistema de transmisión de acople directo .		
No	Componente	Estructura			
	Material	Estado inicial	Acción correctiva	Antes	Después
10	Perfiles de hierro	Perfiles oxidados y deteriorados	Lijado de la corrosión y pintado		

No	Componente	Soportes			
	Material	Estado inicial	Acción correctiva	Antes	Después
11	Lámina de acrílico apoyada sobre cuatro pernos.	<ul style="list-style-type: none"> • Acrílico manchado y rayado • Pernos oxidados. 	En lugar de recrear el diseño del soporte original, este se sustituyó por un par de perfiles de aluminio de 1/16"		
No	Componente	Manómetro (seco)			
	Observación	Acción correctiva	Antes	Después	
12	No había instrumento para medir la presión del caudal.	Se instaló un manómetro (seco) al sistema de tubería para conocer las presiones a las que se sometía el fluido a medida que el caudal se regulaba a diferentes ángulos a los cuales se abría la válvula.	-		

Fuente: Propia



7.1. Resultado de las acciones correctivas

Para continuar con el desarrollo de este capítulo y luego de haber aplicado las acciones correctivas descritas en la **Tabla VII 1**. Este proceso permitió que el banco didáctico quedara en estado funcional, se utilizaron diversos instrumentos de medición a través de los cuales se obtuvo información para dar a conocer las condiciones iniciales determinando así los elementos que cumplían o no con los parámetros de diseño adecuados y establecidos en todas las bibliografías y fuentes consultadas.

Una vez realizados estos cambios, se llevaron a cabo distintas pruebas de ensayo obteniendo información acerca de los parámetros de funcionamiento que presentaba el banco didáctico, siendo los siguientes:

7.1.1. Medición de caudal

La medición de caudal se realizó por medio de la implementación del “método del recipiente”, este procedimiento se menciona en el **apartado 6.1.2**. Para esta actividad se utilizó una cubeta cuyas dimensiones fueron determinadas con una cinta métrica obteniendo un diámetro de 30 cm y una profundidad de 28 cm para posteriormente obtener su volumen con la **Ecuación 3** para calcular el volumen de un cilindro, en este caso, del recipiente utilizado (cubeta).

$$V = \frac{\pi * D_{recipiente}^2}{4} * H_{recipiente} \quad \text{Ecuación 3}$$

$$V = \frac{\pi (0.30 \text{ m})^2}{4} * 0.28 \text{ m}$$

$$V = 0.01979 \text{ m}^3$$

Donde:

- V : Volumen del recipiente (m^3)
- $D_{recipiente}$: Diámetro del recipiente (m)
- $H_{recipiente}$: Altura del recipiente (m)

Con el resultado de la **Ecuación 3** y el uso de un cronómetro, se realizaron tres ensayos con el método mencionado en el **apartado 6.1.2** obteniendo los



valores de tiempo que se muestran en la **Tabla VII 2** los cuales fueron utilizados para calcular el tiempo promedio de llenado del recipiente.

Tabla VII 2. Tiempo promedio de llenado del balde

Número de ensayos	Tiempo (seg)
P_1	11.155
P_2	11.575
P_3	11.875
Promedio (\bar{x})	11.535

Fuente: Propia

Con el valor resultante de volumen de la **Ecuación 3** y el valor del tiempo promedio de la **Tabla VII 2** se utilizó la ecuación del flujo volumétrico.

$$Q = \frac{V}{t} \text{ ó } Q = V * A \quad \text{Ecuación 4}$$

$$Q = \frac{0.01979 \text{ m}^3}{11.535 \text{ (seg)}}$$

$$Q = 0.00171 \text{ m}^3/\text{s}$$

Donde:

- Q : Caudal (m^3/s)
- A : Área (m^2)
- V : Volumen (m^3)
- V : Velocidad (m/s)
- t : Tiempo (seg)

7.1.2. Medición de temperatura

Se realizaron tres mediciones con la ayuda de un multímetro TRUPER MUT-39 para construir la **Tabla VII 3**.



Tabla VII 3. Temperatura promedio

Número de ensayos	Temperatura (°C)
P_1	31
P_2	30
P_3	30
Promedio (\bar{x})	30.33

Fuente: Propia

Con el valor promedio obtenido de la **Tabla VII 3** se determinaron las propiedades del flujo de trabajo (agua).

7.1.3. Medición de velocidad angular (r.p.m)

Estos resultados se obtuvieron por medio del uso de un tacómetro MR-275, los cuales se presentan en la **Tabla VII 4**.

Tabla VII 4. Velocidad angular promedio a la que gira el eje

Número de ensayos	Velocidad angular (r.p.m)
P_1	1,000
P_2	998.00
P_3	1,002
Promedio (\bar{x})	1,000

Fuente: Propia

7.1.4. Medición de nivel de ruido (Db)

Este parámetro se consiguió mediante el uso de un sonómetro TM-102 cuyos valores mostrados en la **Tabla VII 5** sirvieron para identificar las vibraciones emitidas por el banco de ensayo.

Tabla VII 5. Niveles de ruido promedio emitidos por el banco didáctico

Número de ensayos	Ruido (Db)
P_1	90.5
P_2	90
P_3	91
Promedio (\bar{x})	90.5

Fuente: Propia

7.1.5. Medición de presión (P)

Este valor se consiguió mediante el uso de un manómetro seco mencionado en la **Tabla VII 1** dando un valor de 1.8 bar (18.36 m.c.a.) como se muestra en la **Tabla VII 6**.

Tabla VII 6. Presión promedio del flujo en las tuberías

Número de ensayos	Presión (Bar)
P_1	1.8
P_2	1.82
P_3	1.79
Promedio (\bar{x})	1.80

Fuente: Propia

7.2. Geometría de la turbina

El elemento principal del banco didáctico es una turbina Pelton. Sus dimensiones fueron obtenidas haciendo uso de un vernier y la geometría de las cucharas se determinó a través de la creación de diferentes puntos altimétricos que se aprecian en la **Figura VII 1**, estos se realizaron con una estación total “TRIMBLE” cuyo equipo se muestra en la **Figura VII 2**. Posteriormente se realizaron los respectivos planos detallados en el **apéndice A** con los datos obtenidos y finalmente en la **Figura VII 3** se muestra el modelo de una cuchara Pelton creada en impresión 3D en base a las dimensiones de los álabes de la turbina Pelton original.

Figura VII 1. Puntos altimétricos de cuchara Pelton de aluminio



Fuente: Propia

Figura VII 2. Estación total TRIMBLE



Fuente: Propia

Figura VII 3. Modelo 3D de cuchara de TP de AL



Fuente: Propia

7.3. Inyector

La dimensión del diámetro interior de la boquilla en la entrada era de 12.7 mm y en la salida de 8.7 mm, estas se obtuvieron con el uso de un vernier. Ver **Figura VII 4.**

Figura VII 4. Boquilla original



Fuente: Propia

7.4. Material de la turbina e inyector

Debido a que se desconocía el material del eje se realizaron 2 pruebas, la primera fue la prueba de la chispa descrita en el **apartado 6.1.3**. Siguiendo este procedimiento se logró obtener que la chispa producida pertenecía al grupo 11 con 0.4% de carbono por las características que presentaba (revisar **Anexo 1**). Además, se comparó la chispa del eje con la de una probeta de acero AISI 1045 y una probeta de AISI 1020, teniendo como resultado que la chispa era igual a la del AISI 1045 y en la **Figura VII 5** se muestran las chispas producidas en las probetas mencionadas respectivamente.

Figura VII 5. Prueba de la chispa



Fuente: Propia

La segunda prueba realizada fue la de la dureza Rockwell obteniendo 34 HRC como se observa en la **Figura VII 6**.

Figura VII 6. Prueba de dureza Rockwell



Fuente: Propia

Los resultados obtenidos de estas pruebas se muestran en la **Tabla VII 7** **permitiendo** definir que el material del eje es AISI 1045.

Tabla VII 7. Resultado de la prueba de dureza en el eje

Resultados			
Prueba de la chispa		Prueba de dureza	
Material	% de carbono	Tipo de acero	Tipo de dureza
Acero	0.4	AISI 1045	34 HRC

Fuente: Propia

Para conocer el material que se utilizó al elaborar la turbina Pelton, se consultó a su autor, el Ing. Rodolfo Guerrero quien proporcionó como información que esta se creó con el proceso de fundición por cera perdida donde se utilizaron elementos con aleaciones de aluminio (AL). Además, las cucharas de la turbina estaban unidas al rodete creando una sola pieza.



Posteriormente, con ayuda de las bibliografías consultadas y los parámetros obtenidos en los apartados anteriores, se identificó que algunos de los elementos que conforman el banco didáctico estaban fuera de los estándares de diseño esperados. Esta información se muestra en la **Tabla VII 8**.

Tabla VII 8. Referencias prescindidas de algunos elementos del banco de ensayo

No	Elemento	Observación	Referencia/ Norma consultada	Valor en el banco
1	Carcasa	Los rangos de dimensiones de la carcasa (C_a) son de 15 veces el diámetro del chorro o 5 veces el ancho de la cuchara	Mataix, C. (1975) Neshleva, M. (1957) Thake, J. (2000)	El valor era de 6.5 veces el ancho de la cuchara $C_a=300$ y el ancho 46
2	Tuberías	Las velocidades máximas del fluido en tuberías de PVC son de 5 m/s	NTON 09 007-19. (2021)	Se alcanzaban 7.90 m/s de velocidad en el fluido
3	Turbina Pelton e inyector	La geometría encontrada divergía considerablemente de los rangos recomendados por las fuentes consultadas un ejemplo de esto es en la cuchara donde los valores son: Ancho= $(2.8 \text{ a } 3.6) d_0$ Alto = $(2.5 - 2.85) d_0$ Profundidad = $(0.8 - 1) d_0$ siendo (d_0) diámetro del chorro	Mataix, C. (1975) Neshleva, M. (1975) Polo Encinas, M. (1988) Thake, J. (2000)	Al despejar las dimensiones del apéndice 1 se encontraron los valores usados del rango los cuales fueron Ancho: 4.6 Alto: 5.7 Profundidad: 1.79 Todos despejados con el valor del diámetro de chorro (d_0) de 10 mm

Fuente: Propia



De las acciones correctivas implementadas se observó que el banco era funcional mas no de manera satisfactoria debido a que seguía presentando fugas parciales de agua y mal alineación entre los elementos que estaban acoplados. Por tanto, se obtuvieron las siguientes causas por medio de medición de parámetros y observación. Estas fueron las siguientes:

1. La plataforma superior se flexionaba porque el material no era adecuado para soportar el peso de los componentes colocados sobre la superficie; la plataforma inferior se deterioró debido a la humedad que provocaban las fugas de agua ocasionando que las plataformas de madera se estropearan.
2. El tanque de agua presentaba fugas a causa de las perforaciones y el tiempo de inactividad.
3. El espesor de los soportes donde descansaban los rodamientos no era el adecuado, por tanto, no toleraban la presión ejercida por los pernos sobre ellos.
4. La tubería debido a su diámetro de $\frac{1}{2}$ ", generaba altas velocidades (7.90 m/s), lo que a su vez producía más vibraciones y ruido.
5. La turbina y el inyector no cumplían con los parámetros de diseño recomendados, además que la turbina al ser fundida presentaba desbalance debido a la asimetría en sus cucharas.

Estas causas sirvieron para corregir los defectos que se presentaron con el fin de seguir mejorando las condiciones del banco didáctico.



VIII. Rediseño de los componentes del banco didáctico

A partir de las diferentes bibliografías y normativas consultadas, en este capítulo se desarrolló la metodología de selección para los elementos que componen el banco didáctico. Los procedimientos y cálculos se describen a continuación.

8.1. Cálculo para el diámetro de tubería

Para el cálculo y la selección del diámetro de la tubería a utilizar en el banco se procedieron a realizar los siguientes pasos:

1. De la ecuación del diámetro se despejó el valor de la velocidad.
2. Con la ecuación mencionada anteriormente, fueron sustituidos los valores respectivos en donde variaron los diámetros respecto a las tuberías normalizadas.
3. Posteriormente se construyó la **Tabla VIII 2** con los diferentes datos obtenidos de la relación diámetro vs velocidad.
4. Se seleccionó un diámetro adecuado para las tuberías según la normativa “diseño de agua potable” la cual establece el rango de velocidades adecuadas en las tuberías cuyos valores se muestran en la **Tabla VIII 1**.

Como resultado de los pasos descritos anteriormente, se obtuvo que la tubería de 1” es la más adecuada y la que cumplía con la norma.

Para iniciar con los cálculos, se utilizó la ecuación “diámetro de tubería” (**Ecuación 5**) la cual se despejó obteniendo así la **Ecuación 6** para determinar la velocidad máxima en función del material de la tubería (PVC para este caso). Se tomaron en cuenta valores como el caudal de bombeo (Q_b) de 116 lts/min (0.0019 m³/s) suministrado por la bomba (especificaciones se encuentran en el **Anexo 7**).

$$D = \sqrt{\frac{4 * Q_b}{\pi * V}} \quad \text{Ecuación 5}$$

$$V = \frac{4 * Q_b}{\pi * D_i^2} \quad \text{Ecuación 6}$$



$$V = \frac{(4)(0.0019 \text{ m}^3/\text{s})}{(\pi)(0.025 \text{ m})^2}$$

$$V = 3.87 \text{ m/s}$$

Donde:

- V : Velocidad (m/s)
- Q_b : Caudal de bombeo (m^3/s)
- D_i : Diámetro interior de la tubería (m)

Tabla VIII 1. Velocidades máximas de diseño

Tipo de tubería	Velocidad máxima (m/s)
De concreto simple hasta 457.2 mm de diámetro	3
De concreto reforzado	3
De acero con y sin revestimiento	5
De polietileno de alta densidad	5
De P.V.C	5
Túneles sin revestimiento	2

Fuente: NTON 09 007-19 Diseño de sistemas de abastecimiento, por La Gaceta, Diario Oficial N°.202, 2021, Normas Jurídicas De Nicaragua.

Con los datos presentados anteriormente se construyó la **Tabla VIII 2** usando los diferentes diámetros normalizados.

Tabla VIII 2. Velocidades para diámetros normalizados para bomba de 116 lts/min

No	Diámetro Nominal	Diámetro interior (D_i)	Velocidad (V)
	Pulg	m	m/s
1	1/8	0.0068	51.82
2	1/4	0.0092	28.30
3	3/8	0.0130	14.31
4	1/2	0.0166	8.78
5	3/4	0.0191	6.67
6	1	0.025	3.87



7	1 ¼	0.0281	3.06
8	1 ½	0.0452	1.18
9	2	0.0570	0.74
10	2 ½	0.0638	0.59

Fuente: Propia

En la **Tabla VIII 2** podemos observar que el diámetro de 1" cumple con las recomendaciones de la normativa de diseños de agua potable.

8.2. Selección del caudal y altura según el diámetro

Para determinar el caudal y altura del rediseño de la turbina Pelton fue necesario construir la curva característica de la bomba de 1 HP de potencia con el objetivo de relacionar el caudal y presión debido a que, al abrir la válvula en diferentes ángulos, estos parámetros varían. Para determinar el valor de estas variaciones se utilizó el método mencionado en el **apartado 6.1.2**, abriendo la válvula cada 10 grados y a partir del procedimiento de cálculo del **apartado 7.1.1** se construyó la **Tabla VIII 3**.

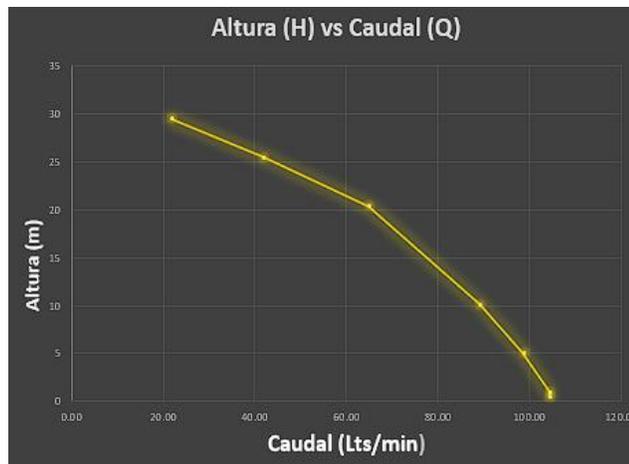
Tabla VIII 3. Comportamiento de caudal y presión según ángulo de apertura de la válvula

Ángulo de apertura de la válvula	Caudal (Q)	Caudal (Q)	Altura Útil (H)	Altura Útil (H)
°	lts/min	m ³ /s	m	Bar
0	0.00	0	35.69	3.44
10	0.00	0	32.63	3.2
20	21.73	0.000362	29.57	2.9
30	41.80	0.000697	25.49	2.5
40	64.88	0.001081	20.39	2
50	89.20	0.001487	10.19	1
60	98.50	0.001642	5.09	0.5
70	104.35	0.001739	1.01	0.1
80	104.35	0.001739	0.5	0.05
90	104.35	0.001739	0	0

Fuente: Propia

En el **Gráfico VIII 1** se muestra el comportamiento de la curva característica de la bomba.

Gráfico VIII 1. Curva característica de la bomba



Fuente: Propia

Los datos mostrados en la **Tabla VIII 3** fueron utilizados en una hoja de Excel para determinar el diseño óptimo de la turbina. Este proceso se realizó por medio del siguiente procedimiento:

1. Se insertó el valor de Q (m^3/s) y H (m) en el Excel mostrado en el **apéndice B** en sus respectivos campos.
2. Luego se llenó el campo de la velocidad del generador la cual era de 560 r.p.m para todos los valores.
3. Con los cálculos obtenidos de los pasos anteriores se obtuvieron como resultado 7 diseños diferentes de la turbina.
4. Se seleccionó de los diseños mencionados en el paso 3 al que cumplía con los criterios mencionados por Mataix (2009) y mostrados en la hoja de cálculo (**Tabla B2**).

Según lo explicado en los pasos anteriores y cumpliendo con las recomendaciones, los resultados obtenidos para los valores de altura neta (H_n) **5.06 metros** y caudal (Q) de **0.001642 m^3/s** son los que se utilizan en la **Ecuación 7** para determinar el diámetro de chorro (d_0) del rediseño de la turbina Pelton.



8.3. Rediseño de la turbina Pelton

En este apartado, el rediseño de la turbina Pelton y la geometría de su cuchara se realizó mediante la implementación de las recomendaciones en los libros “Turbomáquinas Hidráulicas” por el autor Manuel Polo Encinas (1980) y “Turbomáquinas Hidráulicas”, Claudio Mataix (1975) complementando esta información con la metodología implementada en el documento “The Micro Hydro Pelton Turbine Manual” de Jeremy Thake (2000).

8.3.1. Cálculo del diámetro de chorro (d_0)

Para calcular el diámetro del chorro primero es necesario conocer el caudal (Q), la altura neta (H_n), número de inyectores y eficiencia.

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi(k_{c1})\sqrt{2g(H_n)(J_n)}}}$$

Ecuación 7

Al sustituir valores:

- Q : Caudal (0.001642 m³/s)
- H_n : Altura neta (5.06 m)
- k_{c1} : Coeficiente de velocidad (0.96)
- g : Constante de gravedad (9.81 m/s²)
- J_n : Número de inyectores (1)

Entonces:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4(0.001642 \text{ m}^3/\text{s})}{\pi * 0.96 \sqrt{2(9.81\text{m/s}^2)(5.09\text{m})(1)}}}$$

$d_0 = 0.01476\text{m} = 14.76\text{mm}$

Posteriormente se seleccionó el valor de $\eta = 60\%$ porque Eisenring (1991) indica que la eficiencia en las micro centrales es del 60%. Revisar **Anexo 8**.



8.3.2. Cálculo del diámetro primitivo (DP)

Luego de haber determinado el diámetro del chorro se utiliza este valor junto con la velocidad a la que girará el generador en la **Ecuación 7** y **Ecuación 8** para determinar el tamaño de este.

$$DP = \frac{U * 60}{\pi * \omega} \quad \text{Ecuación 8}$$

$$U = k_{u1} \sqrt{2gH_n} \quad \text{Ecuación 9}$$

Al combinar la **Ecuación 8** y **Ecuación 9** el resultado es el siguiente:

$$DP = \frac{k_{u1} \sqrt{2gH_n} * 60}{\pi * \omega} \quad \text{Ecuación 10}$$

En donde el valor de k_{u1} (0.44) tomado del **apartado 5.3.4.4**, la velocidad angular (ω) del generador es de 560 r.p.m y la altura neta (H_n) es de 5.06 metros. Al sustituir estos valores, obtenemos como resultado:

$$DP = \frac{0.44 \sqrt{2(9.81 \text{ m/s}^2)(5.06 \text{ m})} * 60}{\pi (560 \text{ r.p.m})}$$

$$DP = 0.15 \text{ m} = 150 \text{ mm}$$

8.4. Selección de parámetros recomendados para la construcción de las cucharas de la turbina

Luego de haber determinado los valores anteriores se comprobó el siguiente criterio:

$$\frac{1}{15} \leq \frac{d_0}{DP} \leq \frac{1}{10}$$

Posteriormente se seleccionaron los parámetros más importantes para la construcción de la geometría de la cuchara de la turbina.

Tabla VIII 4. Dimensiones principales de la cuchara

Estudio	Dimensiones	Descripción	Fórmula	Resultado
Polo Encinas (1980)	D	Ancho	$(2.8- 3.6) (d_0)$	(3.6) (14.76 mm) 53.136 mm
	h	Altura	$(2.5- 2.85) (d_0)$	(2.85) (14.76 mm) 42.066 mm
	e	Profundidad	$(0.8-1) (d_0)$	(1) (14.76 mm) 14.76 mm
	B	Distancia al centro de la cuchara	$(1.2-1.7) (d_0)$	(1.7) (14.76 mm) 25.092 mm
	M	Ancho de abertura	$(1.1- 1.25) (d_0)$	(1.25) (14.76 mm) 18.45 mm
	t	Largo de abertura	$(1.5) (d_0)$	(1.5) (14.76 mm) 22.14 mm
Mataix (1975)	Y	Caída del filo del centro de la cuchara	$96^\circ-105^\circ$	96
	α	Ángulo de abertura del centro de la cuchara	$10^\circ-15^\circ$	15°
	β_2	Ángulo de salida		10°

Fuente: Propia

Donde:

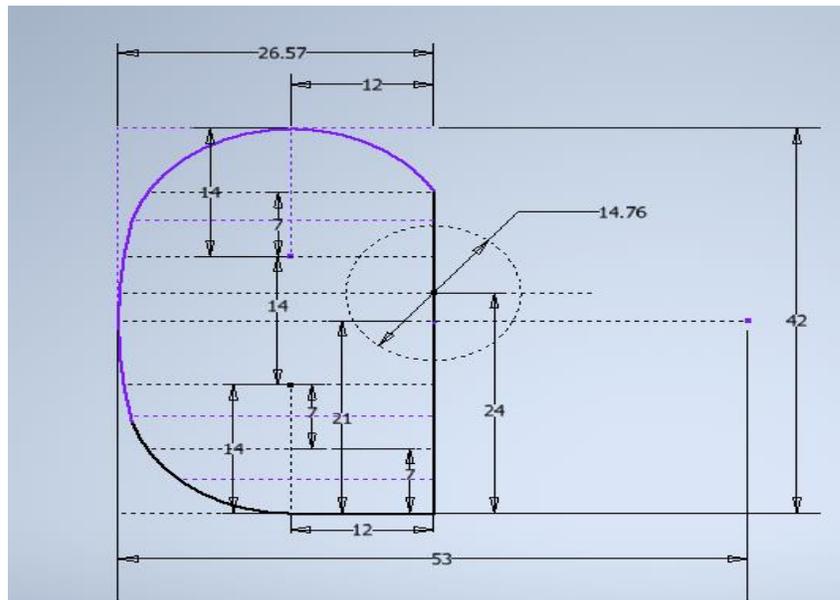
- d_0 : 14.76 mm

8.4.1. Construcción del diseño de la turbina

El diseño de la turbina se realizó en el software de AutoDesk Inventor Profesional 2022 en el cual se utilizaron los valores de los parámetros establecidos en la **Tabla VIII 4** los cuales hicieron posible la creación de la geometría de la cuchara Pelton y su rodete respectivamente.

Primeramente, se construyó un boceto base el cual constituye la estructura básica de la turbina con la ayuda de las dimensiones como: ancho, largo, diámetro del chorro y unas líneas de construcción que facilitaron el diseño como se muestra en la **Figura VIII 1**.

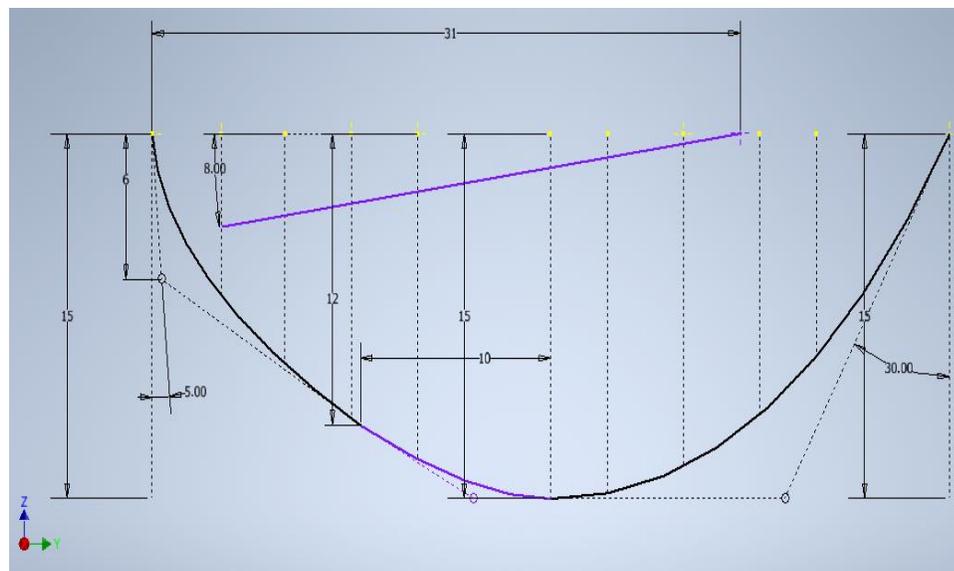
Figura VIII 1. Dimensiones principales para la construcción de la cuchara



Fuente: Propia

El siguiente paso en el procedimiento del diseño fue usar la profundidad, el ángulo de caída en la línea de centro de cuchara junto con unas líneas constructivas perpendiculares a las líneas constructivas del paso anterior y crear con estos un perfil como se aprecia en la **Figura VIII 2.**

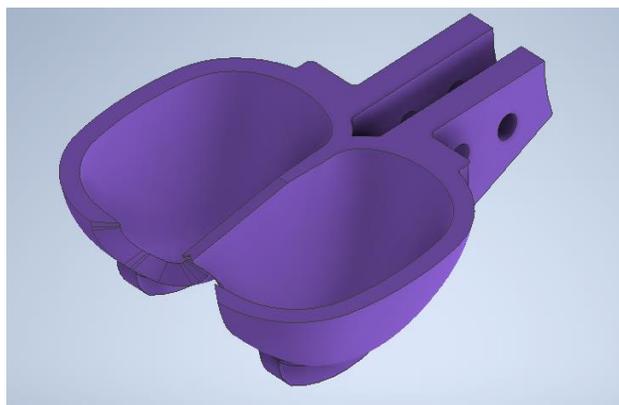
Figura VIII 2. Curva de profundidad y línea de centro de la cuchara



Fuente: Propia

En consecuencia, de estos bocetos creados, se utilizaron operaciones de modelado 3D de superficies entre los cuales podemos mencionar: contorno, cortar, eliminar, engrosar, empalme, chaflán, extrusión y simetría. Como resultado de la implementación de estas herramientas se obtuvo la geometría completa de la cuchara como se muestra en la **Figura VIII 5**.

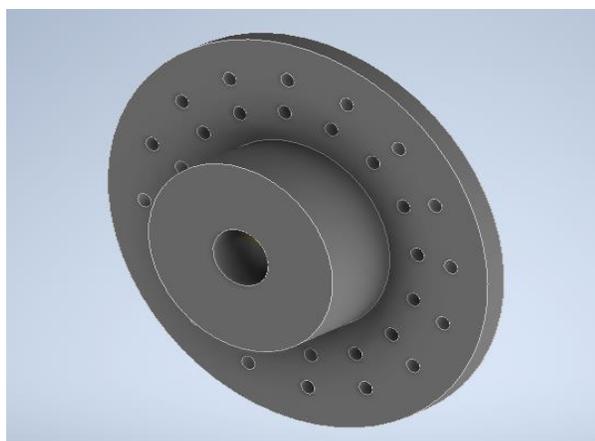
Figura VIII 5. Modelado 3D de la cuchara Pelton



Fuente: Propia

Para finalizar el diseño se creó el rodete en el cual las dimensiones se establecieron a partir del diseño de la cuchara descrito en el **apartado 8.4** y el diámetro interior del rodete en forma de cono en función del juego con el eje con el que ya se contaba como se muestra en la **Figura VIII 6**.

Figura VIII 6. Rodete



Fuente: Propia

El resultado del diseño completo se muestra en la **Figura VIII 7**.

Figura VIII 7. Rediseño de la Turbina Pelton



Fuente: Propia

Se decidió dejar el diseño de la turbina con álabes desmontables para facilitar el reemplazo de alguno de estos por algún daño y facilidad de mantenimiento. Estos se fijaron con pernos M4x25 junto con sus respectivas arandelas lisas, arandelas de presión y tuercas de seguridad con el fin de resistir el aflojamiento por vibraciones y torques.

8.5. Diseño del inyector

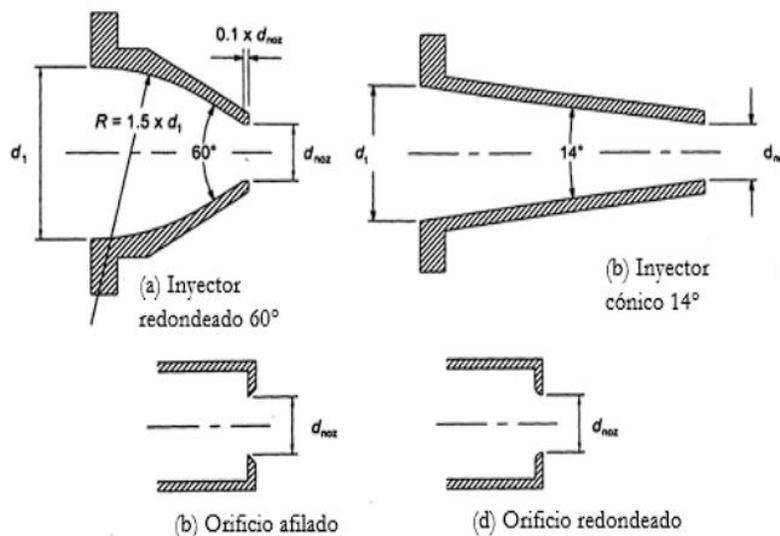
Las turbinas Pelton se caracterizan por utilizar inyectores con válvulas de aguja- vástago y deflectores, para lograr la regulación del flujo volumétrico del fluido que impacta al rodete. Sin embargo, en pequeñas instalaciones, por ejemplo, en las pico-centrales hidroeléctricas, el costo de diseño y manufactura de estos inyectores es muy alto en comparación con la turbina. Es por esto que en estos ámbitos suelen utilizarse inyectores directos, los cuales brindan una reducción del diámetro de la tubería, hasta el diámetro de la boquilla establecido mediante la geometría del inyector.

La geometría del inyector debe ser diseñada de manera tal, que genere la menor distorsión posible del chorro de agua en la salida. Al tratarse de una reducción de área transversal en todos los diseños se genera un fenómeno llamado “vena contracta” en donde converge durante toda su trayectoria a través del inyector y una vez que sale de éste, sigue convergiendo hasta llegar a un punto de área transversal mínima y velocidad máxima.

En este punto, las líneas de contorno del chorro son prácticamente paralelas a su trayectoria por un corto período de tiempo. Luego de esto el chorro inicia a divergir gradualmente debido a la turbulencia interna del mismo y la fricción con el aire. No existe algún método exacto para estimar estos parámetros, sin embargo, investigaciones experimentales estiman que la vena contracta se encuentra a una distancia de un diámetro de boquilla posterior a la salida del inyector y que la divergencia del chorro se encuentra en tan solo a medio metro de la boquilla posterior a la vena contracta. (Thake,2000, p.41)

Para el diseño del inyector primeramente se usó la **Figura VIII 8** para seleccionar su forma de tipo b (inyector cónico de 14°).

Figura VIII 8. Tipos de inyectores



Fuente: *The micro-hydro Pelton Turbine Manual*, p.12, Jeremy Thake, 2000, Practical Action Publishing.



Posteriormente, se utilizó la **Ecuación 11** para determinar el diámetro de la boquilla.

$$d_0 = C_c d_b \quad \text{Ecuación 11}$$

Donde:

- C_c : Coeficiente de contracción
- d_0 : Diámetro de chorro
- d_b : Diámetro de boquilla

El valor del coeficiente de contracción fue determinado de la **Tabla VIII 5** a partir del tipo de inyector seleccionado.

Tabla VIII 5. Valores de coeficiente de contracción

Coeficientes de contracción C_c		
a)	Inyector redondeado 60°	0.83-0.85
b)	Inyector cónico 14°	0.98
c)	Orificio afilado	0.61-0.69
d)	Orificio redondeado	1

Fuente: The micro-hydro Pelton Turbine Manual, p.15, Jeremy Thake, 2000, Practical Action Publishing

Nota: Según Harvey y varios autores en su manual de centrales de potencia hídrica a pequeña escala, el valor de C_c es de 1 para orificios redondeados.

Se despeja **Ecuación 11** para obtener el valor de d_b cuyo resultado será la **Ecuación 12**.

$$d_b = \frac{d_0}{C_c} \quad \text{Ecuación 12}$$

$$d_b = \frac{14.76 \text{ mm}}{0.98}$$

$$d_b = 15.06 \text{ mm}$$



8.6. Diseño de la carcasa

El diseño de la carcasa de la turbina Pelton se realizó a partir de la recomendación hecha por García y Hernández (2013) quienes sugieren que “las dimensiones de este elemento deben ser 5 veces el ancho de la cuchara o 15 veces el diámetro del chorro”. (p.8)

Al implementar este criterio tenemos como resultado:

$$Ca = 15(d_0) \quad \text{Ecuación 13}$$

Donde:

- d_0 : 14.76 (mm)

Entonces:

$$Ca = (15)(14.76 \text{ mm}) = \mathbf{221.4 \text{ mm}}$$

Para la profundidad se seleccionó 2 veces el ancho de la cuchara.

8.7. Selección del tipo de transmisión de potencia

Debido a las necesidades en el banco didáctico para transmitir la potencia y aumentar la velocidad angular se analizaron diferentes consideraciones como eficiencia, resistencia, precisión, espacio para la transmisión y mantenimiento para las diferentes formas de transmisión.

Tomando en cuenta diversos aspectos recomendados por Robbert L. Mott (2006) quien sugiere los criterios de evaluación que se muestran en la **Tabla VIII 6** se evaluaron los tipos de transmisión de potencia más comunes calificándolos en una escala de 1 a 5 puntos de la siguiente forma:

1: Muy mala, 2: Mala, 3: Regular, 4: Buena, 5: Muy buena



Tabla VIII 6. Análisis de decisiones para selección de sistema de transmisión de potencia

No	Criterio	Tipo de transmisión de potencia		
		Por banda	Por cadena	Por engranaje
1	Seguridad	3	3	4
2	Facilidad de manufactura	3	2	4
3	Tamaño	2	2	5
4	Facilidad de servicio o de reemplazo de componentes	4	3	4
5	Gran confiabilidad	3	2	5
6	Poco mantenimiento	4	3	5
7	Funcionamiento uniforme	4	3	5
8	Costo	5	4	4
Totales		28	22	36

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, p. 633, por Robert L. Mott, 2006, PEARSON EDUCACIÓN.

Como resultado de la calificación realizada de la **Tabla VIII 6** se eligió la transmisión de potencia por engranajes debido a que, además de tomar en cuenta los criterios descritos en este apartado para dicha selección, se consideraron tanto las características como sencillez del diseño de un par de engranajes con respecto al sistema al que se van a ajustar y las condiciones del espacio con el que se cuenta para su respectiva instalación. Por tanto, se consideró más conveniente implementar este tipo de sistema de transmisión definiendo los criterios de la siguiente manera:

1. **Seguridad:** Crear un ambiente seguro para las personas que manipulan la máquina.
2. **Facilidad de manufactura:** Hace referencia a la sencillez con la que se emplean los materiales y tecnología en el proceso de manufactura del elemento deseado.



3. **Tamaño:** Este es un criterio importante debido a que el espacio necesario para la transmisión diseñada debe ser pequeño para que se adapte sencillamente al sitio en que se va a instalar el elemento.
4. **Facilidad de servicio o de reemplazo de componentes:** Este punto hace alusión a la facilidad con la que se puede reemplazar cualquier componente que sufre alguna avería.
5. **Gran confiabilidad:** En esta parte nos referimos a la probabilidad de un correcto funcionamiento durante un período de tiempo determinado.
6. **Poco mantenimiento:** Se refiere a la poca frecuencia con la cual se necesita emplear el mantenimiento.
7. **Funcionamiento uniforme:** Se trata de que el equipo trabaje con poco ruido y pocas vibraciones.
8. **Costo:** Es preferible que el costo sea bajo para que las piezas de la máquina puedan ser reemplazadas por alguna falla o desperfecto.

8.7.1. Transmisión de potencia por engranajes

Se realizó la **Tabla VIII 7** para comparar el diseño de los tipos de engranajes más utilizados con la finalidad de seleccionar el que cumple con los requisitos y parámetros esperados.

Tabla VIII 7. Comparación de tipos de engranajes

Engranajes		
Rectos	Helicoidales	Cónicos
Solo producen cargas radiales.	Producen cargas radiales y axiales de empuje.	
Al tener los dientes paralelos a su eje, no se produce empuje axial.	Hay un mayor grado de deslizamiento de fricción entre los dientes, por tanto, se genera un mayor desgaste al trabajar.	Produce las mismas cargas que un engranaje helicoidal.



Tiende a ser más eficiente en comparación con un engranaje helicoidal del mismo tamaño.	La eficiencia es menor debido al contacto entre sus dientes.	Los cojinetes de los engranes cónicos deben ser capaces de soportar grandes tensiones y deben montarse con precisión.
Más sencillo de diseñar por tanto tiene poco costo de fabricación.	Son igual de prácticos que los rectos, pero debido a sus cargas producidas generan un mayor costo.	Debido a la complejidad de su diseño tiene un costo elevado.

Fuente: Propia

Para este proyecto se escogió el diseño por engranajes rectos para la transmisión de potencia, esto debido a la simplicidad y el costo que presenta este tipo de engranajes en comparación a los otros propuestos en el análisis de la **Tabla VIII 7**.

8.7.1.1. Engranajes rectos

Luego de haber determinado el diseño a utilizar en los apartados anteriores se procedió al cálculo de la geometría de los engranajes y la comprobación de los criterios de interferencia y relación de contacto. El procedimiento se detalla a continuación.

8.7.1.1.1. Requisitos de diseño

Antes de iniciar con los cálculos se necesita determinar los requisitos de velocidad que debe de cumplir la máquina ya que estos son los valores esperados de funcionamiento:

1. Velocidad angular del piñón (ω_P): 3200 r.p.m (Valor de la velocidad esperada para funcionamiento del generador).
2. Velocidad angular de la corona (ω_G): 560 r.p.m (Seleccionada del **apartado 5.3.4.2**).



8.7.1.1.1.1. Relación de velocidades (VR)

Debido a que se necesita amplificar el número de revoluciones se calcula la relación de transmisión y se comprueba que este valor no sea mayor a 10:1 porque el engranaje se volverá grande, costoso y difícil de ensamblar con una relación mayor que esa. (Tutoría Engranajes y Trenes de Engranajes, 2016)

Este cálculo se efectuó con el uso de la **Ecuación 14**.

$$VR = \frac{\omega_G}{\omega_P} \quad \text{Ecuación 14}$$

$$VR = \frac{560 \text{ r.p.m}}{3200 \text{ r.p.m}}$$

$$VR = 0.175$$

En función del resultado obtenido de la **Ecuación 14** y según lo que menciona Mott (2006), si se desea tener un incrementador de velocidad la relación de velocidades debe ser menor que 1.

8.7.1.1.1.2. Módulo

Las principales dimensiones geométricas de una rueda dentada están definidas por el módulo (m). Este valor representa la “relación entre la medida del diámetro primitivo expresado en milímetros y el número de dientes”. (Abasolo et al., 2017)

A partir de lo mencionado antes, se seleccionó arbitrariamente un módulo métrico de **1.5**, siendo este un valor de uso comercial.

8.7.1.1.1.3. Interferencia

“Para ciertas combinaciones de números de dientes en un par de engranes, existe interferencia entre la punta del diente del piñón y el chaflán o raíz de los dientes del engrane mayor. Es obvio que eso no se puede tolerar, porque simplemente los dientes no van a engranar”. (p.320). Por tanto, en este apartado se demuestra que no hay interferencia entre el par de engranajes.



Para comprobar esto, primero se seleccionó el número de dientes para el piñón ($N_p = 16$), su velocidad angular ($\omega_p = 3200$ r. p. m) y la velocidad angular a la que gira la corona ($\omega_G = 560$ r. p. m) teniendo como resultado la **Ecuación 16** para obtener el número de dientes de la corona (N_G) a partir de la **Ecuación 15**. Entonces:

$$\frac{\omega_p}{\omega_G} = \frac{N_G}{N_p} \quad \text{Ecuación 15}$$

$$N_G = \frac{\omega_p}{\omega_G} (N_p) \quad \text{Ecuación 16}$$

$$N_G = \frac{3200}{560} (16)$$

$$N_G = 92$$

En base del número de dientes (N_G) resultante para la corona, se utilizó la **Tabla VIII 8** en la cual se muestran los límites de los números de dientes a engranar para que no ocurra este fenómeno, observando que para el piñón de 16 dientes el límite es de 101 dientes estando la corona dentro del rango al ser de 92.

Tabla VIII 8. Número de dientes del piñón para asegurar que no haya interferencia

Para un piñón de 20°, profundidad total, engranado con un engranaje	
Número de dientes del piñón	Número máximo de dientes del engranaje
17	1309
16	101
15	45
14	26
13	16

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, p. 320, por Robert L. Mott, 2006, PEARSON Educación.



Nota: Cabe mencionar que se utilizó un ángulo de presión 20° debido a que es el más común para los diseños.

8.7.1.1.4. Relación de contacto

En un sistema de engranajes es esencial para su funcionamiento uniforme, que haya un segundo diente que comience a hacer contacto antes de que un determinado diente desengrane. El término relación de contacto se usa para indicar el número promedio de dientes en contacto durante la transmisión de potencia. Una relación mínima recomendada es 1.2, y las combinaciones típicas de engranes rectos tienen valores de 1.5 o más, con frecuencia. (Mott, 2006, p.317). Se utilizó la **Ecuación 17** para calcular m_f , entonces:

$$m_f = \frac{\sqrt{R_{oP}^2 - R_{bP}^2} + \sqrt{R_{oG}^2 - R_{bG}^2} - C \sin \phi}{p \cos \phi} \quad \text{Ecuación 17}$$

Para determinar los valores de la **Ecuación 17**, primero se escogió un módulo (m) de 1.5 definido en el **apartado 8.7.1.1.2** para posteriormente calcular cada uno de ellos. Ver **Tabla VIII 9**.

Tabla VIII 9. Valores de la ecuación de relación de contacto

Propiedad	Fórmula	Resultado	
ϕ		20°	
R_{oG}	$\frac{[(m * N_G) + (2 * m)]}{2}$	$\frac{[(1.5 * 92) + (2 * 1.5)]}{2}$	70.5
R_{bG}	$[(D_G/2) * \cos \phi]$	$[(138/2) * \cos 20^\circ]$	64.84
R_{oP}	$\frac{[(m * N_P) + (2 * m)]}{2}$	$\frac{[(1.5 * 16) + (2 * 1.5)]}{2}$	13.57
R_{bP}	$[D_P/2) * \cos \phi]$	$[(24/2) * \cos 20^\circ]$	11.28
C	$\frac{[(N_G + N_P)(m)]}{2}$	$\frac{[(92 + 16)(1.5)]}{2}$	81



p	$\pi * m$	$\pi * 1.5$	4.72
-----	-----------	-------------	-------------

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, p. 317, por Robert L. Mott, 2006, PEARSON Educación.

Sustituyendo los valores obtenidos a partir de la **Tabla VIII 9** la relación de contacto finalmente será:

$$m_f = \frac{\sqrt{(13.57)^2 - (11.28)^2} + \sqrt{(70.5)^2 - (64.28)^2} - 81 \text{ sen } 20^\circ}{4.72 \text{ cos } 20^\circ}$$

$$m_f = 1.67$$

El valor obtenido anteriormente es cómodamente mayor que el mínimo establecido que es 1.2 asegurando que, mientras el diente de una de las ruedas dentadas está en contacto, el 60% del diente del otro engranaje también lo está.

8.7.1.1.2. Especificaciones de la AGMA para los dientes de los engranajes de profundidad total

La mayoría de las características del diente de un engrane están estandarizadas en relación al módulo y el ángulo de presión. Las relaciones aplicables para el par de engranajes se presentan en la **Tabla VIII 10**.

Tabla VIII 10. Fórmulas características de un diente de engranes para un ángulo de presión de 20°

Geometría básica de engranajes rectos				
Propiedad	Símbolo	Fórmula	Resultado	
Addendum	a	$1 * m$	(1) (1.5)	1.5 mm
Dedendum	b	$1.25 * m$	(1.25) (1.5)	1.875 mm
Holgura	c	$0.25 * m$	(0.25) (1.5)	0.375 mm
Altura del diente	h_t	$a + b$	(1.5) + (1.875)	3.375 mm
Diámetro de paso de la corona	D_G	$N_g * m$	(92) (1.5)	138 mm
Diámetro de paso del piñón	D_P	$N_P * m$	(16) (1.5)	24 mm



Diámetro exterior de la corona	D_{OG}	$D_G + 2a$	$(138) + (2*1.5)$	141 mm
Diámetro exterior del piñón	D_{OP}	$D_P + 2a$	$(24) + (2*1.5)$	27 mm
Diámetro de raíz la corona	D_{RG}	$D_G - 2b$	$(138) - (2*1.375)$	134.25 mm
Diámetro de raíz del piñón	D_{RP}	$D_P - 2b$	$(24) - (2*1.375)$	20.25 mm
Diámetro de círculo base de la corona	D_{bG}	$D_G \cos \phi$	$138 \cos 20^\circ$	129.68 mm
Diámetro de círculo base del piñón	D_{bP}	$D_P \cos \phi$	$24 \cos 20^\circ$	22.55 mm
Distancia entre centros	C	$\frac{(N_G + N_P) * m}{2}$	$\frac{(92 + 16) * 1.5}{2}$	81 mm
Flanco o ancho del diente	F	$(8 - 12) * m$	$10*1.5$	15 mm

Fuente: *Diseño de elementos de máquinas*, p. 314, por Robert L. Mott, 2006, PEARSON Educación.

8.7.1.1.3. Fuerza tangencial (W_t) y radial (W_r) en el par de engranajes

Debido a que el sistema de transmisión de potencia es por engranajes, se determinan las fuerzas producidas por estos elementos que inciden en el eje. Estas son:

1. **Fuerza tangencial (W_t):** Fuerza que ejercen los dientes del piñón sobre el engrane.

$$W_t = \frac{T_0}{\left(D_P/2\right)}$$

Ecuación 18

Donde:

- D_p : Diámetro de paso del engranaje
- T_0 : Torque de diseño

2. **Fuerza radial (W_r):** Fuerza que actúa hacia el centro del engrane a lo largo de un radio, y que tiende a separar las dos ruedas engranadas.

$$W_r = W_t \tan \phi$$

Ecuación 19

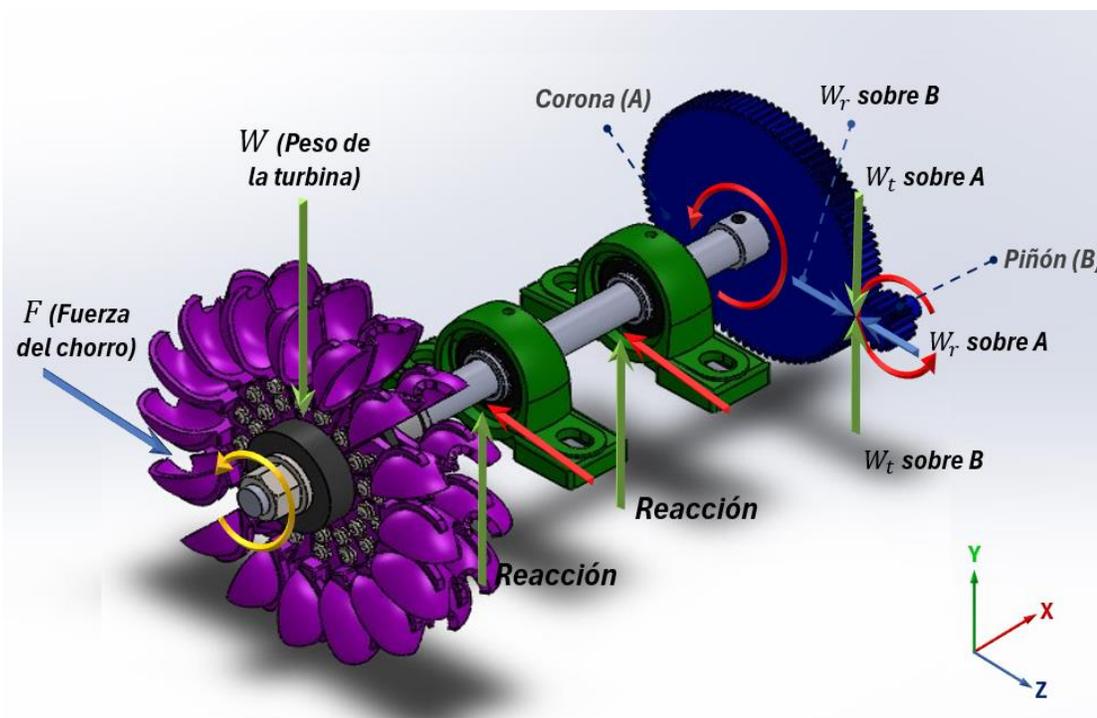
Donde:

- W_t : Fuerza tangencial
- ϕ : Ángulo de presión (seleccionado en base del apartado 8.7.1.1.3)

8.8. Flujo de potencia en el sistema

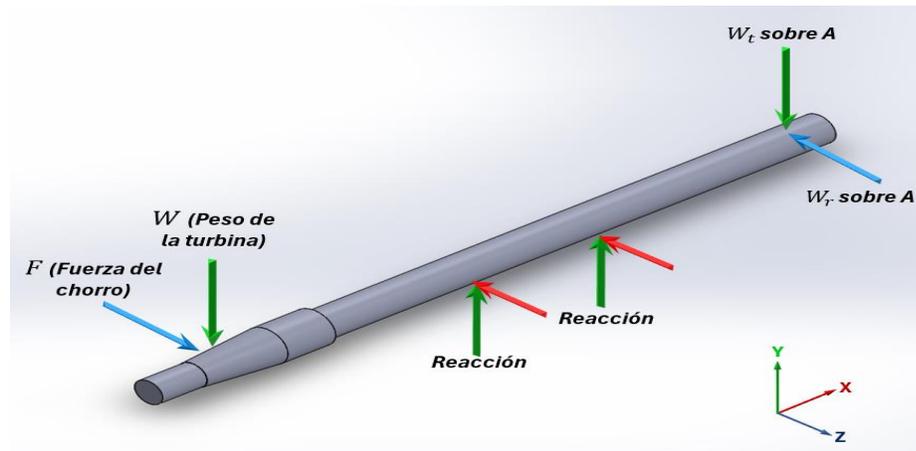
Para poder determinar las cargas descritas anteriormente es necesario hacer una descripción del flujo de potencia como se muestra en la **Figura VIII 9** en la cual se observa el sistema de transmisión con la ubicación de cada uno de sus elementos.

Figura VIII 9. Diagrama de flujo de potencia por engranaje en una TP



Fuente: Propia

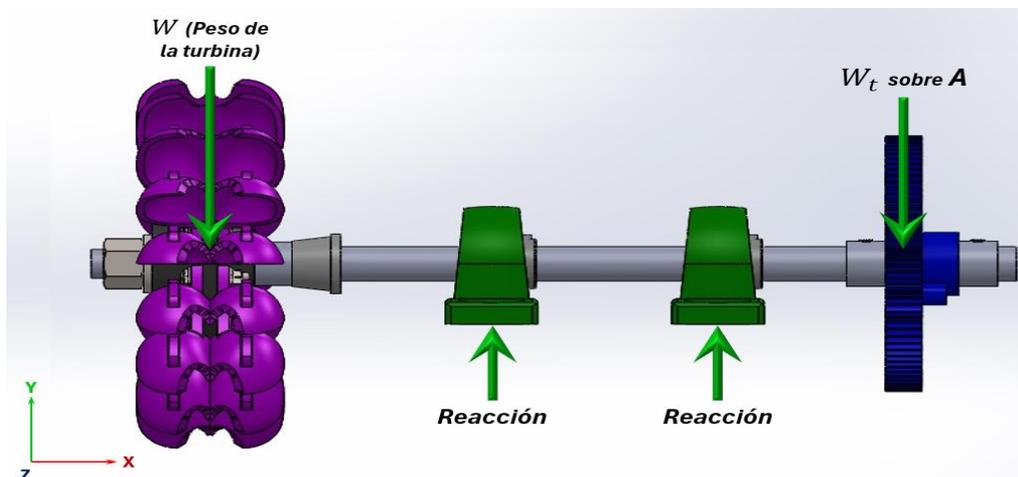
Figura VIII 10. Fuerzas que actúan sobre el eje de la turbina



Fuente: Propia

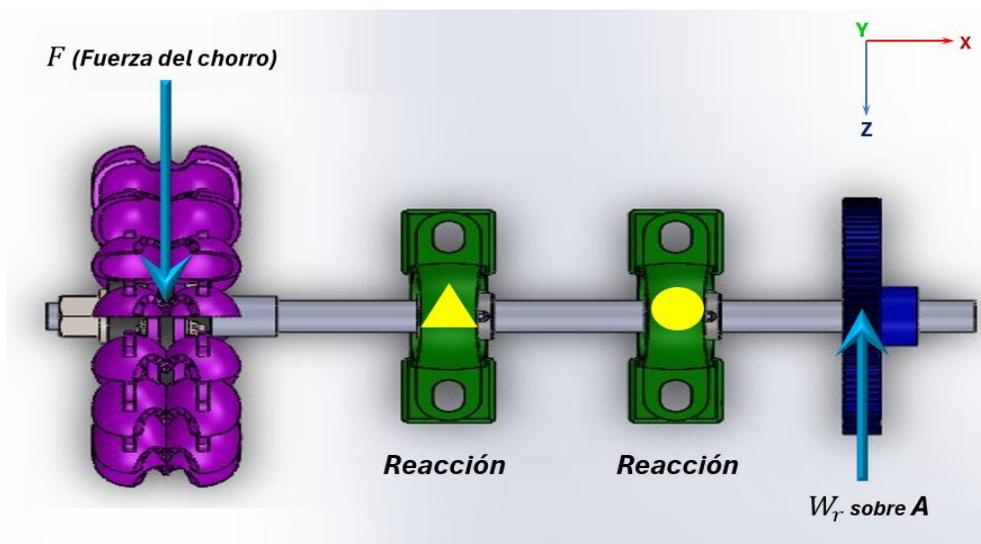
Con la ayuda de la descomposición de las fuerzas en el eje se logra observar que fuerzas actúan en cada plano para respectivamente analizarlas por separado, en este caso teniendo peso de la turbina (W), fuerza tangencial (W_t) en el plano XY y fuerza del chorro con fuerza radial (W_r) (Figura VIII 10) sobre la corona en el plano XZ como se observa en la Figura VIII 11 y Figura VIII 12 respectivamente.

Figura VIII 11. Fuerzas en el eje vistas desde el plano XY



Fuente: Propia

Figura VIII 12. Fuerzas en el eje vistas desde el plano XZ



Fuente: Propia

8.9. Comprobación del eje

El eje en la turbina es un componente importante debido a que como se menciona en el **apartado 5.3.3.5**, se encarga de transmitir la energía recibida de la turbina Pelton al sistema de transmisión de potencia haciendo posible la transformación de la energía, por esta razón es importante el correcto diseño de este elemento. Por tanto, se comprobará a continuación bajo el criterio de “*Goodman modificado*”.

8.9.1. Determinación de las cargas que actúan sobre el eje de la turbina de Aluminio

Para empezar la comprobación o validación es necesario determinar las cargas que actúan sobre el eje como consecuencia del peso de la turbina, la fuerza ejercida por el chorro, el torque, la fuerza tangencial y del piñón sobre la corona. La determinación de estos valores se detalla a continuación determinados primeramente a partir del diseño hecho de aluminio.

8.9.1.1. Cálculo de fuerza sobre la cuchara

Para determinar estas fuerza se utilizó la **Ecuación 1** y los valores de caudal determinado en el **apartado 7.1.1**, coeficiente de velocidad k_{c1} , la presión y velocidad angular tomados del **apartado 5.3.4.3**.



$$C_1 = 0.96 \sqrt{2(9.81 \text{ m/s}^2)(18.36 \text{ m})}$$

$$C_1 = 18.22 \text{ m/s}$$

A partir del valor obtenido de la **Ecuación 1**, se calcula el área:

$$A_0 = \frac{Q}{C_1} \quad \text{Ecuación 20}$$

Donde:

- Q : Caudal (m^3/s)
- C_1 : Velocidad absoluta del fluido (m/s)
- A_0 : Área del chorro (m)

$$A_0 = \frac{0.001707 \text{ m}^3/\text{s}}{18.22 \text{ m/s}}$$

$$A_0 = 0.000093 \text{ m}^2$$

Para obtener el valor del diámetro de chorro (d_0) se despeja la **Ecuación 21** obteniendo así la **Ecuación 22**.

$$A_0 = \frac{\pi(d_0)^2}{4} \quad \text{Ecuación 21}$$

$$d_0 = \sqrt{\frac{4(A_0)}{\pi}} \quad \text{Ecuación 22}$$

Donde:

- d_0 : Diámetro del chorro (m)
- A_0 : Área del chorro (m^2)

Por tanto d_0 será:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4(0.000093 \text{ m}^2)}{\pi}}$$

$$d_0 = 0.010 \text{ m} = 10 \text{ mm}$$

Posteriormente se utilizó el diámetro Pelton (DP) para calcular U .



$$U = \frac{DP * \pi * \omega}{60}$$

Ecuación 23

Donde:

- U : Velocidad tangencial del rodete (m/s)
- DP: Diámetro Pelton (m)
- ω : Velocidad angular (r.p.m)

Por tanto U será:

$$U = \frac{0.148 \text{ m} * \pi * 1000}{60}$$

$$U = 7.749 \text{ m/s}$$

De la **Ecuación 24** se obtiene el diámetro del círculo correspondiente al extremo de las aristas de corte (D_s).

$$D_s = DP + (2.4 - 2.8) d_0$$

Ecuación 24

Donde:

- D_s : Diámetro del círculo correspondiente al extremo de las aristas de corte (mm)
- DP: Diámetro Pelton (mm)
- d_0 : Diámetro del chorro (mm)

$$D_s = 148 \text{ mm} + (2.6)(10 \text{ mm})$$

$$D_s = 174 \text{ mm}$$

A continuación, se calculó el diámetro del círculo que corresponde a los puntos extremos exteriores de las cucharas (D_a) con la **Ecuación 25**.

$$D_a = D_s + (1.2) d_0$$

Ecuación 25

Donde:

- D_a : mm

$$D_a = 174 \text{ mm} + (1.2)(10 \text{ mm})$$

$$D_a = 186 \text{ mm}$$



Con los valores calculados anteriormente podemos determinar la velocidad relativa (w_1).

$$w_1 = C_1 - U_1 \quad \text{Ecuación 26}$$

Donde:

- w_1 : Velocidad relativa a la entrada (m/s)
- C_1 : Velocidad absoluta del fluido (m/s)
- U_1 : Velocidad tangencial del rodete (m/s)

$$w_1 = 18.22 - 7.749$$

$$w_1 = 10.471 \text{ m/s}$$

Con este valor se calcularon las fuerzas actuantes en la cuchara con la **Ecuación 27**.

$$F = \frac{\gamma}{g} * \frac{\pi}{4} (d_0^2 * 2)(w_1 - U)^2 \quad \text{Ecuación 27}$$

Donde:

- F : Fuerza de la cuchara (kgf)
- γ : Densidad del agua (kg/m^3)
- g : Constante de gravedad (m/s^2)
- d_0 : Diámetro del chorro (m)
- w_1 : Velocidad relativa en la entrada (m/s)
- U : Velocidad tangencial del rodete ($U = 0$ para el momento más crítico en m/s)

Entonces:

$$F = \left(\frac{1000 \text{ kg/m}^3}{9.81 \text{ m/s}^2} * \frac{\pi}{4} \right) [(0.01\text{m})^2 * 2](10.471 \text{ m/s} - 0 \text{ m/s})^2$$

$$F = 1.75 \text{ kgf} \approx 17.1617 \text{ N}$$

8.9.1.1.1. Cálculo de torque

$$T = \frac{F * D_s}{2} \quad \text{Ecuación 28}$$



Donde:

- T : Torque ($kgf * m$)
- F : Fuerza del chorro (kgf)
- D_s : Diámetro del círculo correspondiente al extremo de las aristas de corte (m)

$$T = \frac{1.75 \text{ kgf} * 0.174 \text{ m}}{2}$$

$$T = 0.152 \text{ kgf} * m \approx 13.1930 \text{ lb pulg}$$

Con el valor obtenido de la **Ecuación 28**, se calcula el torque de diseño con la **Ecuación 29** la cual tiene como valor de F.S (factor de servicio) de 1.25 para máquinas hidráulicas según recomendación de Jorge Caicedo en su libro diseño de elemento de máquinas.

$$T_0 = (T)(F.S) \quad \text{Ecuación 29}$$

$$T_0 = (0.152 \text{ kgf} * m)(1.25)$$

$$T_0 = 0.19 \text{ kgf} * m \approx 16.4913 \text{ lb pulg}$$

Otro valor incidente sobre el eje es el peso de la turbina y para esto es necesario determinar su volumen el cual se aproxima como un cilindro y se multiplica con el peso específico del material, siendo aluminio para este caso. Por tanto:

$$V = \frac{\pi(D_s)^2}{4} * (L) \quad \text{Ecuación 30}$$

$$V = \frac{\pi(0.174 \text{ m})^2}{4} * (0.060 \text{ m})$$

$$V = 0.0014 \text{ m}^3$$

Una vez obtenido el valor del volumen de la turbina de la **Ecuación 30**, se calculó su peso despejando la **Ecuación 31**.

$$\gamma = \frac{W}{V} \quad \text{Ecuación 31}$$

Por tanto, el peso (W) de la turbina será:



$$W = \gamma * V$$

Ecuación 32

Donde:

- W : Peso de la turbina (kgf)
- γ : Peso específico del material ($kgf * m^3$)
- V : Volumen de la turbina (m^3)

8.9.1.1.2. Peso de la turbina

$$W = (2700kgf/m^3)(0.0014 m^3)$$

$$W = 3.78 kgf \approx 37.06 N$$

8.9.1.1.3. Cálculo de las fuerzas tangencial (W_t) y radial (W_r) del piñón sobre la corona

Para calcular la fuerza tangencial y radial utilizamos la **Ecuación 18** y **Ecuación 19** respectivamente junto con el valor del torque del diseño (T_0) calculado y el diámetro de paso del piñón (D_G) tomado de la **Tabla VIII 10**.

✓ **Fuerza tangencial (W_t)**

$$W_t = \frac{0.19 kgf * m}{\left(\frac{0.138 m}{2}\right)}$$

$$W_t = 2.75 kgf \approx 27 N$$

✓ **Fuerza radial (W_r)**

$$W_r = 2.75 kgf \tan 20^\circ$$

$$W_r = 1 kgf \approx 9.8067 N$$

8.9.1.2. Determinación del factor de seguridad a partir del criterio de fatiga

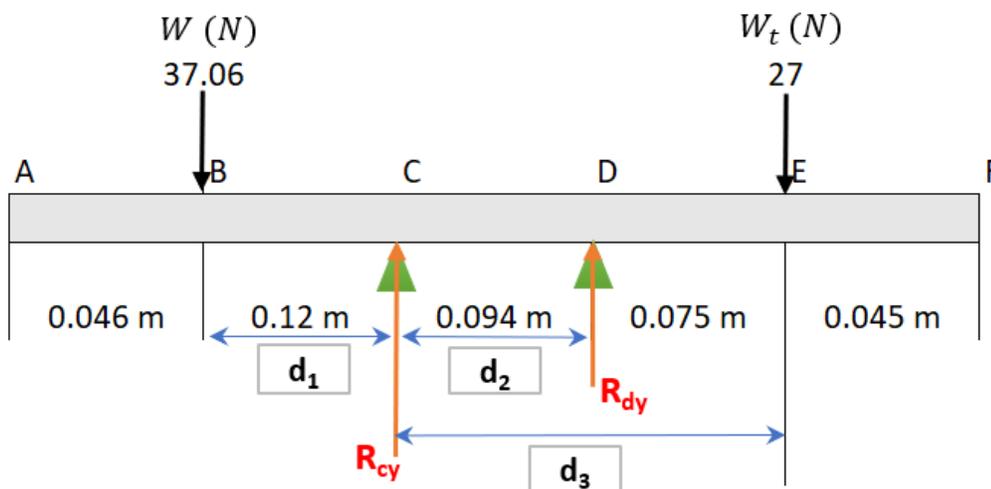
Para determinar el factor de seguridad se utilizaron las cargas actuantes sobre el eje. Para esto se realizó el siguiente procedimiento:

8.9.1.2.1. Construcción de diagramas

Se construyó el diagrama del eje con sus cargas y reacciones en los planos XY (¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.) y XZ (**Gráfico VIII 2**).

Gráfico VIII 1. Diagrama de fuerzas en el plano XY (TP de AL)

Plano XY



Fuente: Propia

8.9.1.2.1.1. Cálculo de reacciones para el plano XY

Para el cálculo de reacciones en el plano XY se procede a hacer cálculo de sumatoria de momento y sumatoria de fuerzas para obtener el valor de las reacciones R_{dy} y R_{cy} respectivamente. En este trabajo el momento en sentido horario es negativo y el sentido antihorario es positivo.

$$(W * d_1) + (R_{dy} * d_2) - (W_t * d_3) = 0$$

$$(37.06 \text{ N} * 0.12 \text{ m}) + (R_{dy} * 0.094 \text{ m}) - (27 \text{ N} * 0.169 \text{ m}) = 0$$

$$R_{dy} = \frac{-(W * d_1) + (W_t * d_3)}{d_2}$$

$$R_{dy} = \frac{-(37.06 \text{ N} * 0.12 \text{ m}) + (27 \text{ N} * 0.169 \text{ m})}{0.094 \text{ m}}$$

$$R_{dy} = 1.23 \text{ N}$$



✓ **Sumatoria de fuerzas ($\Sigma F=0$)**

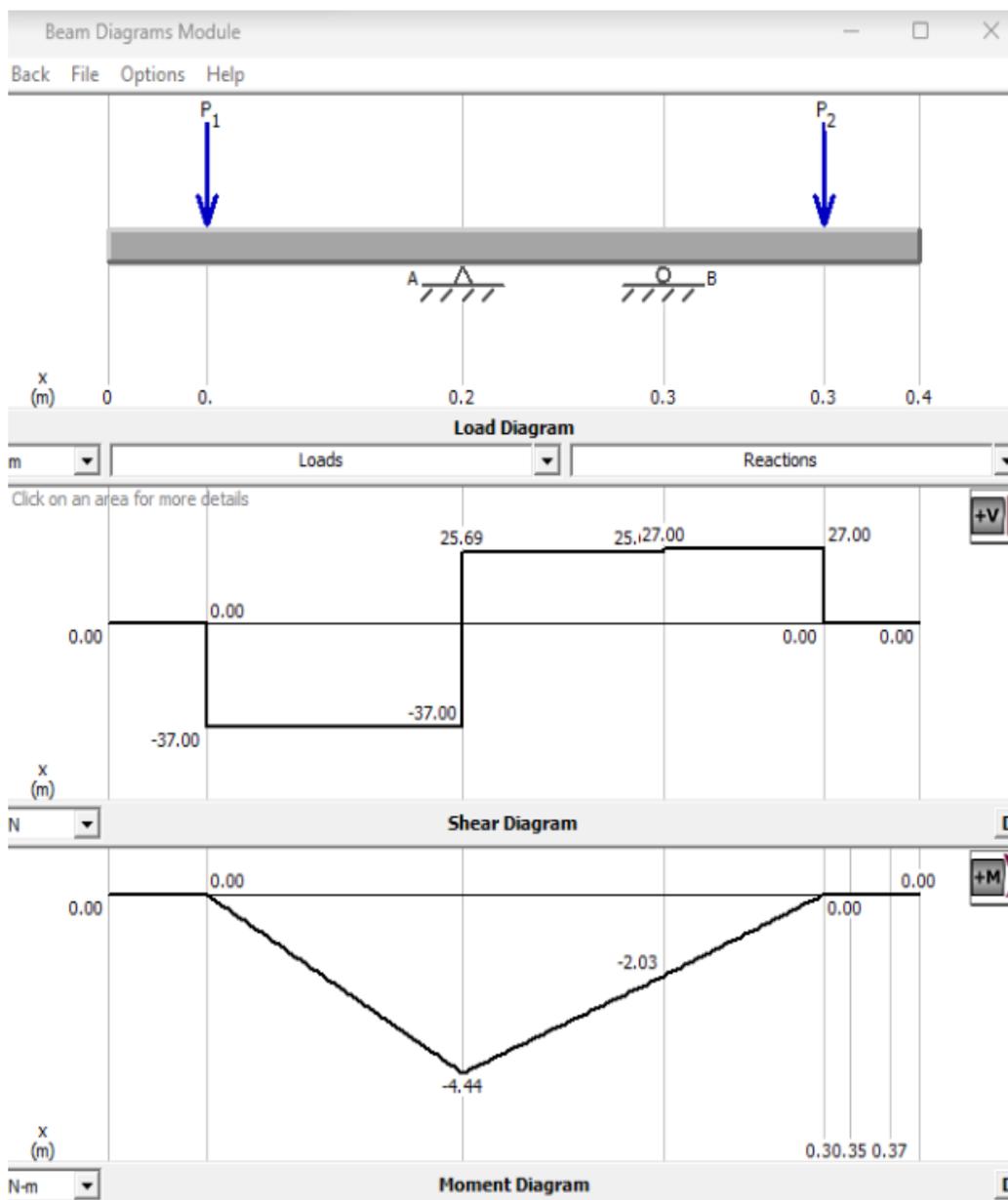
$$-W + R_{cy} + R_{dy} - W_t = 0$$

$$R_{cy} = W - R_{dy} + W_t$$

$$R_{cy} = +37.06 \text{ N} - 1.23 \text{ N} + 27 \text{ N}$$

$$R_{cy} = 62.83 \text{ N}$$

Gráfico VIII 1. Diagrama de cortante y momento en el plano XY (TP de AL)



Fuente: Propia



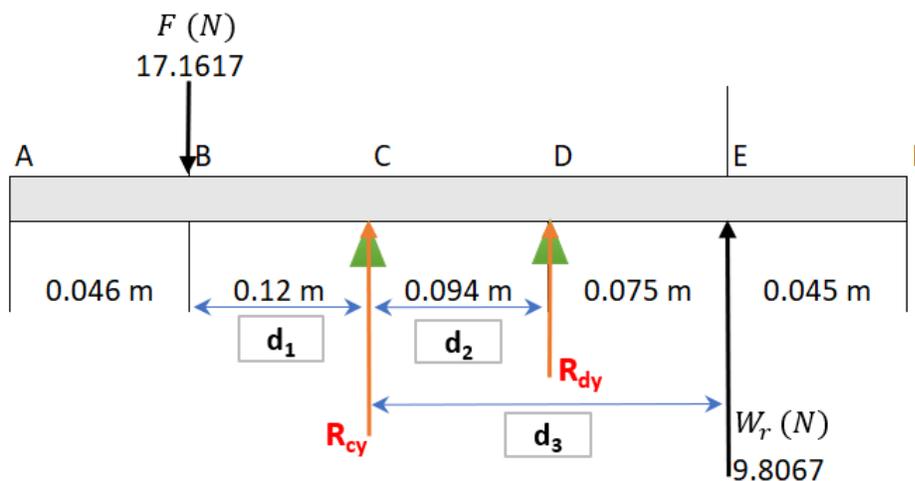
Momento máximo obtenido en el plano XY:

$$M_{\text{máx}(XY)} = -4.44 \text{ N.m}$$

$$M_{CS(XY)} = -1.7788 \text{ N.m}$$

Gráfico VIII 2. Diagrama de fuerzas en el plano XZ (TP de AL)

Plano XZ



Fuente: Propia

8.9.1.2.1.2. Cálculo de reacciones para el plano XZ

Para el cálculo de reacciones en el plano XZ también se procede a hacer cálculo de sumatoria de momento y sumatoria de fuerzas para obtener el valor de las reacciones R_{dy} y R_{cy} respectivamente.

$$(F * d_1) + (R_{dz} * d_2) + (W_r * d_3) = 0$$

$$(17.1617 \text{ N} * 0.12 \text{ m}) + (R_{dz} * 0.094 \text{ m}) + (9.8067 \text{ N} * 0.169 \text{ m}) = 0$$

$$R_{dz} = \frac{-(F * d_1) - (W_r * d_3)}{d_2}$$

$$R_{dz} = \frac{-(17.1617 \text{ N} * 0.12 \text{ m}) - (9.8067 \text{ N} * 0.169 \text{ m})}{0.094 \text{ m}}$$

$$R_{dz} = -39.53 \text{ N}$$

✓ **Sumatoria de fuerzas ($\sum F=0$)**

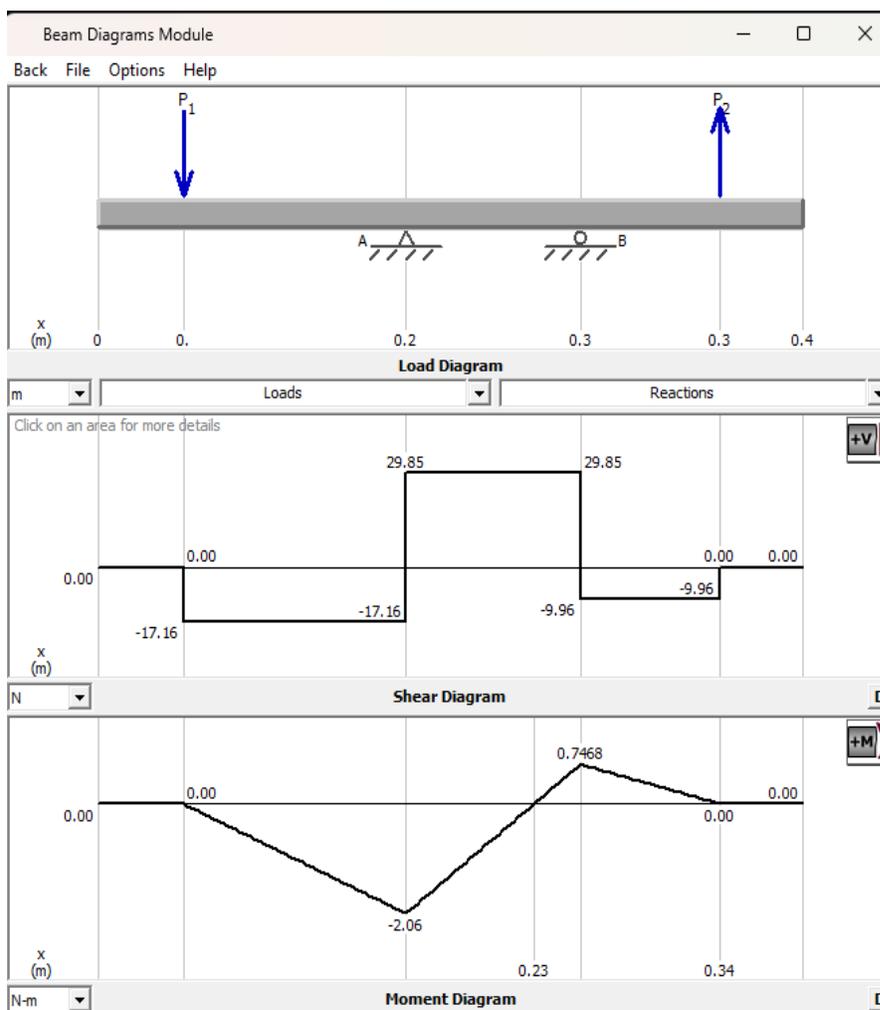
$$-F_z + R_{cz} + R_{dz} + W_r = 0$$

$$-17.1617 \text{ N} + R_{cz} - 39.53 \text{ N} + 9.8067 \text{ N} = 0$$

$$R_{cz} = 17.1617 + 39.53 \text{ N} - 9.8067 \text{ N}$$

$$R_{cz} = 46.88 \text{ N}$$

Gráfico VIII 1. Diagrama de cortante y momento en el plano XZ (TP de AL)



Fuente: Propia

Momento máximo obtenido en el plano XZ:

$$M_{\text{máx}}(XZ) = -2.06 \text{ N.m}$$

$$M_{CS}(XZ) = -0.8237 \text{ N.m}$$



Con los diagramas se logró determinar el momento máximo que actúa sobre el eje en cada plano, así como también los momentos en el cambio de sección (M_{CS}) a 0.48 m de la fuerza de la turbina, a partir de estos datos se calcularon 2 momentos resultantes los cuales se usarán más adelante en la ecuación de Goodman.

$$M_r = \sqrt{M_{m\acute{a}x\ xy}^2 + M_{m\acute{a}x\ xz}^2}$$

Ecuación 33

$$M_r = \sqrt{(-4.45)^2 + (-2.06)^2}$$

$$M_r = 4.9036\ N * m = 43.40\ lb * pulg$$

$$M_{CS} = \sqrt{(-1.7788)^2 + (-0.8257)^2}$$

$$M_{CS} = 1.9610\ N * m = 17.35\ lb * pulg$$

Para comprobar los cálculos de las reacciones y la realización de los diagramas de cortante que se muestran en este apartado (para ambas turbinas), se utilizó el software MDSolids (leer **apartado 5.5.2**) y adicional a esto, también se creó una hoja de Excel (ver **apéndice C**) cuya finalidad es la misma del software mencionado.

8.9.1.2.2. Uso de ecuaciones y gráficos

Luego de haber determinado el momento máximo y las reacciones gracias a los diagramas del **apartado 8.9.1.2.1**, se realizaron los siguientes cálculos usando como punto de partida los datos obtenidos sobre el material del eje el cual se menciona en el **apartado 7.4**.

Tabla VIII 11. Esfuerzo a la tensión S_{ut} y Resistencia a la fatiga S_y del acero AISI 1045

Acero AISI 1045			
S_{ut}		S_y	
MPa	Kpsi	MPa	Kpsi
725	105	415	60

Fuente: Propia



8.9.1.2.2.1. Límite de resistencia a la fatiga en una ubicación crítica o límite de resistencia a la fatiga modificada

A partir de los datos mostrados en la **Tabla VIII 11** se determinó el límite de resistencia a la fatiga en una viga rotatoria (S'_e) con la **Ecuación 34** (Revisar el **Anexo 9**) para posteriormente calcular el límite de resistencia a la fatiga modificada (S_e).

$$S'_e = 0.5 * S_{ut} \quad \text{Ecuación 34}$$

$$S'_e = 0.5 * 105 \text{ Kpsi}$$

$$S'_e = 52.5 \text{ Kpsi}$$

Una vez obtenido el valor de límite de resistencia a la fatiga en una viga rotatoria (S'_e) se calculó el límite de resistencia a la fatiga modificada con la **Ecuación 35** y los coeficientes explicados a continuación.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ecuación 35}$$

Para la resolución de la **Ecuación 35** es necesario calcular cada uno de los coeficientes que cuantifican:

✓ **Factor de modificación de superficie**

Con la **Ecuación 36** y los factores a y b (ver tabla 6-2 del **Anexo 10** escogido en base a que el eje es maquinado) se determinó el factor que modifica la superficie.

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad \text{Ecuación 36}$$

$$k_a = 2.7 * (91.4)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.8153$$

✓ **Factor de modificación del tamaño**

Revisar **Anexo 10**.



Ecuación 37

$$k_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107}$$

$$k_b = \left(\frac{0.7480}{0.3}\right)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.9068$$

✓ **Factor de carga**

Los factores de carga (k_c) como el factor de carga de torsión se utilizan si solamente la carga de torsión de fatiga es pura. (Ver **Anexo 10**), pero cuando se combina con otras cargas como la flexión se establece que el valor a utilizar sea 1 según las pruebas realizadas y que recomienda Robert L Mott (2006).

$$k_c = 1$$

✓ **Factor de temperatura**

Nisbett (2008) indica que “debido a que no se conoce el límite de resistencia a la fatiga se recomienda usar 1”. (p.286)

$$k_d = 1$$

✓ **Factor de confiabilidad**

Se usó una confiabilidad del 90% debido a que es un valor que puede llegar a cumplirse. Ver **Anexo 10**.

$$k_e = 0.897$$

✓ **Factor de efectos varios**

Según Nisbett (2008), explica que “para cualquier caso que en que no se ha mencionado el recubrimiento electrolítico, galvanizado, oxígeno disuelto en el electrolito, metalizado por aspersion, corrosión por frotamiento, asumir que k_f será 1”, por tanto:

$$k_f = 1$$



Por tanto, al sustituir los factores de la **Ecuación 35** se obtuvo que el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica (S_e) será:

$$S_e = 0.8153 * 0.9068 * 1 * 1 * 0.897 * 1 * 52,500$$

$$S_e = 34,816.14 \text{ PSI}$$

8.9.1.2.2.2. Concentración del esfuerzo y sensibilidad de la muesca

Debido a la existencia de irregularidades o discontinuidades como: orificios, ranuras o muescas, incrementan los esfuerzos teóricos es importante considerar este valor en el diseño.

✓ Cálculo de sensibilidad de la muesca

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad \text{Ecuación 38}$$

Donde:

- \sqrt{a} : Constante de Neuber (constante del material)
- r : Radio de chaflán de cambio de sección en el eje (Pulg)
- q : Sensibilidad de la muesca (para flexión)

✓ Constante de Neuber

$$\sqrt{a} = 0.246 - 3.08(10^{-3}) S_{ut} + 1.51(10^{-5}) S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8}) S_{ut}^3 \quad \text{Ecuación 39}$$

$$\sqrt{a} = 0.246 - 3.08(10^{-3})(105) + 1.51(10^{-5})(105)^2 - 2.67(10^{-8})(105)^3$$

$$\sqrt{a} = 0.058168 \text{ pulg}$$

Para la selección de esta relación se utilizó la recomendación mencionada por Shingley (2012) que menciona que “existe una variación significativa en la relación del diámetro del filete con el diámetro de perforación donde r/d tiene valores típicos entre 0.02 a 0.06”. En el caso de este trabajo se seleccionó 0.025 obteniendo así la siguiente ecuación.



$$\frac{r}{d} = 0.025$$

Ecuación 40

Por tanto:

$$r = (0.025)(d)$$

Ecuación 41

$$r = (0.025)(0.7480)$$

$$r = 0.0187$$

Donde:

- r : Radio de chaflán de cambio de sección en el eje (Pulg)
- d : Diámetro menor del eje en el cambio de sección (Pulg)

✓ **Relación de diámetros**

$$\frac{D_1}{d}$$

Ecuación 42

$$\frac{D_1}{d} = \frac{0.9448}{0.7480}$$

$$\frac{D_1}{d} = 1.2631$$

Donde:

- D_1 : Diámetro mayor del eje en el cambio de sección (Pulg)

La sensibilidad de la muesca será:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.058168}{\sqrt{0.0187}}}$$

$$q = 0.7015$$

8.9.1.2.3. Factor de concentración de esfuerzo

Para:

- $K_t = 2.4$

Ver



Anexo 11.

8.9.1.2.4. Factor de concentración de esfuerzo por fatiga

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad \text{Ecuación 43}$$

$$K_f = 1 + 0.7015 (2.4 - 1)$$

$$K_f = 1.9821$$

8.9.1.2.4.1. Factor de concentración de esfuerzo para torsión

Para:

- $K_{ts^1} = 1.9$

Ver

Anexo 11.

Se utiliza la ecuación constante de Neuber para q_s , entonces:

$$\sqrt{a} = 0.190 - 2.51(10^{-3})S_{ut} + 1.35(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3$$

$$\sqrt{a} = 0.190 - 2.51(10^{-3})(105) + 1.35(10^{-5})(105)^2 - 2.67(10^{-8})(105)^3$$

$$\sqrt{a} = 0.0443$$

Por tanto, q_s será:

$$q_s = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{0.0443}}{\sqrt{0.0187}}}$$

$$q_s = 0.7553$$

8.9.1.2.4.2. Factor de concentración de esfuerzo por fatiga

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante} (K_{ts} - 1)$$

¹ El subíndice "s" indica que los coeficientes son para el caso de torsión como el K_{fs} si no hay presencia del subíndice "s", se hace referencia a coeficientes de flexión K_t .



$$K_{fs} = 1 + 0.7553 (1.9 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.6797$$

Si q o $q_s = 0$, el material no tiene ninguna sensibilidad a la muesca, si q o $q_s < 0 < 1$, el material presenta alguna sensibilidad a la muesca, si q o $q_s = 1$ entonces el material tendría sensibilidad total a la muesca, en otras palabras, q o q_s permite conocer la susceptibilidad del material al recibir una muesca por algún esfuerzo.

8.9.1.3. Determinación del factor de seguridad para la turbina de AL

Para determinar el factor de seguridad (n) se utilizó la **Ecuación 44** (Criterio de Goodman modificada).

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad \text{Ecuación 44}$$

Donde:

- σ_a : Esfuerzo alternante (Psi)
- σ_m : Esfuerzo medio (Psi)
- S_e : Límite de resistencia a la fatiga modificada (Psi)
- S_{ut} : Resistencia última a la tensión (Psi)
- n : Factor de seguridad

Para obtener los valores de σ_a y σ_m :

$$\sigma_a = \frac{32 * k_f * M}{\pi * d^3} \quad \text{Ecuación 45}$$

$$\sigma_a = \frac{(32)(1.9821)(17.3516)}{\pi(0.7480)^3}$$

$$\sigma_a = 837.06 \text{ Psi}$$

Y para σ_m :

$$\sigma_m = \frac{\sqrt{3} * 16 * k_{fs} * T_0}{\pi * d^3} \quad \text{Ecuación 46}$$



$$\sigma_m = \frac{\sqrt{3}(16)(1.6797) * 16.4913}{\pi(0.7480)^3}$$

$$\sigma_m = 583.86 \text{ Psi}$$

Se sustituyen los valores y se despeja n de la **Ecuación 44** obteniendo el factor de seguridad:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad \text{Ecuación 47}$$

$$n = \frac{1}{\frac{837.06 \text{ Psi}}{34,816.14 \text{ Psi}} + \frac{583.86 \text{ Psi}}{105000 \text{ Psi}}}$$

$$n = 33.78$$

Este es el factor de seguridad para el momento en el cambio de sección. Para el momento máximo se calcula de la misma forma variando el esfuerzo de alternante (σ_a).

$$\sigma_a = \frac{(32)(1.9821)(43.40)}{\pi(0.7480)^3}$$

$$\sigma_a = 2093.68 \text{ Psi}$$

$$n = \frac{1}{\frac{2093.68 \text{ Psi}}{34,816.14 \text{ Psi}} + \frac{583.86 \text{ Psi}}{105000 \text{ Psi}}}$$

$$n = 15.22$$

8.9.2. Determinación de las cargas que actúan sobre el eje de la turbina de poliéster de glicol (PETG)

Para definir el factor de seguridad de la turbina de poliéster de glicol se realizó el mismo procedimiento desarrollado en el **apartado 8.9.1**.

8.9.2.1. Cálculo de la fuerza la cuchara

$$C_1 = 0.96 \sqrt{2(9.81 \text{ m/s}^2)(5.09 \text{ m})}$$



$$C_1 = 9.59 \text{ m/s}$$

A partir del valor obtenido de la anteriormente se calcula el área.

$$A_0 = \frac{0.001642 \text{ m}^3/\text{s}}{9.59 \text{ m/s}}$$

$$A_0 = 0.00001712 \text{ m}^2$$

Por tanto d_0 será:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 (0.00001712 \text{ m}^2)}{\pi}}$$

$$d_0 = \mathbf{0.01476 \text{ mm} \approx 14.76 \text{ mm}}$$

Luego de esto se calculó la velocidad tangencial

$$U = 0.44 \sqrt{2(9.81 \text{ m/s}^2)(5.09 \text{ m})}$$

$$\mathbf{U = 4.3970 \text{ m/s}}$$

Con el valor obtenido anteriormente y el uso de la **Ecuación 8**, se determinó el diámetro primitivo.

$$DP = \frac{(60)(4.3970 \text{ m/s})}{\pi(560 \text{ r.p.m})}$$

$$\mathbf{DP = 0.15 \text{ m} = 150 \text{ mm}}$$

A continuación, se calculó el diámetro del círculo correspondiente al extremo de las aristas de corte (D_s).

$$D_s = 150 \text{ mm} + (2.6)(14.76 \text{ mm})$$

$$\mathbf{D_s = 188.376 \text{ mm}}$$

Se calculó el diámetro del círculo que corresponde a los puntos extremos exteriores de las cucharas (D_a).

$$D_a = 188.376 \text{ mm} + (1.2)(14.76 \text{ mm})$$

$$\mathbf{D_a = 206.088 \text{ mm}}$$

Con los valores obtenidos anteriormente se determina la velocidad relativa en la entrada (w_1).



$$w_1 = 9.59 \text{ m/s} - 4.3970 \text{ m/s}$$

$$w_1 = 5.193 \text{ m/s}$$

Con este valor se calcularon las fuerzas actuantes en la cuchara. Entonces:

$$F = \left(\frac{1000 \text{ kg/m}^3}{9.81 \text{ m/s}^2} * \frac{\pi}{4} \right) [(0.01476 \text{ m})^2 * 2] (5.193 \text{ m/s} - 0 \text{ m/s})^2$$

$$F = 1.1977 \text{ kgf}$$

8.9.2.1.1. Cálculo de torque

$$T = \frac{1.1977 \text{ kgf} * 0.188 \text{ m}}{2}$$

$$T = 0.1125 \text{ kgf} * \text{m}$$

Con el valor obtenido del apartado 8.9.2.1.1, se calculó el torque de diseño.

$$T_0 = (0.1125 \text{ kgf} * \text{m})(1.25)$$

$$T_0 = 0.1406 \text{ kgf} * \text{m}$$

Se calculó el volumen de la turbina:

$$V = \frac{\pi(0.188\text{m})^2}{4} * (0.059 \text{ m})$$

$$V = 0.001637 \text{ m}^3$$

Una vez obtenido el volumen de la turbina se calculó su peso. Por tanto será:

8.9.2.1.2. Peso de la turbina

$$W = (1270 \text{ kgf/m}^3)(0.001637 \text{ m}^3)$$

$$W = 2.8156 \text{ kgf}$$

8.9.2.1.3. Cálculo de las fuerzas tangencial (W_t) y radial (W_r) del piñón sobre la corona

✓ Fuerza tangencial (W_t)

$$W_t = \frac{0.146 \text{ kgf} * \text{m}}{\left(\frac{0.138 \text{ m}}{2} \right)}$$

$$W_t = 2.0376 \text{ kgf} \approx 19.982 \text{ N}$$

✓ **Fuerza radial (W_r)**

$$W_r = 2.0376 \text{ kgf} \tan 20^\circ$$

$$W_r = 0.7416 \text{ kgf} \approx 7.2726 \text{ N}$$

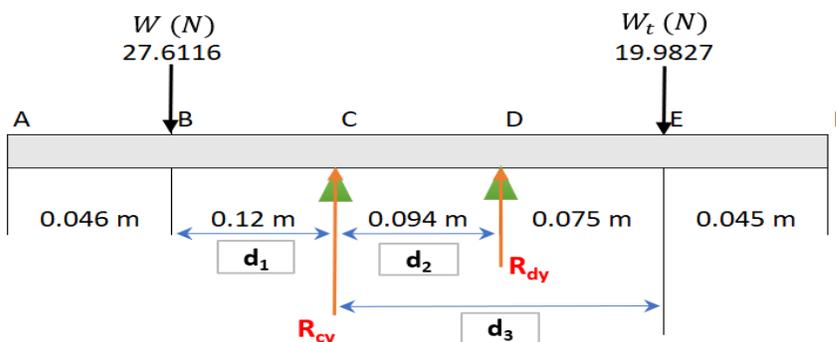
8.9.2.2. Determinación del factor de seguridad a partir del criterio de fatiga

8.9.2.2.1. Construcción de diagramas

Al igual que en el apartado 8.9.1.2.1, se construyeron los diagramas del eje con sus respectivas cargas y reacciones en los planos XY (**Gráfico VIII 1**) y XZ (**Gráfico VIII 2**).

Gráfico VIII 1. Diagrama de fuerzas en el plano XY (TP de PETG)

Plano XY



Fuente: Propia

8.9.2.2.1.1. Cálculo de reacciones para el plano XY

$$(W * d_1) + (R_{dy} * d_2) - (W_t * d_3) = 0$$

$$(27.6116 \text{ N} * 0.12 \text{ m}) + (R_{dy} * 0.094 \text{ m}) - (19.9827 \text{ N} * 0.169 \text{ m}) = 0$$

$$R_{dy} = \frac{-(W * d_1) + (W_t * d_3)}{d_2}$$

$$R_{dy} = \frac{-(27.6116 \text{ N} * 0.12 \text{ m}) + (19.9827 \text{ N} * 0.169 \text{ m})}{0.094 \text{ m}}$$

$$R_{dy} = 0.68 \text{ N}$$

✓ **Sumatoria de fuerzas ($\sum F=0$)**

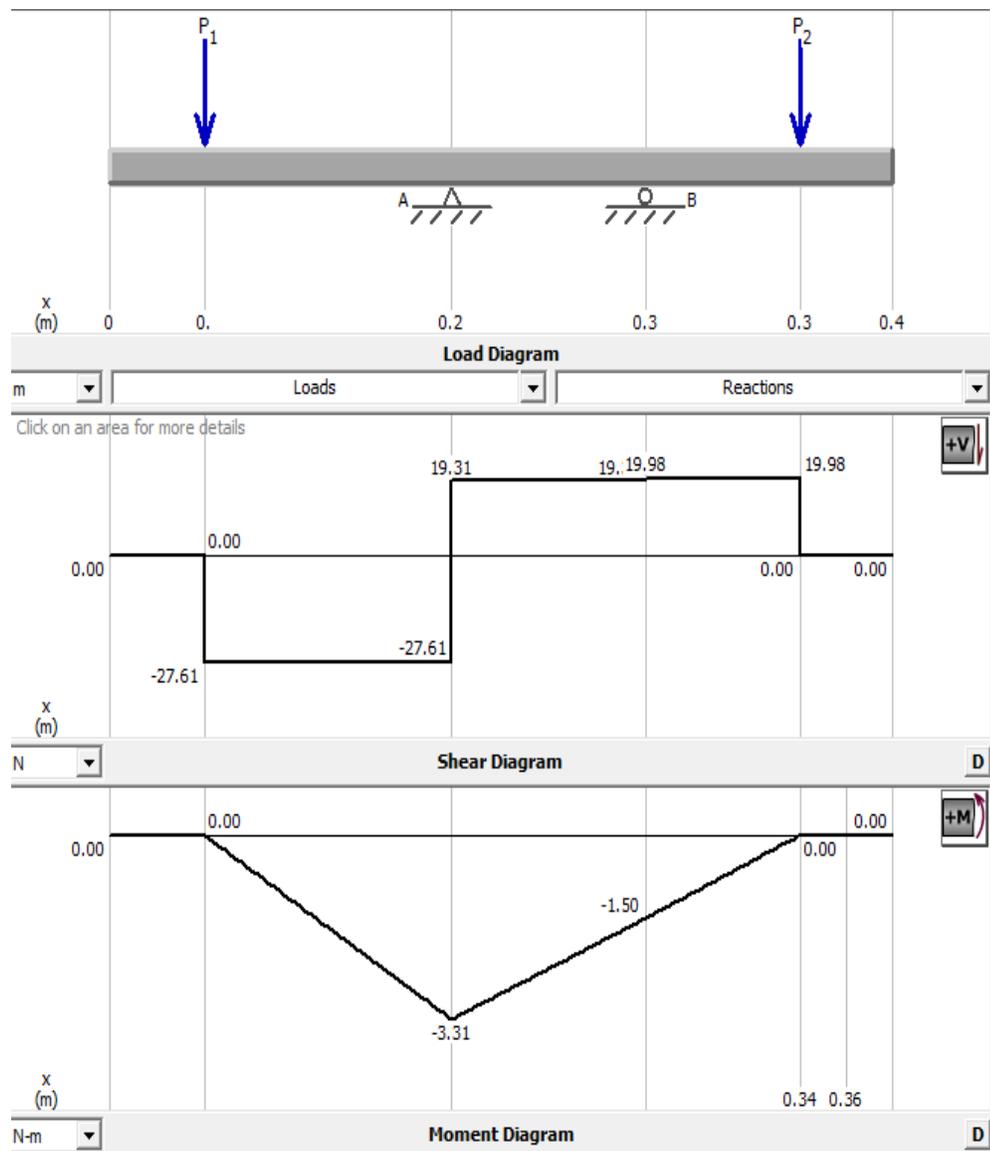
$$-W + R_{cy} + R_{dy} - W_t = 0$$

$$-27.6116 \text{ N} + R_{cy} + 0.68 \text{ N} - 19.9827 \text{ N} = 0$$

$$R_{cy} = 27.6116 - 0.68 \text{ N} + 19.9827 \text{ N}$$

$$R_{cy} = 46.92 \text{ N}$$

Gráfico VIII 1. Diagrama de cortante y momento en el plano XY (TP de PETG)



Fuente: Propia

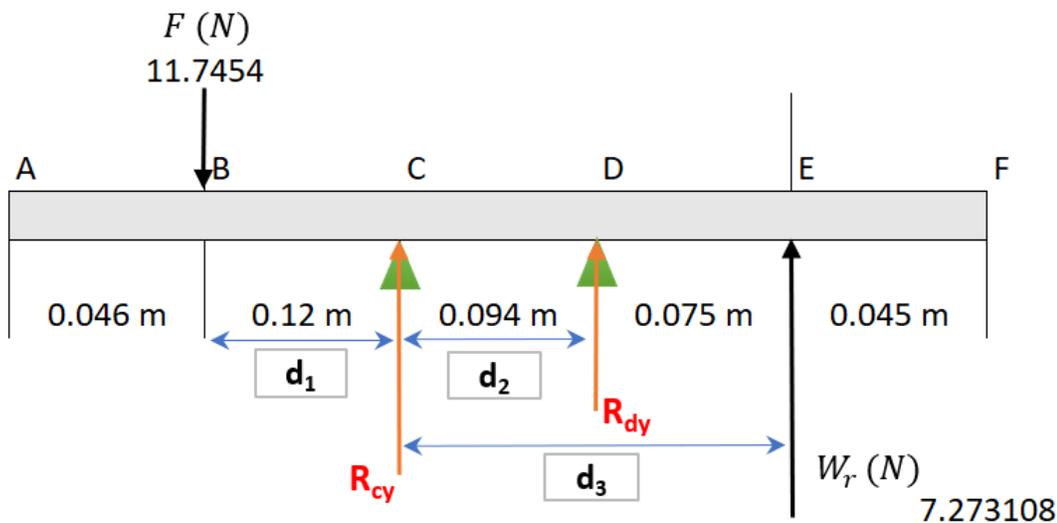
Momento máximo obtenido en el plano XY:

$$M_{m\acute{a}x(XY)} = -3.31 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{CS(XY)} = -1.3253 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Gráfico VIII 2. Diagrama de fuerzas en el plano XZ (TP de PETG)

Plano XZ



Fuente: Propia

8.9.2.2.1.2. Cálculo de reacciones para el plano XZ

$$(F * d_1) + (R_{dz} * d_2) - (W_r * d_3) = 0$$

$$(11.7454 \text{ N} * 0.12 \text{ m}) + (R_{dz} * 0.094 \text{ m}) - (7.273108 \text{ N} * 0.169 \text{ m}) = 0$$

$$R_{dz} = \frac{-(F * d_1) + (W_r * d_3)}{d_2}$$

$$R_{dz} = \frac{-(11.7454 \text{ N} * 0.12 \text{ m}) + (7.273108 \text{ N} * 0.169 \text{ m})}{0.094 \text{ m}}$$

$$R_{dz} = -28.07 \text{ N}$$

✓ Sumatoria de fuerzas ($\sum F=0$)

$$-F_z + R_{cz} + R_{dz} + W_r = 0$$

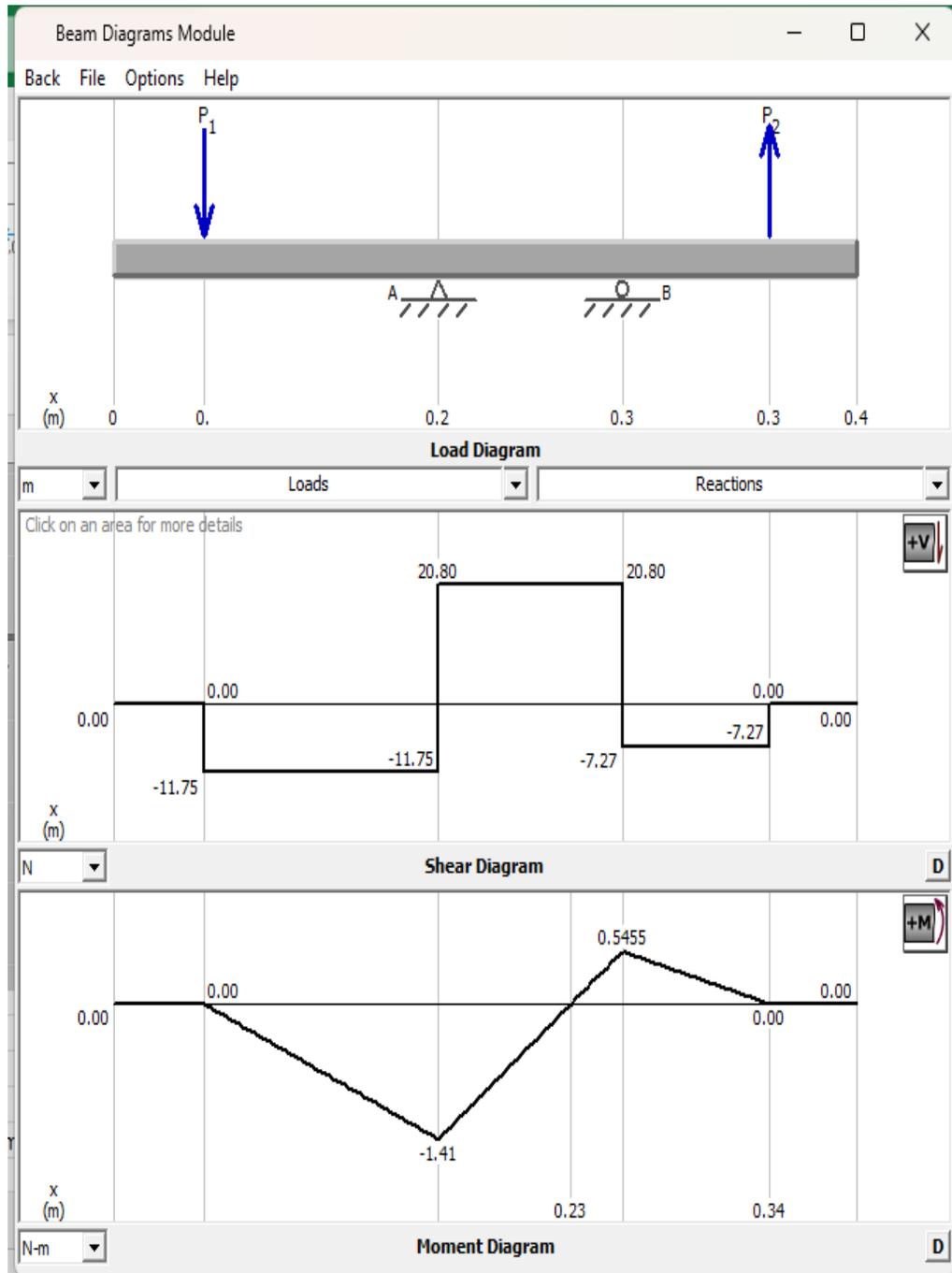
$$-11.7454 \text{ N} + R_{cz} - 28.07 \text{ N} - 7.273108 \text{ N} = 0$$

$$R_{CZ} = F_z - R_{dz} - W_r$$

$$R_{CZ} = 11.7454 \text{ N} + 28.07 \text{ N} - 7.273108 \text{ N}$$

$$R_{CZ} = 32.54 \text{ N}$$

Gráfico VIII 1. Diagrama de cortante y momento en el plano XZ (TP de PETG)



Fuente: Propia



Momento máximo obtenido en el plano XZ:

$$M_{m\acute{a}x(XZ)} = -1.41 N \cdot m$$

$$M_{CS(XZ)} = -0.5637 N \cdot m$$

Se repite el mismo cálculo del apartado 8.9.1.2.1.

$$M_r = \sqrt{(-3.31)^2 + (-1.41)^2}$$

$$M_r = 3.6 N \cdot m = 31.86 lb \cdot pulg$$

$$M_{CS} = \sqrt{(-1.3253)^2 + (-0.5637)^2}$$

$$M_{CS} = 1.4402 N \cdot m = 12.7468 lb \cdot pulg$$

8.9.2.2.2. Uso de ecuaciones y gráficos

Debido a que el eje mantiene su geometría y el análisis por fatiga depende de la misma los factores no cambian, por tanto, el procedimiento de cálculo es el mismo que se desarrolló en el apartado 8.9.1.2.2 a excepción del cálculo del factor de seguridad de la turbina PETG.

8.9.2.3. Determinación del factor de seguridad para la turbina de PETG

Para obtener los valores de σ_a y σ_m con el momento en el cambio de sección:

$$\sigma_a = \frac{(32)(1.9821)(12.7480)}{\pi(0.7480)^3}$$

$$\sigma_a = 614.98 Psi$$

Y para σ_m :

$$\sigma_m = \frac{\sqrt{3}(16)(1.6797) * 12.2035}{\pi(0.7480)^3}$$

$$\sigma_m = 432.05 Psi$$

Por tanto, el factor de seguridad será:

$$n = \frac{1}{\frac{614.98 Psi}{34,816.14 Psi} + \frac{432.05 Psi}{105000 Psi}}$$



$$n = 45.91$$

Y para el momento máximo:

$$\sigma_a = \frac{(32)(1.9821)(31.86)}{\pi(0.7480)^3}$$

$$\sigma_a = 1,536.97 \text{ Psi}$$

$$n = \frac{1}{\frac{1,536.97 \text{ Psi}}{34,816.14 \text{ Psi}} + \frac{432.05 \text{ Psi}}{105000 \text{ Psi}}}$$

$$n = 20.72$$

El resultado obtenido de los factores de seguridad nos indica que el eje no fallara por fatiga con ninguna de las turbinas puesto que solamente cuando los valores son menores a **1.5** tienden a fallar, Mientras que los mayores a 2 indican que el eje es capaz de soportar la carga real sin fallar.

El cálculo de la fatiga en este trabajo se realizó por el método de Goodman modificado, debido a que se utiliza comúnmente cuando se espera que el eje esté sometido a tensiones alternas y cargas cíclicas. Además de ser uno de los métodos aprendido en la asignatura de diseños de elementos de máquinas II de la carrera de ingeniería mecánica.

8.9.3. Comprobación de la geometría de los engranajes

Debido a la selección arbitraria del módulo y su repercusión en la geometría como se menciona en el **apartado 8.7.1.1.1.2**, fue necesario comprobar las dimensiones de los engranajes los cuales se realizaron de ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno). Para esto se usó el criterio de la tensión actuante en el pie del diente (**Ecuación 48**) recomendada por Moya y Velázquez (2007) y similar a la de Dvorak, Faires y Kelley.

$$\sigma = \frac{W_t * C_s}{m * F * Y * n} < [\sigma]$$

Ecuación 48

Donde:

- W_t : Fuerza tangencial (N)



- C_s : Factor de servicio (Revisar **Anexo 12**)
- m : Módulo
- F : Ancho del engranaje del diente (mm)
- Y : Factor de Lewis (Revisar **Anexo 12**)
- n : Factor de seguridad (1.35)
- $[\sigma]$: Tensión admisible del material (MPa)
- σ : Tensión actuante en el pie del diente (MPa)

Los valores de tensión admisible del material, el factor de servicio y factor de Lewis son de las tablas que aparecen en el **Anexo 12** respectivamente.

Se realizó el cálculo para la corona de aluminio porque se conoce su fuerza tangencial y es mayor que la de poliéster de glicol, por tanto, al sustituir valores σ será:

$$\sigma = \frac{27 N * 0.8}{1.5 * 15 mm * 0.442 * 1.35} < [\sigma]$$

$$\sigma = 1.60 Mpa < 27.7 MPa$$

Se observa que el valor calculado cumplía con el criterio asegurado el funcionamiento de los engranajes según su geometría, también cabe mencionar que el factor de seguridad (n) varía de 1 a 1.7 según los autores y se seleccionó el valor medio de 1.35 para este trabajo.

8.10. Comprobación de los rodamientos y su chumacera

Para la comprobación de los rodamientos se realizaron cálculos a partir de la capacidad de carga y la geometría de estos. El proceso de cálculo se detalla a continuación.

8.10.1. Carga radial (R)

Para determinar la carga radial que actúa en cada uno de los rodamientos se hizo sumatoria de fuerzas de las reacciones las cuales se obtuvieron en los **apartados 8.9.1.2.1** y **8.9.2.2.1**. El cálculo se realizó solo para la de aluminio por ser la que genera mayor carga radial de las turbinas.



$$R_d = \sqrt{(R_{dy})^2 + (R_{dz})^2}$$

$$R_d = \sqrt{(1.23 \text{ N})^2 + (62.83 \text{ N})^2}$$

$$\mathbf{R_d = 39.82 \text{ N}}$$

$$R_c = \sqrt{(R_{cy})^2 + (R_{cz})^2}$$

$$R_c = \sqrt{(-62.83 \text{ N})^2 + (46.88 \text{ N})^2}$$

$$\mathbf{R_c = 78.39 \text{ N}}$$

8.10.2. Determinación de la carga de diseño sobre el rodamiento (P_R)

El método para determinar la carga equivalente cuando sólo se aplica una carga radial (R), considera si lo que gira es la pista interior o la exterior.

$$P_R = V_R * R$$

Ecuación 49

Donde:

- V_R : Factor de rotación
- R: Carga radial

Por tanto, P_R será:

$$P_R = 1 * 78.39 \text{ N}$$

$$\mathbf{P_R = 78.39 \text{ N}}$$

8.10.3. Especificación de la duración de diseño (L_d)

La especificación de la duración de diseño se realizó según la tabla 14-4 del **Anexo 13** en la cual se escoge este valor en dependencia de la aplicación que tendrá el rodamiento y posteriormente se seleccionó la aplicación para “motores eléctricos, sopladores industriales y máquinas industriales en general” debido a que las turbinas en las micro centrales hidroeléctricas pertenecen a esta categoría y se seleccionó el valor máximo (25,000 horas) del rango ya que esto permite un cálculo más conservador en la **Ecuación 50**.

$$L_d = (h) * (r.p.m) * (60 \text{ min/h})$$

Ecuación 50



$$L_d = (25,000) * (1000) * (60 \text{ min/h})$$

$$L_d = 1.5 \times 10^9$$

8.10.4. Cálculo de la capacidad de carga dinámica básica requerida (C_d)

Se omitió el cálculo de la carga dinámica básica del otro rodamiento debido a que la mayor carga es la explicada anteriormente en el apartado 8.10.1 y porque tanto la turbina de plástico como la de aluminio utilizan los mismos rodamientos, por tanto, solo fue necesaria la de aluminio para comprobar la funcionalidad de estos elementos.

$$C_d = P(L_d / 10^6)^{1/k^2} \quad \text{Ecuación 51}$$

$$C_d = 0.07839 \text{ kN} (1.5 \times 10^9 / 10^6)^{1/3}$$

$$C_d = 0.8973 \text{ kN}$$

8.10.5. Selección del rodamiento según C_d y geometría del eje

Luego de haber determinado la carga C_d en cada uno de los rodamientos se comprueba que el rodamiento seleccionado soporta esta carga, en nuestro caso el UCP- 204-12 cumple con esto ya que la carga dinámica básica permisible es de 12.7 kN, además, su diámetro interior es de 19.05 mm. Estas condiciones permiten la comprobación de dicho rodamiento para su selección. El conjunto total es UCP- 204-12 (especificaciones de los rodamientos en el Anexo 14).

8.11. Otros elementos

Aparte de la metodología de rediseño de los componentes mencionados previamente, también fue necesario el reemplazo de otros elementos con el fin de mejorar las condiciones del banco didáctico y corregir las fallas que se presentaron con las acciones correctivas de la **Tabla VII 1** . Estos cambios se resumen en **Tabla VIII 12** que se muestra a continuación.

² El valor de $k=3$ para los rodamientos de bolas. Mott, Robber L. *Diseño de Elementos de Máquinas*, México, PEARSON Educación, 2006. p.606.

Tabla VIII 12. Reemplazo de elementos

No	Elemento	Cambio realizado	Ilustración
1	Plataformas inferior y superior	Se reemplazaron las plataformas por una plataforma de acero con más espesor ($\frac{1}{8}$ ").	
2	Estructura	Se agregaron soportes para disminuir el claro, aportar más rigidez y evitar deflexiones debido al peso.	
3	Manómetro (de glicerina)	Se cambió por un manómetro de glicerina para mejorar la precisión de lectura de la presión del fluido (agua).	
4	Soportes	Se cambiaron por unos perfiles de $1 \frac{1}{16}$ " y fueron soldados a la plataforma superior.	

5	Tanque de agua	Fue reemplazado por un tanque de plástico. (30 galones)	
6	Tolva	Este elemento a diferencia de los demás, fue agregado para controlar la caída de agua hacia el tanque.	
7	Válvula de globo	Para regular el caudal se agregó a la tubería una válvula de globo a la cual se le añadió también un transportador para saber a cuánto se abre.	
8	Filtro	Se instaló un filtro para evitar que el flujo de agua que corre por las tuberías hacia la bomba llegue sucia.	

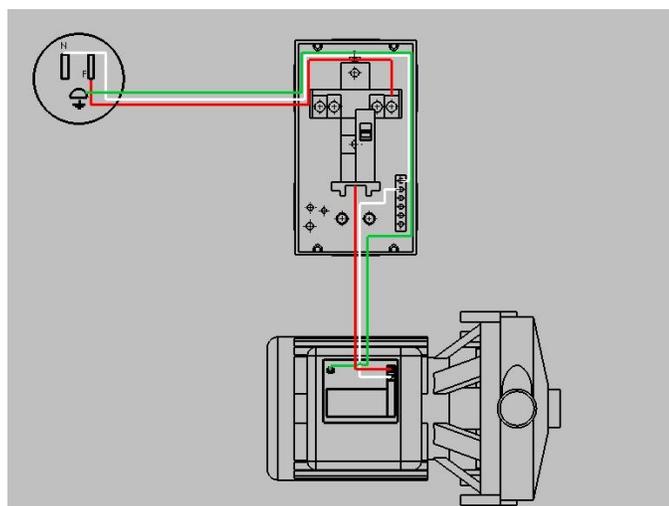
9.	Retenedores	Se fijaron estos elementos a la corona debido a las vibraciones para que esta no se mueva de su lugar y mantenga su alineación con el piñón que se encuentra acoplado al generador.	
----	--------------------	---	---

Fuente: Propia

Para la transformación de energía mecánica producida en el eje se describieron los elementos que hacen posible la transformación de energía.

Para el accionamiento de la bomba en el banco didáctico se realizó una conexión eléctrica hacia un panel de breakers con la finalidad de proteger el circuito. El diagrama de conexión eléctrica se muestra en la **Figura VIII 13**.

Figura VIII 13. *Conexión eléctrica para accionar la bomba*



Fuente: Propia

El motor DC es el encargado del proceso de transformación de la energía convirtiéndola en corriente directa aprovechando la energía mecánica proveniente del eje de la turbina que luego es amplificada por un par de engranajes obteniendo así la fuente externa que haga girar su eje a las revoluciones por minuto necesarias.

Cabe recalcar que debido al uso de un motor DC como generador ocurre un fenómeno llamado “fuerza contraelectromotriz” (contra fem). Este fenómeno es la carga que induce una corriente contraria a la del generador oponiéndose a este, mientras mayor sea la carga, mayor será la contra fem. Ver **Figura VIII 14**.

Figura VIII 14. Motor DC



Fuente: Propia

Se añadió al sistema un inversor que es un dispositivo electrónico que cambia o transforma la tensión de entrada de la corriente continua o también llamada corriente directa del motor en una tensión simétrica (cuadrada, senoidal o triangular) de corriente alterna como se observa en la **Figura VIII 15**, esta luego es aprovechada de distintas formas, por ejemplo: encender una lámpara o cargar un teléfono.

Figura VIII 15. Inversor



Fuente: Propia



Como se mencionó en el **apartado 6.3.2** se colocó este dispositivo con el fin de obtener la salida de electricidad en corriente alterna (AC) siendo este el tipo de señal producida en las centrales hidroeléctricas y como menciona Torrente Artero (2013) es el tipo de corriente que llega a los hogares y empresas proveniente de la red eléctrica general. Esto es así porque la corriente alterna es más fácil y eficiente de transportar a lo largo de grandes distancias (ya que sufre menos pérdidas de energía) que la corriente continua. Además, la corriente alterna puede ser convertida a distintos valores de tensión.

El rediseño final de las piezas del banco didáctico mencionados en los acápites anteriores como engranajes, rodete, cucharas, carcasa, sistema de tuberías y su respectivo ensamble se pueden apreciar en el **Anexo 15**. Al final del documento se pueden apreciar 15 planos los cuales sustentan el resultado del rediseño del banco didáctico detallado en este capítulo.



IX. Pruebas de ensayo y simulación de dinámica de fluidos computacional

En este capítulo se analizaron los comportamientos de las turbinas (PETG y aluminio) por medio de cálculos teóricos en base a valores obtenidos en mediciones realizadas en pruebas de ensayo del banco didáctico y análisis CFD en el software Simulia XFlow.

9.1. Mediciones realizadas en el banco didáctico

Las mediciones realizadas fueron para obtener valores de presión, caudal, velocidad angular del eje y voltaje. Estas se hicieron a diferentes ángulos de apertura de la válvula (de globo) y en condiciones de generación de energía de un motor de corriente directa (DC) y un inversor corriente alterna (AC) para su respectiva recopilación en las **tablas IX 1, IX 2, IX 3, y IX 4.**

Tabla IX 1. Mediciones en DC (TP PETG)

Turbina Pelton PETG				
<i>Mediciones sin consumo de energía</i>				
Ángulo de apertura	Presión (P)	Velocidad (ω)	Caudal (Q)	Voltaje (v)
°	m.c.a	r.p.m	lts/min	Volt
90	4.59	696.35	104.34	17.06
80	5.10	685.525	104.34	16.884
70	5.63	678.675	104.34	16.63
60	7.04	670.2125	98.52	16.534
50	11.26	614.33	89.22	16.32
40	19.01	443.8875	64.88	9.384
35	22.53	43.4875	53.34	1.664

Fuente: Propia

Tabla IX 2. Mediciones en DC (TP AL)

Turbina Pelton de aluminio				
<i>Mediciones sin consumo de energía</i>				
Ángulo de apertura	Presión (P)	Velocidad (ω)	Caudal (Q)	Voltaje (v)
°	m.c.a	r.p.m	lts/min	Volt
90	4.59	695.5	104.34	17.09
80	5.10	680.7375	104.34	16.932
70	5.63	668.25	104.34	16.75
60	7.04	657.6625	98.52	16.658



50	11.26	596.6875	89.22	16.444
40	19.01	418.72625	64.88	10.42
35	22.53	39.55125	53.34	1.6936

Fuente: Propia

Tabla IX 3. Mediciones en AC (TP AL)

Turbina Pelton AL				
<i>Mediciones con consumo de energía</i>				
Ángulo de apertura	Presión (P)	Velocidad (ω)	Caudal (Q)	Voltaje (v)
°	m.c.a	r.p.m	lts/min	Volt
90	4.59	525.10	104.34	128.79
80	5.10	520.25	104.34	128.42
70	5.63	515.76	104.34	128.08
60	7.04	513.23	98.52	127.89
50	11.26	460.38	89.22	119.55

Fuente: Propia

Tabla IX 4. Mediciones en AC (TP de PETG)

Turbina Pelton PETG				
<i>Mediciones con consumo de energía</i>				
Ángulo de apertura	Presión (P)	Velocidad (ω)	Caudal (Q)	Voltaje (v)
°	m.c.a	r.p.m	lts/min	Volt
90	4.59	523.11	104.34	130.10
80	5.10	512.14	104.34	128.83
70	5.63	509.11	104.34	128.47
60	7.04	507.99	98.52	128.35
50	11.26	454.86	89.82	120.45

Fuente: Propia

A partir de los datos de las **tablas IX 1, IX 2, IX 3, y IX 4** se construyó un archivo de Excel (revisar **apéndice D**) en la cual se calcularon los valores de parámetros importantes y de los triángulos de velocidades de las turbinas Pelton como: velocidad tangencial del rodete (U), velocidad absoluta del fluido (C_1),



Velocidad relativa (ω), fuerza en las cucharas (F), torque (T), potencia efectiva (P_{efect}), eficiencia hidráulica (n_h), altura neta (H_n) y potencia neta (P_n).

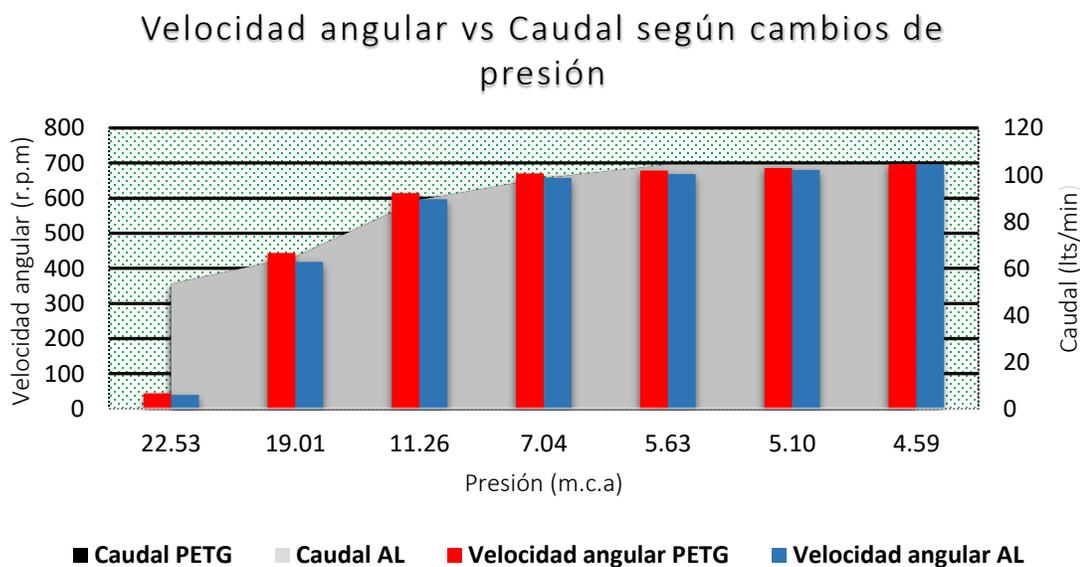
9.1.1. Análisis de variables en corriente directa (DC)

Tabla IX 5. Principales parámetros de funcionamiento de una turbina Pelton en DC

Apertura de la válvula		Caudal (Q)	Presión (P)	Turbina PETG	Turbina AL
				Velocidad angular (ω)	Velocidad angular (ω)
°	%	lts/min	m.c.a	r.p.m	r.p.m
35	39	53.34	22.53	43.49	39.55
40	44	64.88	19.01	443.89	418.73
50	56	89.22	11.26	614.33	596.69
60	67	98.52	7.04	670.21	657.66
70	78	104.34	5.63	678.68	668.25
80	89	104.34	5.10	685.53	680.74
90	100	104.34	4.59	696.35	695.50

Fuente: Propia

Gráfico IX 1. Velocidad angular vs Caudal según cambios de presión (en DC)

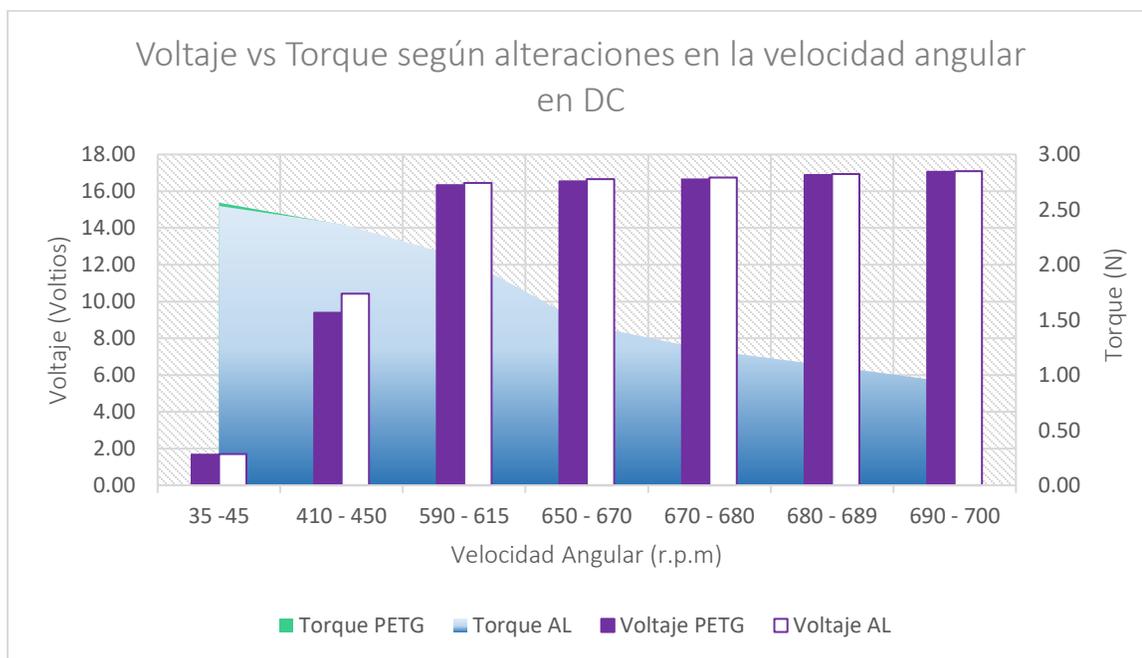




Analizando el comportamiento de la velocidad angular y el caudal observamos como aumentan mientras la presión disminuye o como disminuyen si la presión aumenta. Este comportamiento se debe a que el caudal es proporcionado por una bomba como se mencionaba en el **apartado 8.1** y se sabe que al disminuir el caudal de bombeo se aumenta la presión y al aumentar el caudal de bombeo disminuye la presión. Además, podemos observar que estos son parámetros que inciden en el funcionamiento de la Turbina Pelton como se menciona en el **apartado 5.3.4**.

También se puede mencionar que el comportamiento es igual en ambas turbinas notando solamente diferencias en las velocidades angulares siendo mayor en la turbina de plástico que la de aluminio como se puede apreciar en el **Gráfico IX 1**, esto como consecuencia de los pesos de estas ya que la turbina de plástico pesa menos que la de aluminio según los cálculos mostrados en los **apartados 8.9.1.1.2** y **8.9.2.1.2**.

Gráfico IX 2. Voltaje vs Torque según alteraciones en la velocidad angular en DC

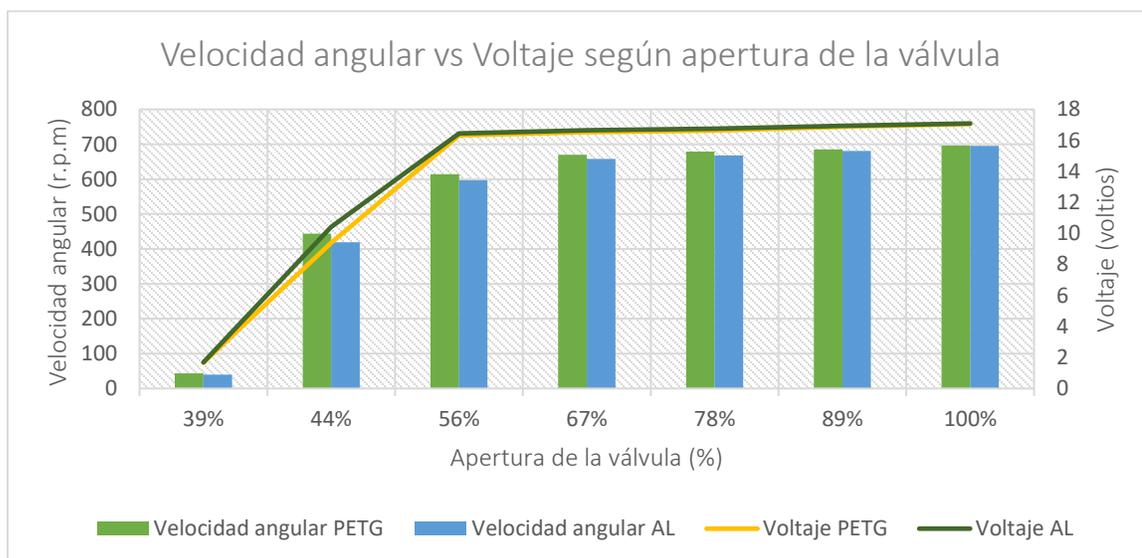


Fuente: Propia



Como se observa en este gráfico, el comportamiento de el torque y el voltaje dependen de la velocidad angular en la turbina percibiendo que el aumento de la velocidad angular crea un aumento en el voltaje, pero a su vez disminuye el torque o una caída del voltaje indica una disminución de la velocidad angular y un aumento en el torque. Esto debido a que el generador como se mencionaba en el **apartado 8.11** es un motor DC el cual a mayores revoluciones por minuto produce mayor voltaje. Sin embargo, si el número de revoluciones sigue aumentando disminuye el torque, esto se debe a que ya no hay suficiente tiempo para crear fuerza del chorro sobre las cucharas; el motor sencillamente gira demasiado rápido esto sucediendo en ambas turbinas.

Gráfico IX 3. Velocidad angular vs Voltaje según % de apertura de la válvula en DC

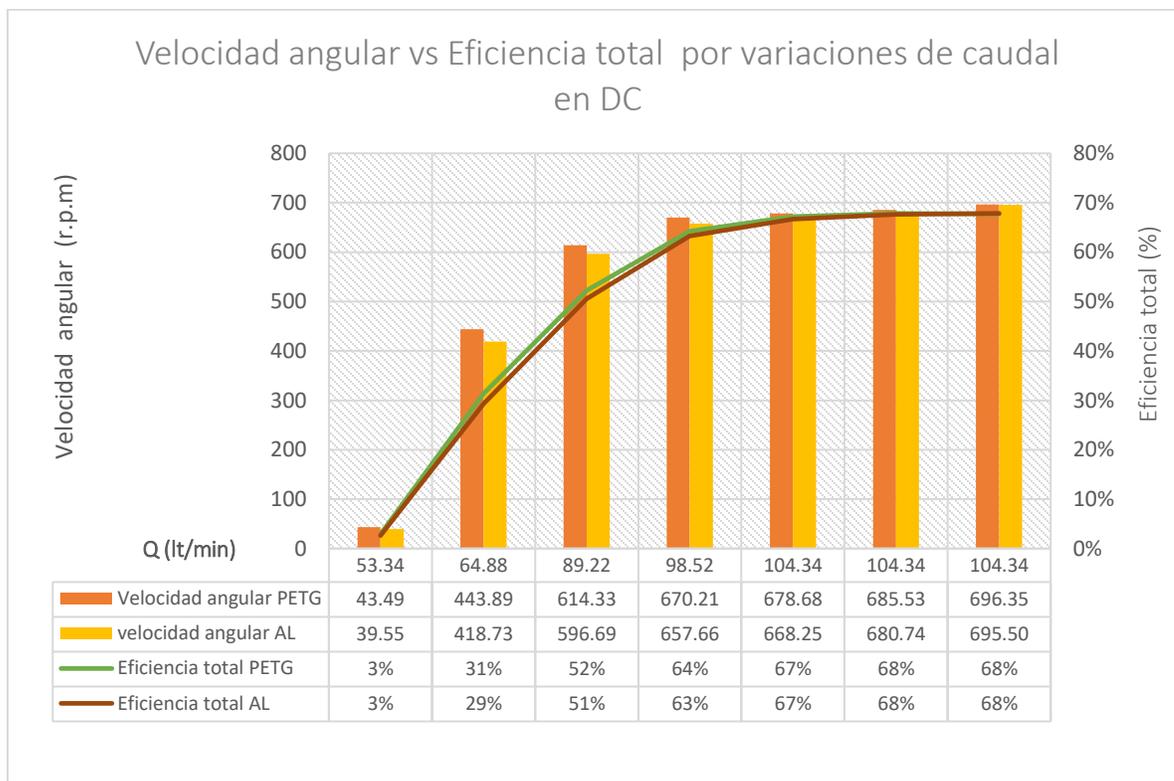


Fuente: Propia

Las variaciones en la válvula de globo es la encargada de los cambios de los parámetros fundamentales de las turbinas Pelton como se observa en las **tablas IX 1** y **IX 2**. En el caso del **Gráfico IX 3** se contempla la relación de voltaje, velocidad angular y apertura de la válvula (%) mostrando como el aumento de cualquiera de uno de estos parámetros aumenta en los demás. Como punto importante a mencionar, no se analizaron valores fuera del 39% a 100% de apertura de la válvula debido a que debajo del valor mínimo de este rango el generador dejaba de funcionar evitando la recolección de datos, esto como

resultado del caudal que llegaba en ese punto (53.34 lts/min o 0.00088 m³/s) ya que la velocidad angular en este punto no estimulaba lo suficiente el generador.

Gráfico IX 4. Velocidad angular vs Eficiencia total por variaciones de caudal en DC



Fuente: Propia

El **Gráfico IX 4** muestra las variaciones que presentaba la eficiencia total con respecto a la velocidad angular debido a las alteraciones en el caudal, y como se sabe, uno de los principales factores de diseño de las turbinas es el caudal y al disminuir este parámetro disminuye la velocidad angular y por tanto, la eficiencia total en la turbina también. Además, se puede notar que ambas turbinas presentan el mismo comportamiento en sus parámetros alcanzando más velocidad angular la turbina de plástico que la de aluminio como consecuencia de sus pesos siendo estos mencionados en la descripción del **Gráfico IX 1** observando también que la eficiencia es igual en ambas.



9.1.2. Análisis de variables en corriente alterna (AC)

Tabla IX 6. Principales parámetros de funcionamiento de una turbina Pelton en AC

Apertura de la válvula		Caudal (Q)	Presión (P)	Turbina PETG	Turbina AL
				Velocidad angular (ω)	Velocidad angular (ω)
°	%	lts/min	m.c.a	r.p.m	r.p.m
50	56	89.22	11.26	454.86	460.38
60	67	98.52	7.04	507.99	513.23
70	78	104.34	5.63	509.11	515.76
80	89	104.34	5.10	512.14	520.25
90	100	104.34	4.59	523.11	525.10

Fuente: Propia

Gráfico IX 1. Velocidad angular vs Caudal según cambios de presión en AC

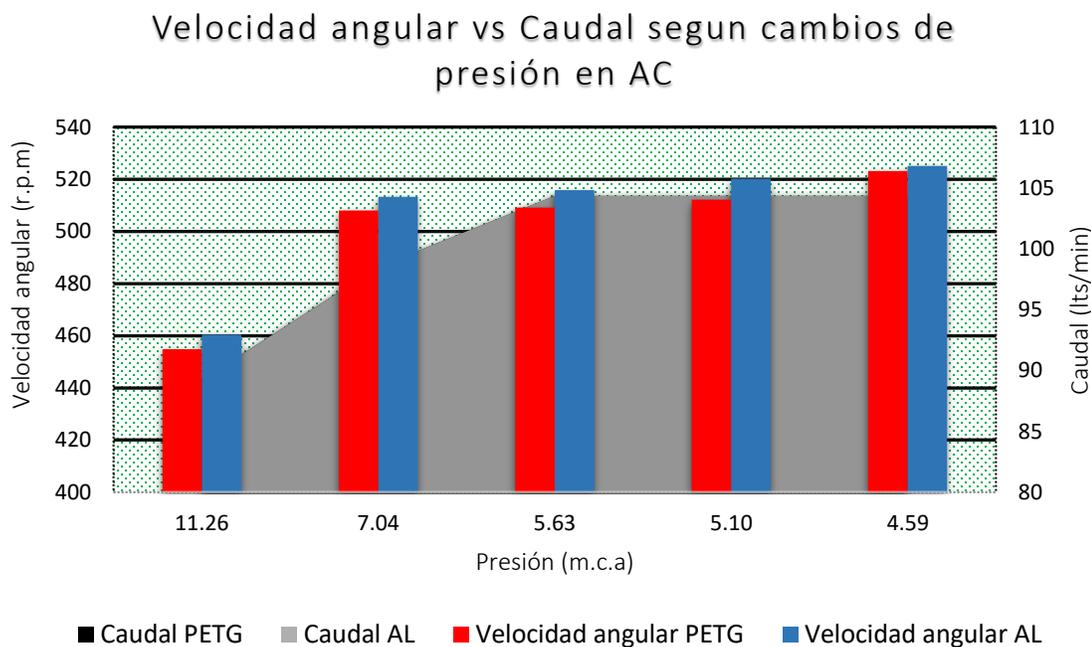
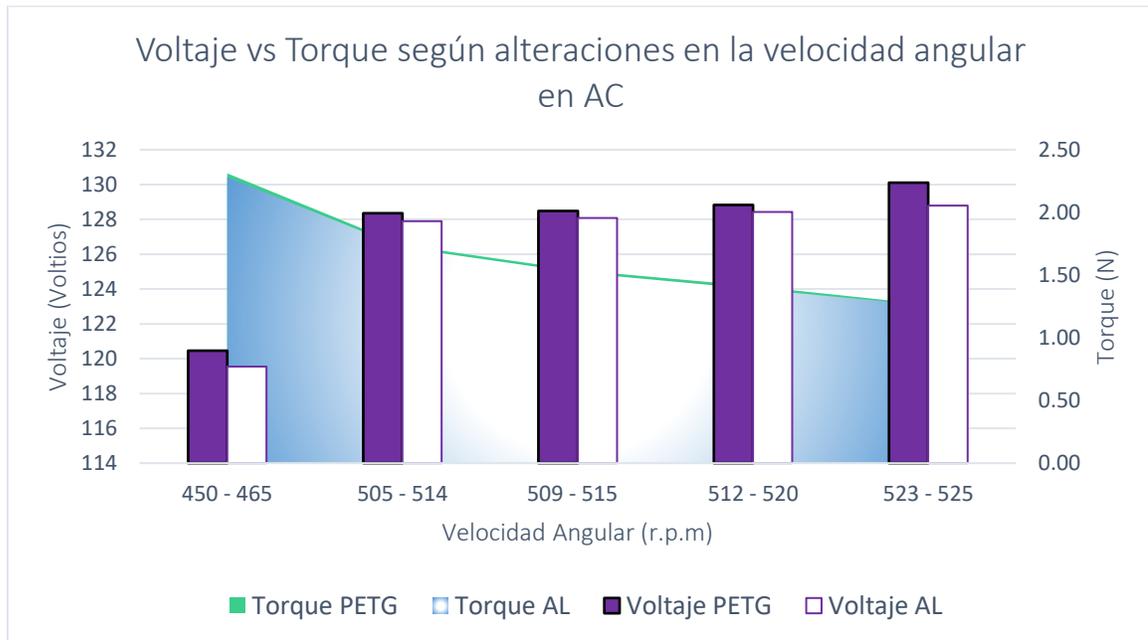


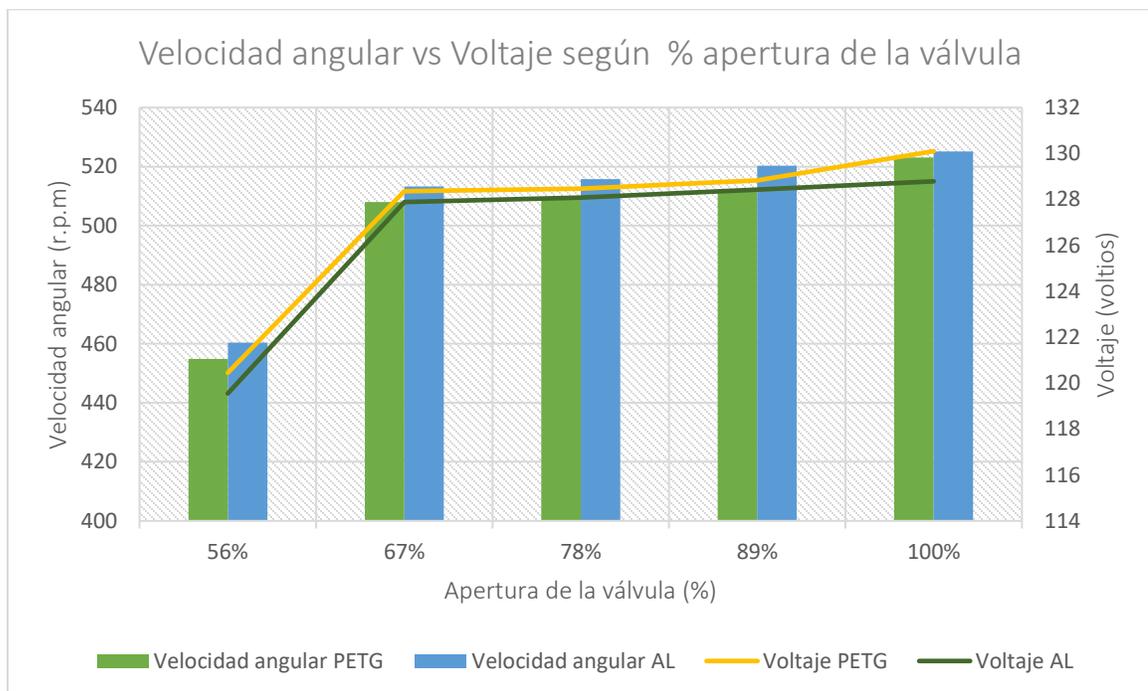


Gráfico IX 2. Voltaje vs Torque según alteraciones en la velocidad angular en AC



Fuente: Propia

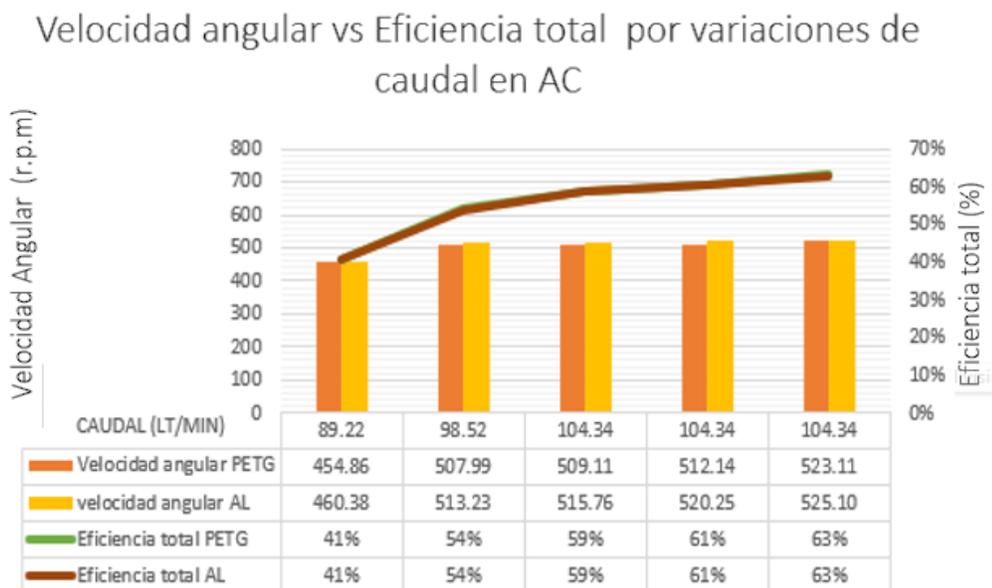
Gráfico IX 3. Velocidad angular vs Voltaje según % apertura de la válvula en AC



Fuente: Propia



Gráfico IX 8. Velocidad angular vs Eficiencia total por variaciones de caudal en AC



Fuente: Propia

Como se explica en el acápite anterior el cual muestra el comportamiento de las variables de las turbinas Pelton en corriente directa es similar cuando se observan los gráficos de corriente alterna, con cambios en los parámetro de funcionamientos tales como: el rango de apertura de la válvula de globo siendo del 56% al 100 % (antes era del 39% al 100%) disminuyendo un 17% como se observa en el **Gráfico IX 3**, esto a su vez disminuye el caudal al ser aprovechado por la turbina (ver **Gráfico IX**), el rango de las velocidades angulares (450 r.p.m a 525 r.p.m) como vemos en el **Gráfico IX 1** comparado al de la **Tabla IX 5** y el torque máximo alcanzado como consecuencia que no hay velocidades angulares bajas .

Además, como otro cambio notable cambiaron los valores de voltaje máximos llegando a tener hasta 130 voltios ver **Gráfico IX 2** debido al cambio a corriente alterna. También se observó que, en corriente alterna la turbina de aluminio alcanza mayores velocidades que la de la PETG (ver Gráfico IX esto debido a que la demanda de consumo crea en el motor DC la contra fem. En el caso de la eficiencia total hubo una pérdida del 5% igualmente por la demanda del consumo energético, dando como resultado valores del 41% al 63% de

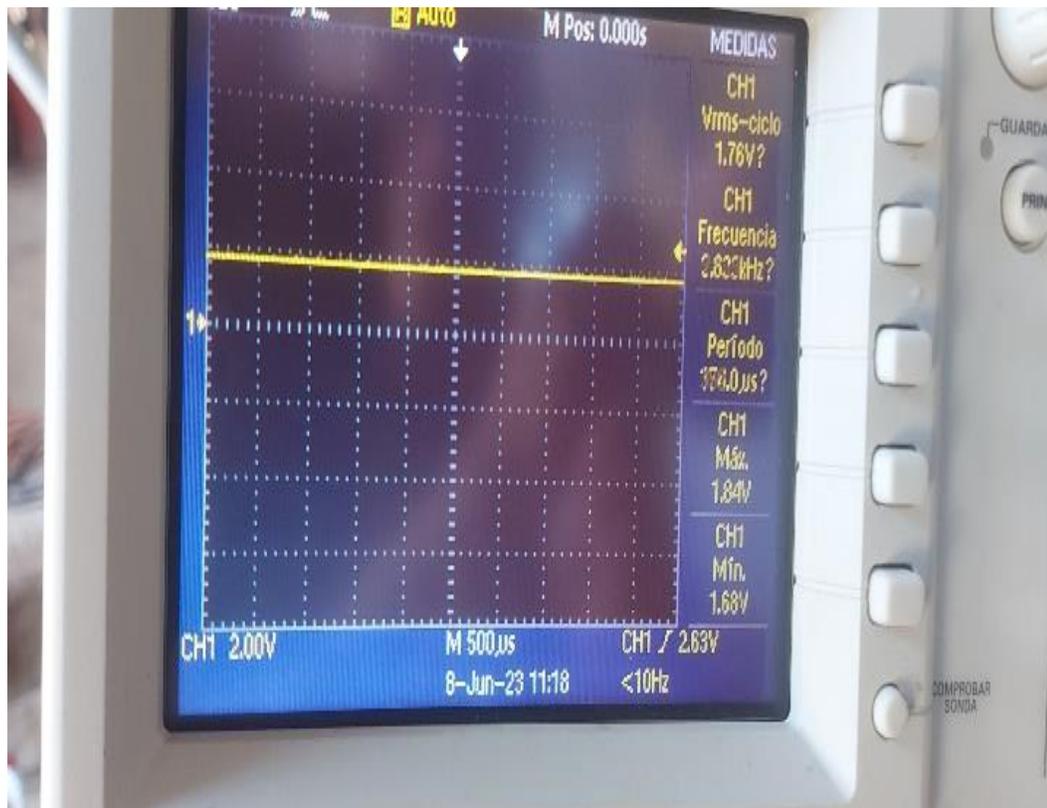
eficiencia. El rango de trabajo se debe a que debajo del 56% de apertura de la válvula (a 50° de apertura) el inversor dejaba de funcionar creando disonancia en los datos.

Los demás parámetros calculados que se mencionan en el **apartado 9.1** se muestran en el **apéndice C** ya que estos presentan el mismo comportamiento para ambas turbinas y ambos casos de estudio (DC y AC).

9.1.3. Comportamiento de las corrientes eléctricas

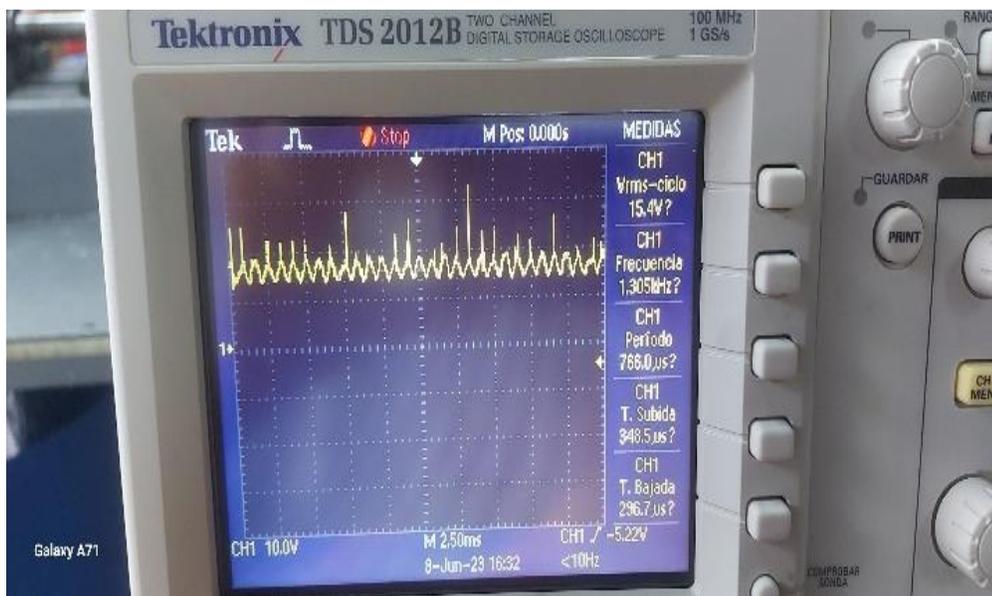
Al comparar el comportamiento de la corriente continua producida por las turbinas con el ideal (ver **Figura IX 1**) obtenido al medir una batería en donde se puede apreciar que hay niveles altos de ruido o retorno de corriente en la energía eléctrica producida por el motor DC, esto como consecuencia del fenómeno de la contra fem como se observa en la **Figura IX 2**.

Figura IX 1. Comportamiento de corriente continua o directa en una batería



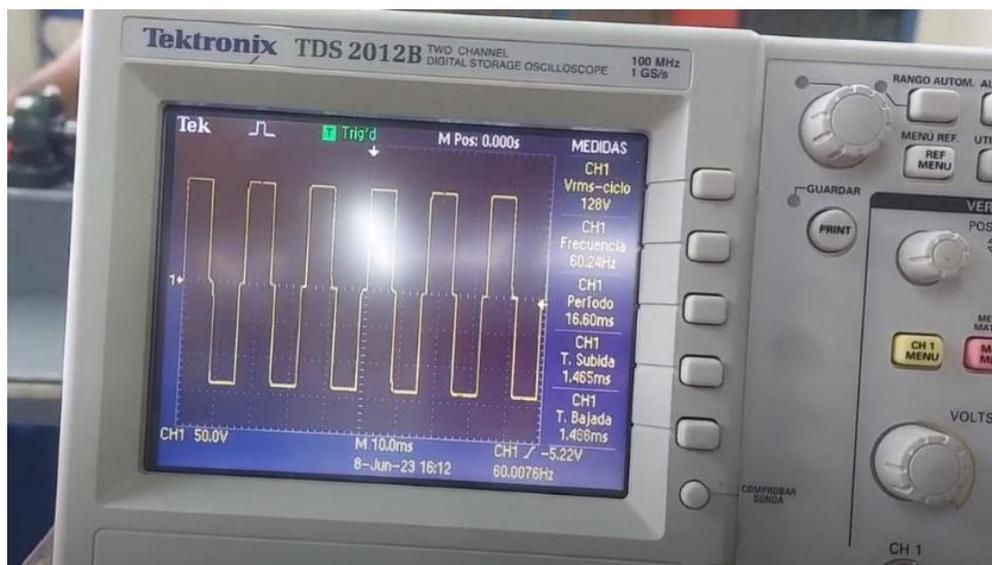
Fuente: Propia

Figura IX 2. Comportamiento de la corriente continua en la turbina



Fuente: Propia

Figura IX 3. Onda rectangular producida por la corriente alterna en la turbina



Fuente: Propia

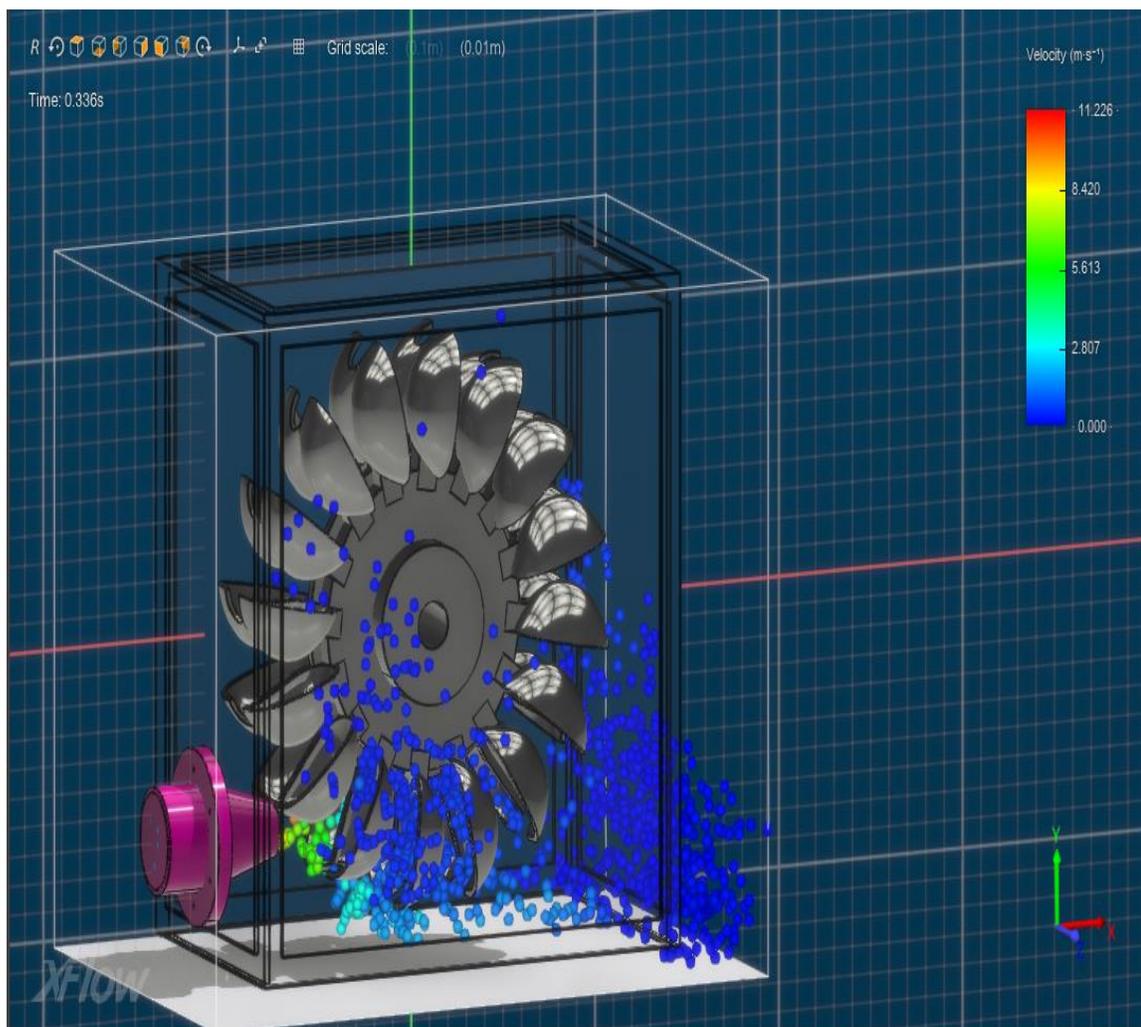
Por otra parte, en la **Figura IX 3** analizando la onda de corriente alterna producida por la turbina podemos ver que tiene una forma de onda rectangular la cual es común y permitiendo observar que la frecuencia de trabajo es a 60 Hz descartando la presencia de armónicos.

9.2. Análisis CFD

Para comprobar el comportamiento real de las turbinas y los cálculos teóricos realizados se usó el programa de simulación Simulia XFlow. En este se realizaron las debidas configuraciones, estas explicadas en el **apéndice D** con el propósito de obtener los resultados esperados los cuales fueron los siguientes:

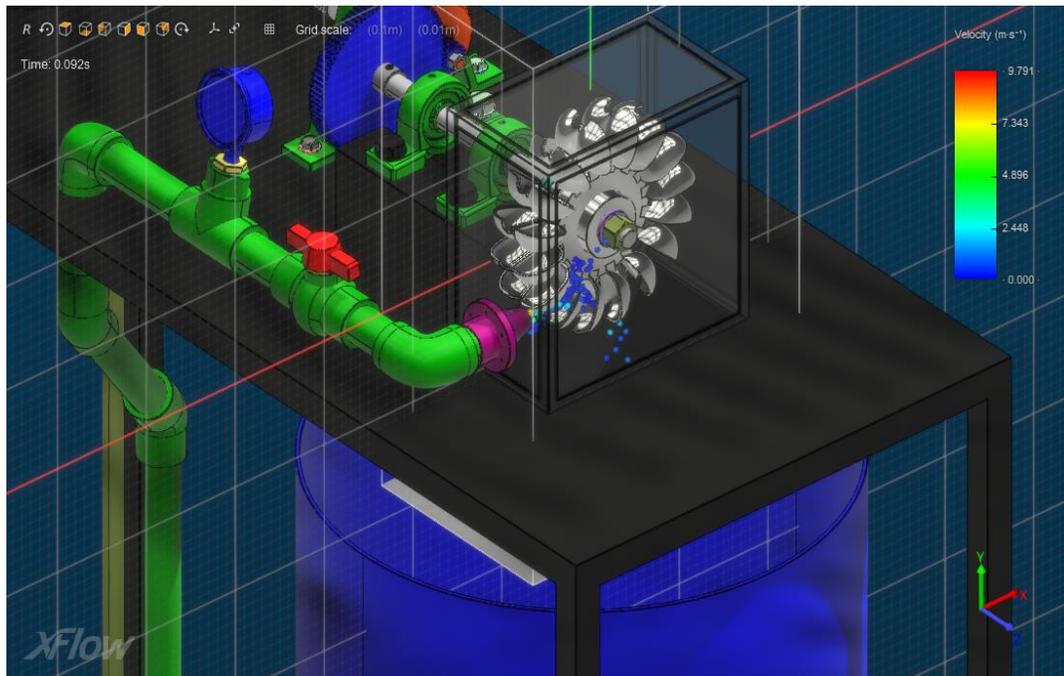
9.2.1. Velocidad absoluta del fluido

Figura IX 4. Velocidad absoluta del fluido en TP Aluminio a 60°



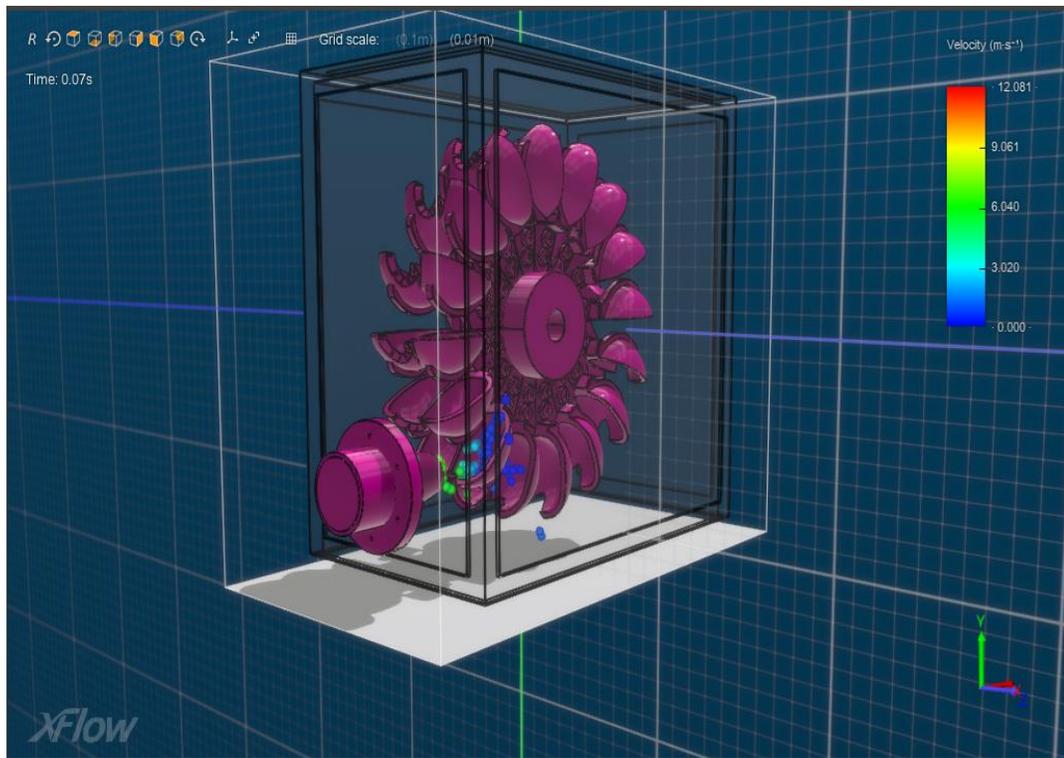
Fuente: Propia

Figura IX 5. Velocidad absoluta del fluido en TP Aluminio a 90°



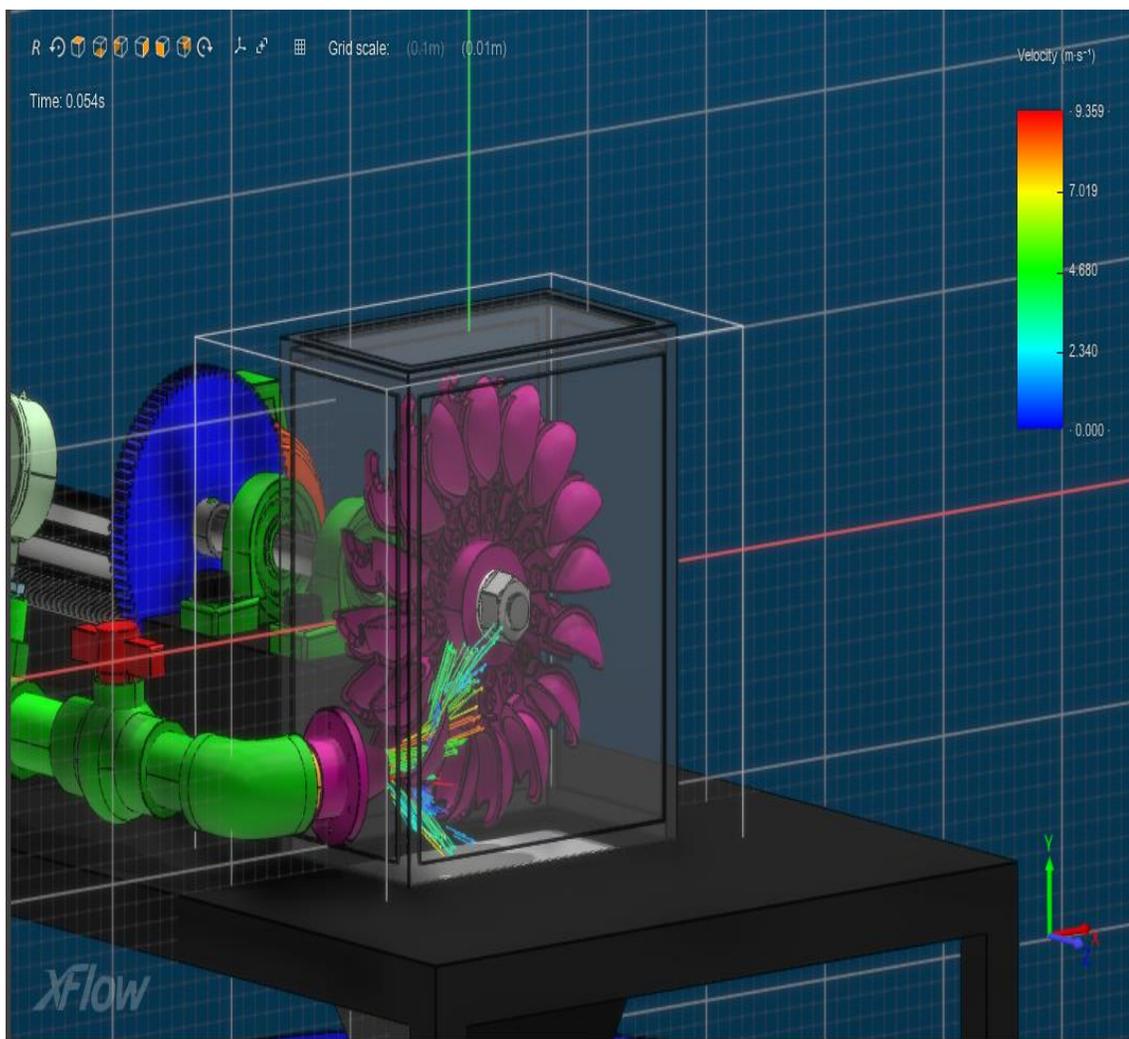
Fuente: Propia

Figura IX 6. Velocidad absoluta del fluido en TP PETG a 60°



Fuente: Propia

Figura IX 7. Velocidad absoluta del fluido en TP PETG a 90°



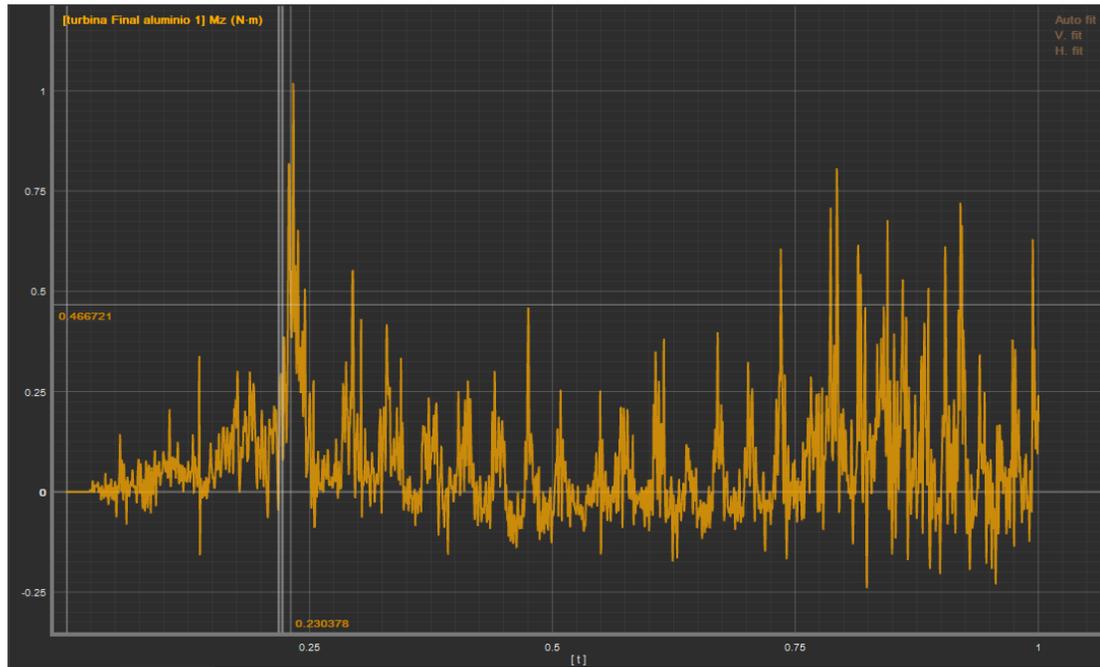
Fuente: Propia

En las **figuras IX 4, IX 5, IX 6 y IX 7**, se puede apreciar en el indicador de la derecha como varia la velocidad absoluta del fluido (C_1) en los ángulos de 60° y 90° de apertura de la válvula siendo 11.226, 9.79, 12.08 y 9.35 m/s en el orden correspondiente para ambas turbinas, además se observa que estos valores se aproximan a los mostrados en las **tablas D3 y D4**.

Además de lograr ver C_1 en las figuras también se puede ver la velocidad relativa de fluido a la salida (w_2) valor que oscila entre 3.6 a 6 m/s en los rangos de apertura de 90° a 60° para el caso de las dos turbinas.

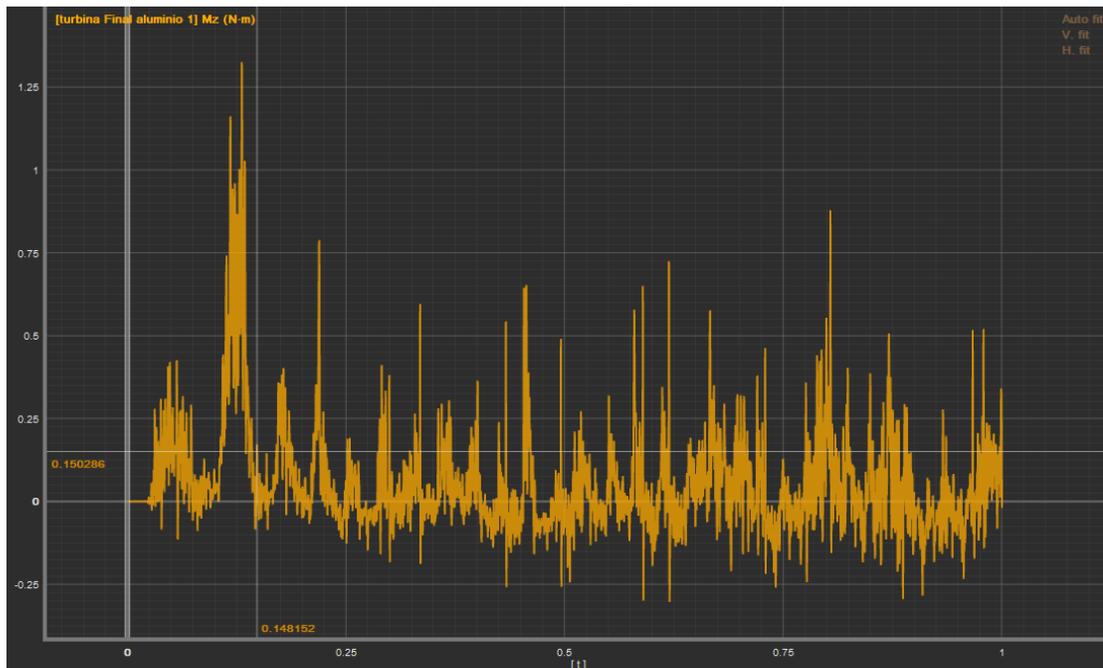
9.2.2. Momento en el eje

Figura IX 8. Momento en Z (TP Aluminio 60°)



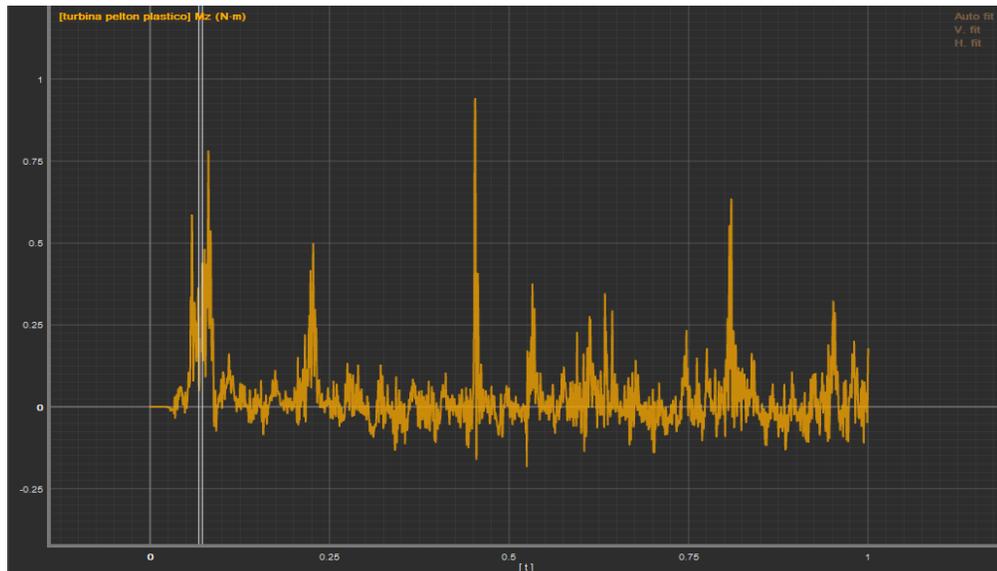
Fuente: Propia

Figura IX 9. Momento en Z (TP Aluminio a 90°)



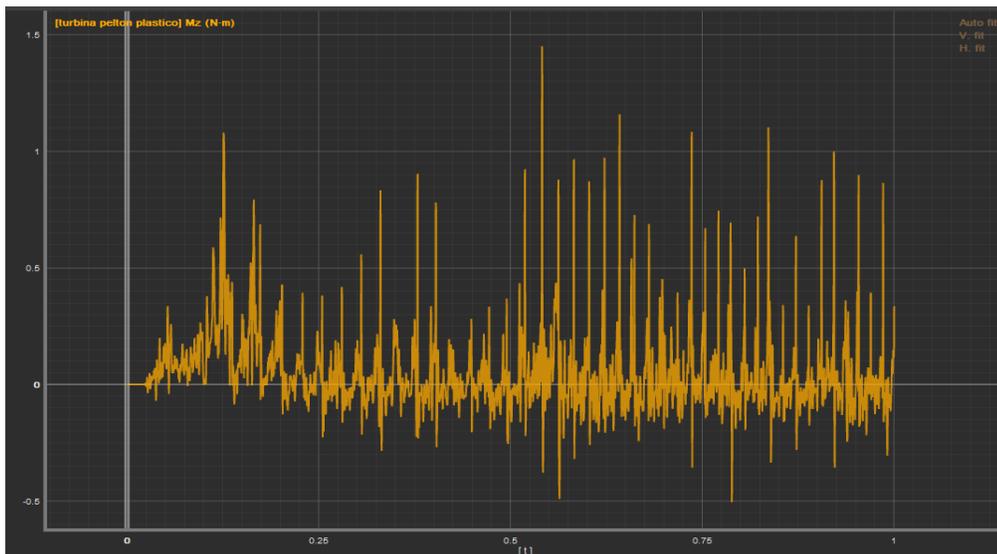
Fuente: Propia

Figura IX 10. Momento en Z (TP PETG a 60°)



Fuente: Propia

Figura IX 11. Momento en Z (TP PETG a 90°)

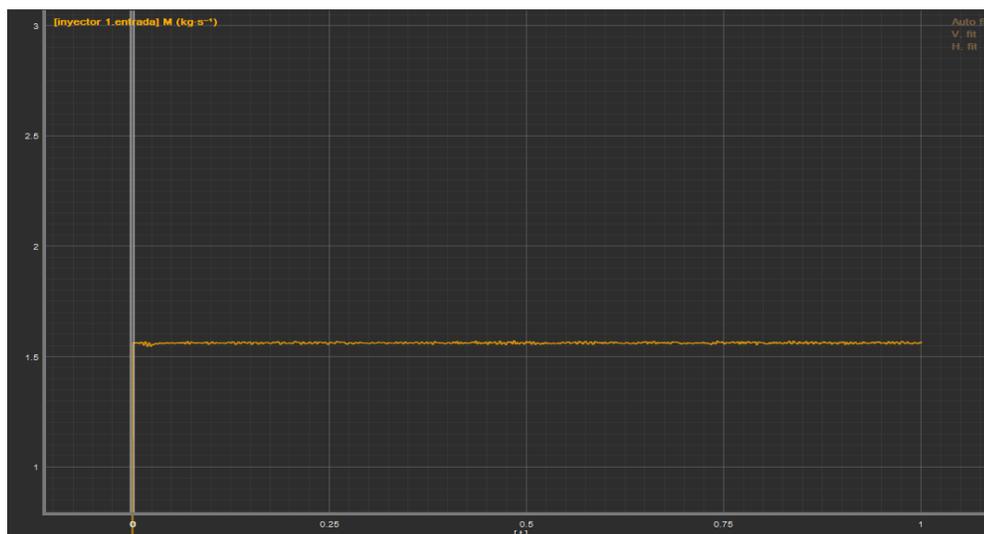


Fuente: Propia

En las **figuras IX8, IX9, IX10 y IX11**, se logra apreciar cómo se comporta el momento que se produce en el eje debido a la fuerza del chorro que impacta las cucharas. Al comparar el momento máximo de cada una de las figuras con el teórico en las **tablas D2 y D3** teniendo valores aproximados como por ejemplo la de aluminio a 60° tiene 1.03 N·m con respecto al calculado 1.04 N·m.

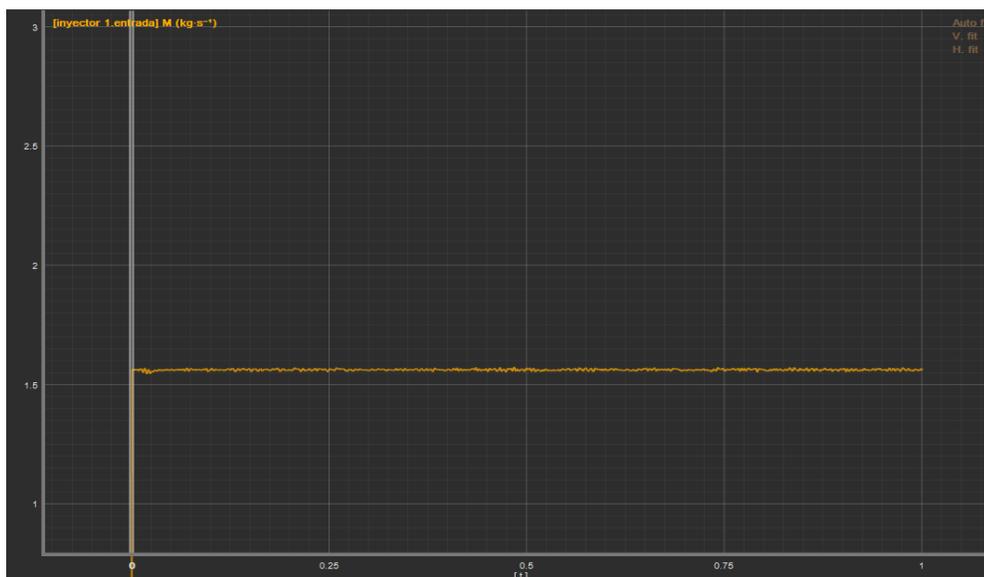
9.2.3. Flujo másico

Figura IX 12. Flujo másico (TP AL)



Fuente: Propia

Figura IX 13. Flujo másico (TP PETG)



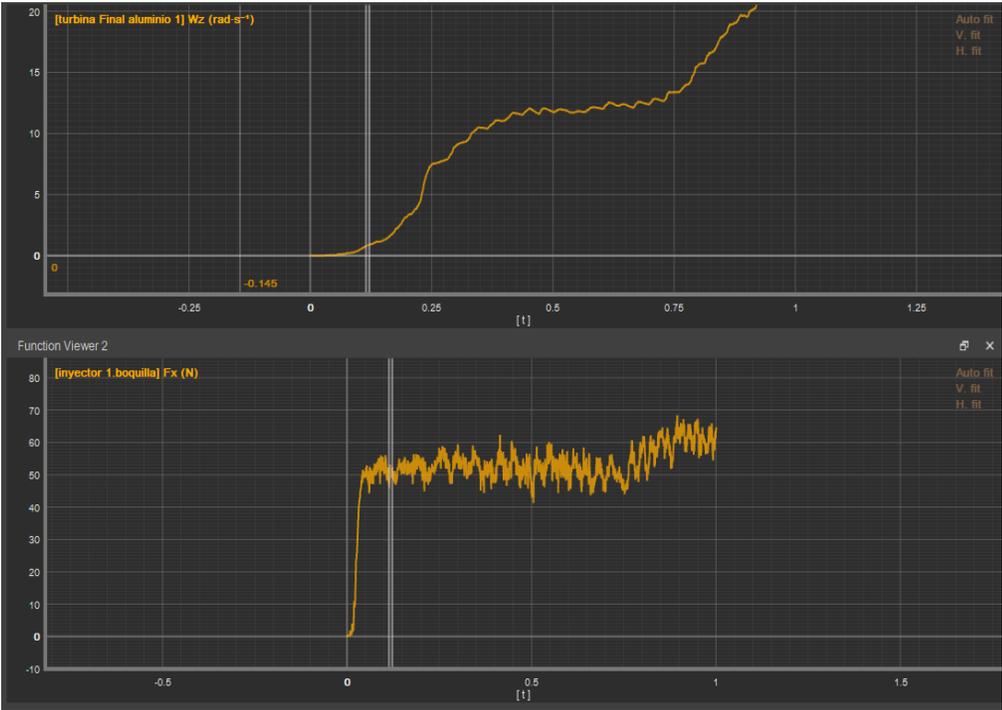
Fuente: Propia

Para observar el comportamiento del flujo másico en la entrada de la boquilla a 90° se pueden observar las **figuras IX 12** y **IX 13**, donde se muestra que este se mantiene constante para ambas turbinas en el valor de 1.67 kg/s que es igual al valor que se obtuvo en la **Tabla VIII 3** de 104.35 lts/min.



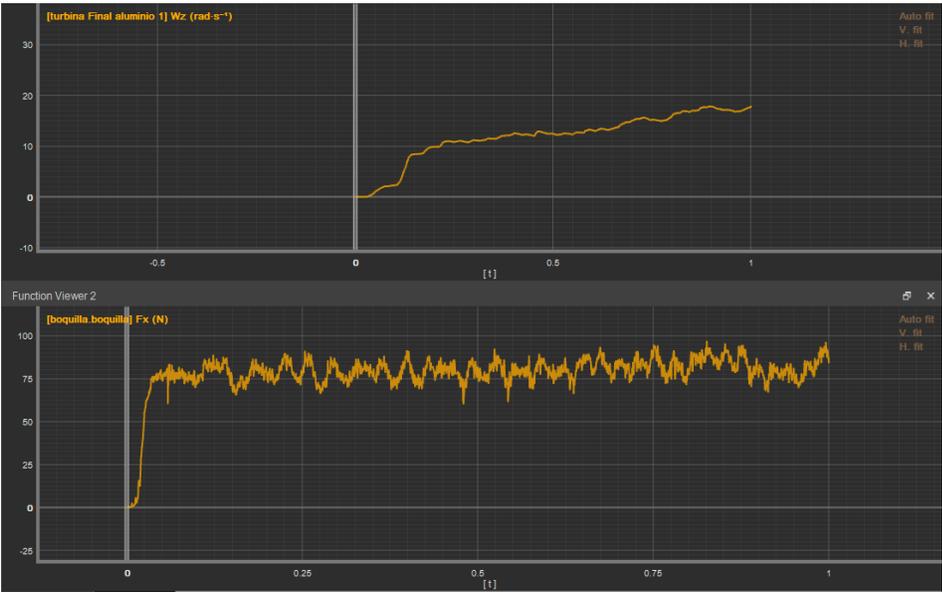
9.2.4. Fuerza del chorro y velocidad angular

Figura IX 14. Fuerza del chorro y velocidad angular (TP Aluminio 60°)



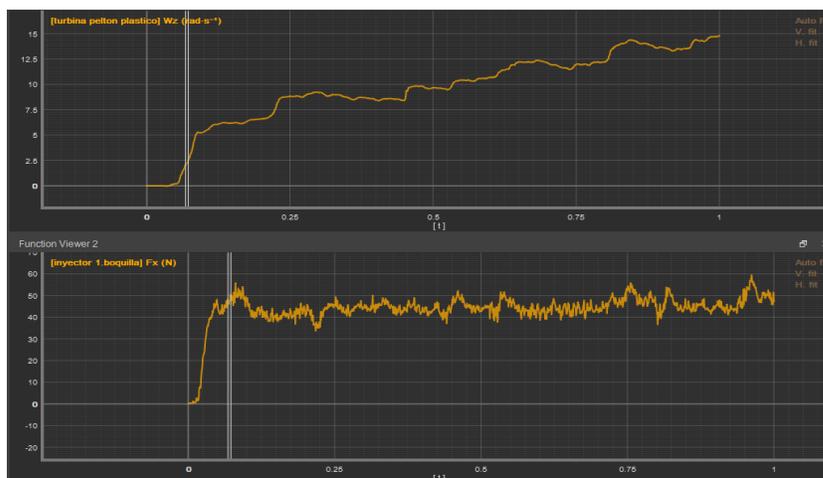
Fuente: Propia

Figura IX 15. Fuerza del chorro y velocidad angular (TP Aluminio 90°)



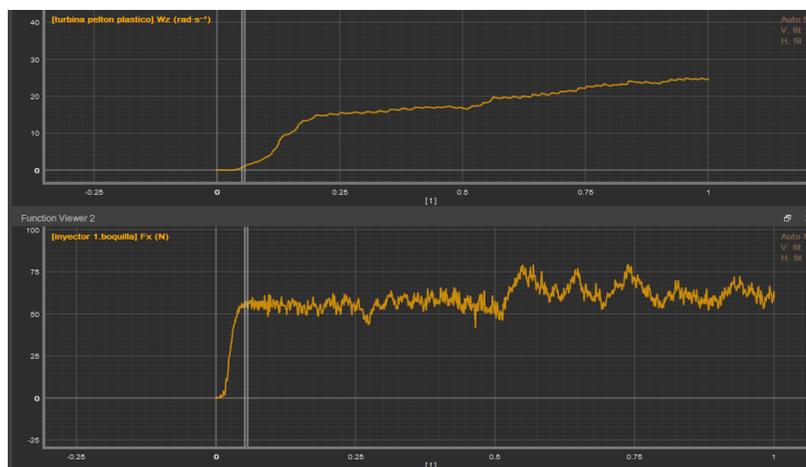
Fuente: Propia

Figura IX 16. Fuerza del chorro y velocidad angular (TP PETG 60°)



Fuente: Propia

Figura IX 17. Fuerza del chorro y velocidad angular (TP PETG 90°)

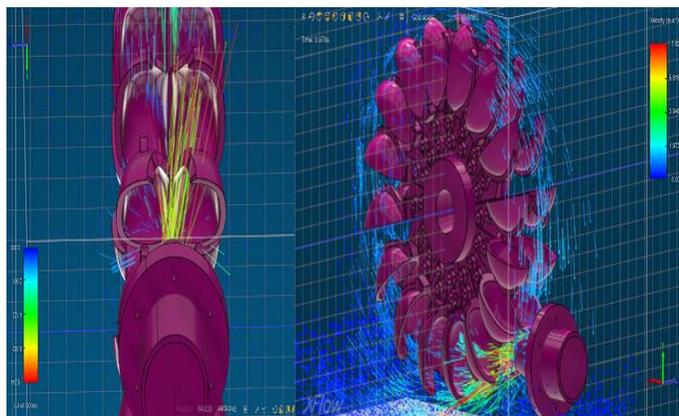


Fuente: Propia

Al contemplar las curvas en las **figuras IX 14, IX 15, IX 16 y IX 17** se puede apreciar que el comportamiento que presenta la fuerza del chorro es directamente proporcional con respecto a la velocidad angular independientemente del ángulo de apertura y tipo de turbina solamente variando los valores máximos que estás alcanzan en dependencia a la presión que se aplica en las cucharas según la variación de los ángulos de apertura de la válvula.

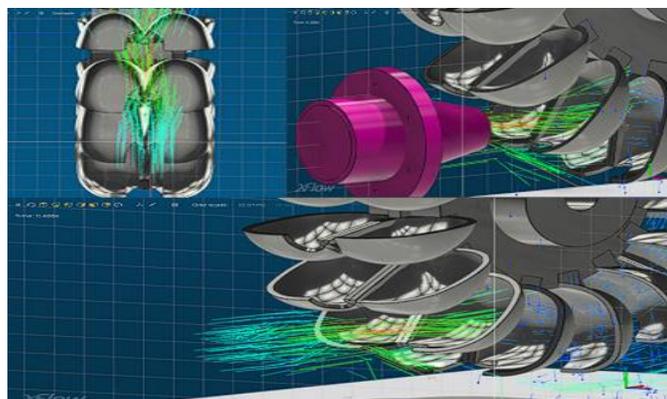
9.2.5. Comportamiento del agua y punto de incidencia del chorro

Figura IX 18. Incidencia del chorro y comportamiento del agua en TP PETG



Fuente: Propia

Figura IX 19. Incidencia del chorro y comportamiento del agua en TP AL



Fuente: Propia

En las **figuras IX 18** y **IX 19** se aprecia el comportamiento del agua en ambas turbinas Pelton y el cómo esta a su vez incide en las cucharas debido a la posición del chorro confirmando el resultado obtenido en la realidad, también cabe mencionar que en el CD se agregaron 4 videos con las simulaciones 2 para 60° de apertura de ambas turbinas y 2 más para 90° de apertura que además de la turbina poseen los otros elementos del banco para mejorar la visualización del post procesado de la simulación.

En la última página del documento se encuentra un código QR con acceso a los cálculos en Excel y toda la información de este trabajo.



X. Comparación de la manufactura de la turbina de aluminio y la turbina de poliéster de glicol

Para la realización de la comparación entre ambas turbinas se tomaron en cuenta 7 aspectos a analizar los cuales se presentan en la **Tabla X 1**, estos engloban las características más importantes que presenta cada una.

Tabla X 1. Aspectos principales de las turbinas de PETG y AL

No	Aspectos	Turbina Pelton PETG	Turbina Pelton AL en cera perdida
1	Propiedades	El Aluminio presenta mejores propiedades físicas y mecánicas que el PETG, un ejemplo de esto es que el aluminio se funde aproximadamente a los 660°C mientras que el PETG alcanza la transición vítrea a los 85°C. (Revisar Anexo 18)	
2	Grado de fabricación	Moderado debido a que en mayor parte depende de las configuraciones realizadas en el programa para la impresión 3D tal como velocidad de impresión, diámetro de la boquilla, altura de capa, temperatura de extracción entre otros como se muestra en el apartado 5.8 .	Alto a razón de que el resultado final de la pieza depende de la pericia del operador para tallar el molde en la cera para su posterior fundición. (Ver apartado 5.7)
3	Tiempo de fabricación	2.5 días	7 días
4	Acabado superficial y simetría	Al ser impresas en 3D las cucharas de la turbina presentan una simetría bastante alta a causa de la precisión del equipo (Su acabado se puede apreciar en el Anexo 15).	En el caso de las cucharas en aluminio la simetría de estas es media, esto a causa de que como mencionamos en el aspecto de grado de fabricación , el acabado depende del operador y los cálculos que este realiza para la temperatura y contracción del metal como se indica en los apartado 5.7 y VII .



5	Desempeño	Según el análisis realizado en el apartado VIII , se pudo comprobar que ambas turbinas presentan el mismo desempeño teniendo un 68% de eficiencia total en corriente directa mientras que en corriente alterna tienen 63%, estas a su vez varían de igual forma según los cambios en los ángulos de apertura de la válvula.	
6	Mantenimiento	Fácil y práctico porque si se daña un cangilón se puede reemplazar debido a que estos son desmontables.	Complejo debido a que si se daña una cuchara por cualquier motivo la turbina quedaría inservible.
7	Costos	C\$ 3,590.32 (Revisar Anexo 17)	C\$ 6,000.00³
		C\$ 98.36	C\$ 164.38

Fuente: Propia

Complementando la información del documento se mencionan los costos de este proyecto los cuales permitieron el funcionamiento del equipo y se resumen en la **Tabla X 2**. Para comprobación de alguno de estos, revisar el **Anexo 17**.

Tabla X 2. Costos del proyecto

Inversión				
No	Cantidad	Descripción	Precio unitario	Valor
			C\$	C\$
1	1	Panel de breaker de 2	400	400
2	4	Codos de 1"	25	100
3	1	Reductor de 1" a ½"	32	32
4	3	Pegamento PVC	36	108
5	1	Teflón	10	10
6	1	Manómetro de glicerina	376.72	376.72
7	2	Perno hex, 8x60 H0	13.984	27.968
8	4	M8 Tuerca hexmH0	2.0902	8.3608

³ El precio de la turbina elaborado por fundición fue consultado al Ing. Pablo Mota, encargado del laboratorio de fundición de la Universidad Nacional de Ingeniería UNI-RUPAP.



9	4	A/plana 5/16" Gr-8	1.5824	6.3296
10	2	Perno hex, 8x25 H0	8.096	16.192
11	6	3x10 Allen c/cil	5.3888	32.3328
12	4	5/16" Arandela de presión	0.8096	3.2384
13	4	Perno 1/2 x 5 "Gr-5,H0	42.939	171.756
14	4	Arandela de presión 1/2" Gr-8	2.202	8.808
15	4	Tuerca hex 1/2-13 Gr-8 H0	7.34	29.36
16	4	A/plana 1/2" Gr-8	5.3215	21.286
17	1	Broca P/metal 1/2"	146.8	146.8
18	16	Cucharas de PETG	181.5	2904
19	1	Rodete	580.8	580.8
20	4	Ruedas	112.5	450
21	2	Rodamientos	450	900
22	1	Boquilla	200	200
23	1	Par de engranajes	800	800
24	1	Transportador	80	80
25	1	1/4 de pintura azul anticorrosiva	140	140
26	1	1/4 de fast-dry	280	280
27	3	Pintura aerosol	80	240
28	3	Lámina acrílica (130 x 230 mm)	120	360
29	2	Lámina acrílica (230 x 230 mm)	150	300
30	1	Sellador de uretano	600	600
31	3	Silicon Mega Grey	130	390
32	1	Inversor DC a AC	2300	2300
33	1	Motor DC	500	500
34	1	Válvula de paso de 1"	25	25
35	1	Válvula de paso de 1/2"	15	15
36	2	Unión en T	20	40
37	1	Tubo eléctrico	36	36
38	2	Brida metálica para panel de breakers	6	12
39	1	Conector metálico de caja de breakers	14	14
40	1	Conector plástico para panel de breakers	6	6
41	2	Pegamento adhesivo instantáneo "gotita"	80	160
42	1	Plataforma de 1/8"	400	400
43	4	Libra de chatarra	40	160
44	4	Metro de cable de calibre 12	30	120
45	2	Soportes de 1/8"	250	500
46	1	Juego de calcomanía	40	40
47	1	Bomba 1 HP	6355	6355



48	1	Filtro	60	60	
49	2	Litro de Zener	50	100	
50	32	4 x 25 To pan chess métrico	2.0479	65.5328	
51	32	8-32 A/plana Gr-2	0.1358	4.3456	
52	32	M4 Arandela de presión métrica	0.3119	9.9808	
53	32	M4 Tuerca de seguridad inox	4.2572	136.2304	
54	1	Bujía	60	60	
	1	Lámpara	200	200	
Sub-total				21043.0412	\$576.52
IVA				3156.45618	\$86.48
Total				C\$24,199.50	\$663.00

Fuente: Propia

Como dato extra se comparó el precio de la inversión total mencionada en la **Tabla X 2** con el equipo de una turbina Pelton fabricado por la empresa GUNT cuyo valor es \$ 6,923.91 (ver **Anexo 19**) o solamente la turbina Pelton cotizada en ebay a \$ 171.6 (ver **Anexo 20**) y también se contrastaron estos precios con los costos de fabricación para una turbina hecha por cera perdida de 21 álabes de la cual se tiene un costo de aproximadamente \$ 336 según sus autores (ver **Anexo 21**) mostrando que es factible invertir en el diseño de equipos para material didáctico por medio de impresiones 3D en las instituciones de educación superior.



XI. Conclusión

La importancia de este trabajo fue comparar los parámetros de funcionamiento entre una turbina Pelton elaborada de aluminio y otra de poliéster de glicol (PETG) en las mismas condiciones de trabajo. Para estos se realizaron acciones correctiva o modificaciones en los elementos del banco replazándolos o rediseñándolo, destacado de estos el cambio de tubería, la carcasa, sistema de transmisión de potencia, plataformas de estructura, etc.

Obteniendo así las mismas características de entorno para realizar la comparativa de parámetros de funcionamiento de ambas tales como: velocidad angular, voltaje, caudal, entre otros, los cuales sirvieron para construir los gráficos de comportamiento. Además, se comprobó el funcionamiento real y los cálculos teóricos realizados con el programa simulia xflow en una CFD.

Ambas turbinas se desempeñaron en iguales condiciones de operación y se obtuvieron pequeñas variaciones despreciables entre ellas, estas alcanzaron su mayor punto de eficiencia a 90° apertura de la válvula de globo para el control de caudal, siendo 68% eficiencia energética en ambas, en corriente directa, mientras que en corriente alterna un 63% de eficiencia energética llegando a disminuir a 41% en el punto de operación mínima en un ángulo de 40° de apertura de la válvula de control, manteniendo su rendimiento aún con variaciones de caudal y diferentes velocidades angulares.

Se verificó que la eficiencia de la turbina y el comportamiento de sus parámetros es independiente del tipo de material con el que se fabrica la misma, dependiendo únicamente de la geometría de diseño y variables como la relación de diámetros d_o/D_P , diámetro de boquilla y ángulos de salida en la cuchara Pelton.



XII. Recomendaciones

A continuación, se menciona una serie de recomendaciones que se consideran importantes para la mejora del presente estudio.

1. Diseñar y construir el inyector con su aguja para la turbina Pelton.
2. Cambiar el motor DC y el inversor por un generador de corriente alterna.
3. Cambiar la válvula de globo por una válvula de compuerta.
4. Mejora el diseño de la carcasa para facilitar el mantenimiento de los alabes de la turbina.
5. Realizar mantenimiento a las partes móviles del banco como los rodamientos, lubricar las zonas entre el empaque y el eje, engrasado de los rodamientos, el cebado de la bomba.
6. Revisar periódicamente las señalizaciones y sustituirlas en caso de deterioro que no permita su localización, identificación o debida interpretación.
7. Se sugiere que el estudio acerca de el “rediseño de un banco didáctico para simulación de una micro central hidroeléctrica utilizando una turbina de tipo Pelton” sea empleado en la asignatura de plantas hidroeléctricas.
8. Se recomienda fabricar la turbina para micro generación mediante el proceso de manufactura aditiva (impresión 3D) debido a los bajos costos de esta como se observa en el **apartado X**.



XIII. Bibliografía

Appold, H., Feiler, K., Reinhard, A., & Schmidt, P. (1985). *Tecnología de los metales para profesiones tecnomecánicas*. España: REVERTÉ, S.A.

AUTODESK INVENTOR. (2003). Suiza: Autodesk Development S.a.r.l.

Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño En Ingeniería Mecánica De Shigley* (Octava ed.). México: McGraw-Hill.

Centro de escritura Javeriano. (2020). *Normas APA*. Pontificia Universidad Javeriana .

Cuadro Camargo, S., & Restrepo Mogollón, F. (2003). *Diseño y construcción de montaje de una turbina Pelton para la generación de energía eléctrica [Trabajo monográfico para optar al título de ingeniero mecánico, Corporación tecnológica de Bolívar]*. Cartagena de indias.

Dassault Systemes SolidWorks Corporation. (2015). *Introducción a Solidworks*. Massachussets: Dassault Systemes.

Departamento de Estadísticas Eléctricas, DEEYT, DGE - INE. (2021). *Capacidad instalada sistema eléctrico nacional*. Managua.

DeVargas, A. (2021, Junio 3). *INSTALAMOS*. Obtenido de *INSTALAMOS*: <https://www.instalamos.cl/micro-central-hidroelectrica-como-funciona-y-que-elementos-la-componen/>

Eisenring, M. (1991). *Micro Pelton Turbines*. Suiza: SKAT.

Fjellanger, M. L. (2014). *CFD ANALYSIS OF A PELTON TURBINE*. Norwegian, Noruega.

G. Budynas, R., & Keith Nisbett, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*.

García Pérez, M. A. (2011). *TURBOMÁQUINAS – TURBINAS HIDRÁULICAS*. Callao.

Groover, M. P. (2007). *Procesos de manufactura moderna*. México: Mc Graw Hill.



- Groover, M. P. (2014). *Introducción a los procesos de manufactura*. México: Mc Graw Hill.
- Grupo de investigación XUÉ. (2020). *Pequeñas centrales hidroeléctricas (PCH"S)*. Bogotá.
- Guía Autodesk Inventor Fundamentos*. (s.f.). México.
- Gussow, M. (1991). *Fundamentos de electricidad* . México: Mc Graw Hill.
- Hall, R. (1983). *Organizaciones Estructuras y Procesos*.
- Hernández Sampieri, R. (2014). *Metodología de la investigación*. México D.F: Mc Graw Hill.
- Hurtado de Barrera, J. (2000). *Metodología de la Investigación Holística* . Caracas.
- Instituto Nacional de Seguros Solidarios. (2012). *Decreto ejecutivo 12715-MEIC*. Norma Oficial para la utilización de colores en seguridad y simbología.
- Jorquera Ortega, A. (2016). *Fabricación Digital: Introducción al modelado e impresión 3D*. España: Ministerio de Educación y Formación Profesional.
- Kalpakjian , S. (2008). *Manufactura, tecnología e ingeniería*. México: PEARSON EDUCACIÓN.
- Ley 618 de 2007. (2020, 29 de abril). *Ley de Higiene y Seguridad del Trabajo*. Normas Jurídicas de Nicaragua. Diario Oficial N°. 200. Obtenido de <http://legislacion.asamblea.gob.ni/Normaweb.nsf>
- Ling, S. J., Sanny, J., & Moebs, W. (2021). *Física universitaria Volumen 2*. Houston: Openstax.
- Martinez, A. j., & Escobar Torres, B. d. (2013). *"Plantas Hidroeléctricas Estatales" , " Su Aporte al Desarrollo del Pais"*. Managua.
- Mataix, C. (1980). *Turnomáquinas Hidráulicas*. Madrid: I.C.A.I.



- Mora Navarro , D. C., & Hurtado Liévano, J. M. (2004). *GUÍA PARA ESTUDIOS DE PREFACTIBILIDAD DE PEQUEÑAS HIDROELÉCTRICAS COMO PARTE DE SISTEMAS HÍBRIDOS*. Bogotá.
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: PEARSON EDUCACIÓN.
- Normas jurídicas de Nicaragua. (2021, 03 de noviembre). *NORMA TÉCNICA N°. NTON 09 007-19*. Diario Oficial N°. 202. Obtenido de <http://legislacion.asamblea.gob.ni/normaweb.nsf/9e314815a08d4a6206257265005d21f9/0bacc4bfecb704006258789006aef8a?OpenDocument>
- Pérez Porto, M. J. (2011, Julio 15). *DEFINICIÓN.DE*. Obtenido de *DEFINICIÓN.DE*: <https://definicion.de/simulacion/>
- Pilar Gonzáles, M. (2009). *Máquinas de fluidos*. España: UPV/ EHU .
- Pisarenko, G. (1985). *Manual de Resistencia de Materiales*. MIR-MOSCU.
- Polo Encinas, M. (1980). *Turbomáquinas Hidraulcas*. México: Limusa.
- Sánchez Alonzo, S., Sicilia urbán, M. Á., & Rodríguez García, D. (2012). *Ingeniería de Software, Un Enfoque Desde La Guía SWEBOK* (Primera ed.). México: Alfaomega.
- Solórzano Moody, S. (2015). *Guía cálculo tubería de presión*.
- Thake, J. (2000). *The Mycro- Hydro Pelton Turbine Manual. Designe, manufacture and installation for small scale hydropower*. Intermediate Technology Publications.
- Torrente Artero, Ó. (2013). *Arduino. Curso Práctico*. México: Alfaomega.
- Universidad Nacional Experimental del Táchira. (s.f.). *unet.edu.ve*. Obtenido de <http://www.unet.edu.ve/~maqflu/doc/LAB-1-118.htm#:~:text=En%20las%20turbinas%20modernas%2C%20el,altura%20del%20salto%20es%20constante>.
- Valdés Caro, E., & Villalón Espinoza, J. (2014). *Manual de MDSolids 4.1.0*. Chile.



Valdivieso, A. (2015). *IAGUA*. Obtenido de IAGUA:
<https://www.iagua.es/respuestas/que-es-y-como-funciona-central-hidroelectrica>

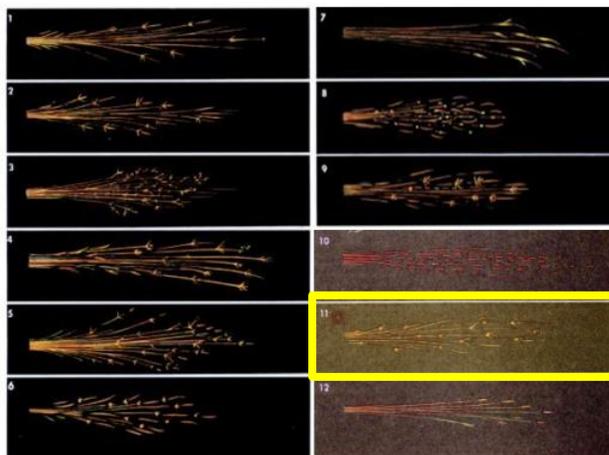
William T. Thompson y Marie Dillon Dahleh. (1998). *Theory of Vibration with Applications*. Prentice Hall.

XIV. Anexos

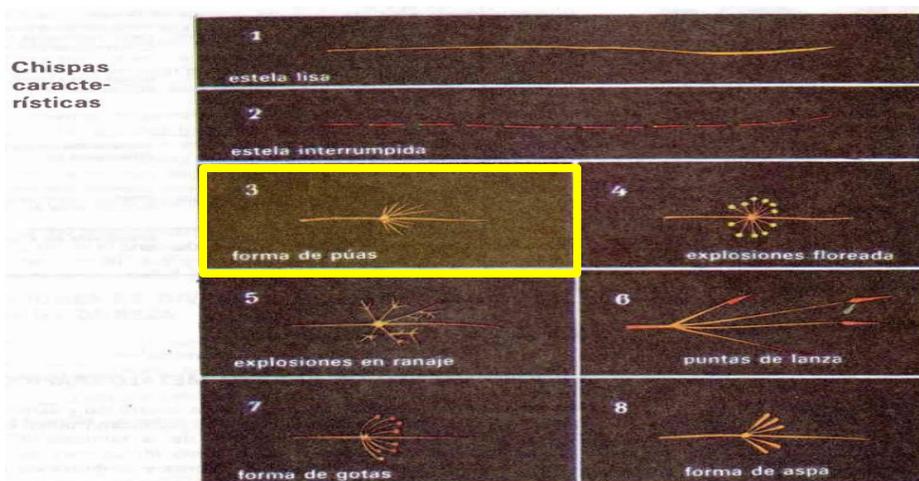
Anexo 1. Tipos de chispa de esmerilado

102

Imágenes de chispas de esmerilado



- Tipos de estela



- Tabla para determinar el grupo de aceros al que pertenece la probeta

Designación	Aleación en %	Color de la estela	Forma	Designación	Aleación en %	Color de la estela	Forma
1 Acero de cementación	0,15 C	amarillo blanco	estela lisa, pocas explosiones de C en forma de púas.	7 Acero de herramientas aleado con Cr, W, y Si	0,5 C 1,0 Si 1,2 Cr 2,0 W	rojo anaranjado	pocas explosiones de C finas, con aspas largas y claras.
2 Acero de herramientas no aleado	0,5 C	amarillo blanco	como 1 más púas	8 Acero de herramientas de alta aleación de Cr	2 C 12 Cr 0,8 W	rojo anaranjado	haces cortos, recocido con pocas explosiones claras de C, y templado con muchas.
3 Acero de herramientas no aleado	1 C	amarillo blanco	muchas explosiones de C, empezando a los pies del haz, muy ramificadas	9 Acero rápido	0,9 C 4 Cr 2,6 Mo 2,5 V 3,0 W	rojo anaranjado	estelas lisas a trazos, casi sin explosiones de C.
4 Acero de herramientas aleado con Mn y Si	0,55 C 1,0 Si 1,0 Mn	amarillo	explosiones de C igual que en 2, antes de las explosiones ondulaciones claras en la estela base y muchas ramificaciones laterales pequeñas.	10 Acero rápido	0,75 C 4 Cr 18 W 1 V	rojo	haces de chispas a trazos, sin explosiones de C
5 Acero de herramientas aleado con Mo	0,5 C 1,4 Cr 0,7 Mo 0,3 V	amarillo anaranjado	semejante a 2, pero se ve que las estelas terminan en puntas de lanza.	11 Acero inoxidable	0,4 C 14 Cr	anaranjado	haces cortos con explosiones de C en forma de púas.
6 Acero de herramientas aleado con Cr y W	1 C 1 Mn 1 Cr 1,2 W	rojizo anaranjado	estelas muy finas, chispas vivas, estelas acabadas en forma de lengua.	12 Acero resistente a los ácidos	0,1 C 18 Cr 8 Ni	amarillo anaranjado	estelas lisas sin explosiones de C.

Anexo 2. Características y especificaciones de Tacómetro MR-275



MR-275

TACÓMETRO DUAL MECÁNICO-ÓPTICO

El **MR-275** es un tacómetro dual mecánico-óptico que permitirá al usuario realizar medidas de revolución (RPM's) y velocidad (m/min.). Sobre cualquier motor o aparato con una gran precisión (0,05%) y hasta una distancia de 1 m (sin contacto). Su reducido tamaño y funcionamiento a pilas hacen de él un equipo fácil de llevar. Además su diseño ergonómico permite ser usado con una sola mano cómodamente.

Características principales:

- Patente mundial, Multi-funciones.
- Haz de luz láser en el tacómetro óptico, que mide distancias largas de hasta 100 centímetros como mínimo.
- Amplio margen de medidas desde 0,5 hasta 100.000 RPM.
- Resolución de 0,1 RPM para valores medidos < 1000 RPM.
- Almacenamiento del último valor, del valor máximo y el valor mínimo en la memoria automáticamente y que permite ser recuperado presionando el BOTÓN de ACCESO a la MEMORIA.
- Visualización en un LCD de gran tamaño.
- Pantalla LCD de alto brillo que ofrece lecturas de RPM exactas sin oscilaciones ni errores y ahorra la energía de la batería.
- La cubierta exterior se ha diseñado cuidadosamente para su utilización cómoda mediante ambas manos.



ESPECIFICACIONES	MR-275	Circuito	Integrado en un chip exclusivo de tecnología LSI
Escala y medidas Foto tacómetro Tacómetro de contacto Velocidad de superficie	5 hasta 99.999 RPM	Fuente de luz láser del tacómetro óptico	Menos de 1 mW. Diodo láser de clase 2. Longitud de onda (rojo) de 645 nm aproximadamente
	0,5 hasta 19.999 RPM		
	m/ min. De 0,05 a 1.999,9 m/ mín		
	pies/min. De 0,2 a 6.560 m/ mín		
Resolución RPM m/min pies/min	0,1 RPM (< 1,000 RPM)	Memoria	Último valor /Máx./Min
	1 RPM (≥1,000 RPM)	Alimentación	4 pilas de 1,5V AA
	0,01 m/ Min. (< 1,000 m/Min.)	Consumo	Para el tipo óptico DC aprox. 53 mA Para el tipo de contacto DC aprox. 10 mA
	0,1 m/ Min. (≥100 m/Min.)	Dimensiones	215 x 75 x 38 mm (Al. x An. x Pr.)
	0,1 pies/min. (< 1,000 pies/min.)	Peso	260 g
	1 pie/min. (≥ 1,000 pies/min.)	Accesorios incluidos	Estuche de transporte, Cinta reflectante Adaptadores medición (cono/rueda/embudo) Manual de instrucciones 4 Pilas 1,5V Tapón protector para emisor láser
Pantalla	LCD de tamaño 60 x 30 mm y 5 dígitos (99999 cuentas)		
Precisión	± (0,05% + 1 dígito)		
Distancia de detección del tacómetro óptico	De 5 a 100 cm (típicamente)		
Base de tiempos	Cristal de cuarzo		



Anexo 3. Características y especificaciones del Multímetro TRUPER MUT-39

Estructura del multímetro. (Vea fig. 1)

1. Pantalla de cristal líquido.
2. Botón de retención de datos.
3. Conexión para transistor.
4. Terminal de entrada **COM**
5. Terminal **VΩHz°C**
6. Terminales de entrada **mA**
7. Terminal de entrada de **20 A MÁX.**
8. Conexión de capacitancia.
9. Interruptor giratorio.
10. Encendido.

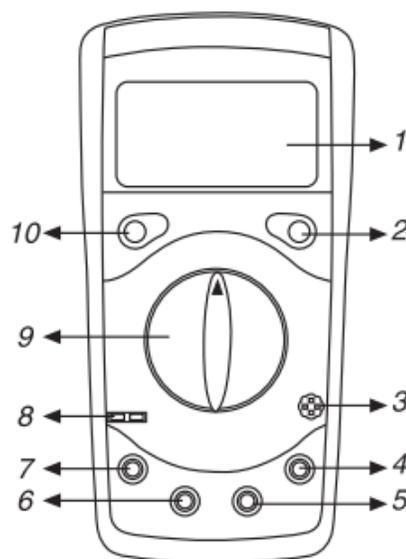


Figura 1

 **TRUPER 4**

Especificaciones generales:

- Tensión máxima entre cualquier terminal y la conexión a tierra: 1 000 V
- Δ Protección por fusible de la terminal de entrada de **mA**: Fusible de tipo rápido de 0,315 A de 250 V, D (Φ) 5 x 20 mm
- Δ Protección por fusible de las terminales **20A**: Sin fusible
- Rango: selección manual de rango.
- Rango máximo de lectura en pantalla: 1 999.
- Velocidad de medición: se actualiza 2 - 3 veces/segundo
- Temperatura:
 - Operación: 0 °C - 40 °C (32 °F - 104 °F);
 - Almacenamiento: -10 °C - 50 °C (14 °F - 122 °F)
- Humedad relativa: $\leq 75\%$ @ 0 °C - 30 °C; $\leq 50\%$ @ 31 °C - 40 °C
- Altitud: Operación: 2 000 m
- Almacenamiento: 10 000 m
- Tipo de pila: Emplea 1 pila de 9 V --- NEDA1604 o 6F22 o 006P (incluida)
- Deficiencia de la pila: Se muestra en pantalla " --- "
- Retención de datos: se muestra en pantalla "**H**"
- Lectura negativa: se muestra en pantalla " --- "
- Sobrecarga: se muestra en pantalla "1"
- Dimensiones (H x W x L): 172 mm x 83 mm x 38 mm
- Peso: Aproximadamente 310 g, incluyendo la pila
- Seguridad / Normas: IEC 61010 CAT.I 1 000V, CAT.II 600V por encima de las normas de tensión y doble aislamiento.
- Certificado: CE

 **TRUPER 16**

Anexo 4. Características y especificaciones de Sonómetro TENMARS TM-102

SONOMETRO DIGITAL TM-102

ARMOTEC
INSTRUMENTOS, HERRAMIENTAS Y ACCESORIOS

Descripción

MODELO: TM-102

- Cumple con IEC 61672 Tipo II
- Pantalla LCD de 3 ½ dígitos con lectura máxima de 2000.
- Pantalla retroiluminada.
- Rangos de prueba: 30dB a 130dB.
LO: 30dB a 80dB,
MED: 50dB a 100dB,
HI: 80dB a 130dB.
- Precisión: ± 1.5dB (ref 94dB) en 1kHz.
- Resolución: 0.1dB.
- Micrófono: ½" Micrófono de condensador de Electret.
- Ponderación de frecuencia: A y C.
- Tiempo de ponderación: RÁPIDO, LENTO.
- Autoajuste automático, Retención de datos y Min/Max.
- Rango Dinámico: 50dB.
- Rango de frecuencia: 31.5Hz a 8kHz.



Especificaciones

Pantalla	Pantalla LCD de 3 ½ dígitos con lectura máxima de 2000.
Rango de medición	30dB a 130dB 30dB a 80dB (LO) 50dB a 100dB (MED) 80dB a 130dB (HI)
Precisión	±1.5dB (ref 94dB) en1kHz
Resolución	0.1dB
Micrófono	Micrófono de condensador Electret de 1/2 "
Ponderación de frecuencia	A y C
Tiempo de ponderación	RÁPIDO y LENTO
Rango dinámico	50dB
Rango de frecuencia	31.5Hz a 8000Hz
Funciones	Autoajuste automático, Retención de datos, Apagado automático y Min/Max.
Dimensiones	200(L) x 55(M) x 38 (D) mm
Peso	Aprox. 290 gr (Incluyendo batería)

Calle Francisco de Toledo 165, Surco Lima - Perú
Teléfono: 01-2743414 Anexo: 103 / 990297533 - Correo: ventas@armotec.pe

www.armotec.pe

Anexo 5. Especificaciones del manómetro

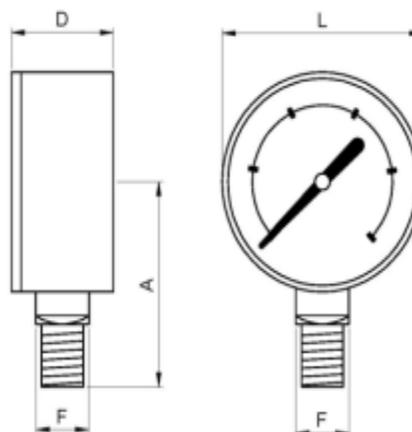
GENEBRE

GENEBRE S.A. · Avda. Joan Carles I, 46-48 · EDIFICIO GENEBRE
 Tel. +34 93 298 80 00/01 · Fax +34 93 298 80 06
 08908 L'HOSPITALET DE LLOBREGAT Barcelona (Spain)
 e-mail: genebre@genebre.es
 internet: <http://www.genebre.es>

Art.: 3822N

Manómetro Ø63 con glicerina, salida inferior, rosca NPT /
Pressure gauge Ø63 with glycerine, bottom connection, NPT thread

Características	Features
1. Tamaño Ø63.	1. Size Ø63.
2. Manómetro con conexión radial inferior, rosca macho NPT 1/4".	2. Pressure gauge with radial bottom connection, male thread NPT 1/4".
3. Caja en acero inoxidable AISI 304.	3. Case in stainless steel AISI 304.
4. Contiene glicerina.	4. Contains glycerine.
5. Tubo "Bourdon" y racor en latón según UNE-EN 12165.	5. Tube "Bourdon" and brass fitting connection according UNE-EN 12165.
6. Dial blanco: escala en negro (bar) y roja (psi).	6. White dial: black scale (bar) and red (psi).
7. Visor en Policarbonato.	7. Polycarbonate viewer.
8. Tapón de goma para agujero de llenado.	8. Rubber plug for filling hole.
9. Bajo norma EN 837-1.	9. Under norm EN 837-1.
10. ASME B40. 1-1991 B GRADE.	10. ASME B40. 1-1991 B GRADE.
11. Clase de precisión: cl. 2,5.	11. Class precision: cl. 2,5.
12. Graduaciones disponibles de 0 a 2,5 - 4 - 6 - 10 - 16 - 25 - 60 - 100 bar.	12. Scale available from 0 to 2,5 - 4 - 6 - 10 - 16 - 25 - 60 - 100 bar.
13. Temperatura de trabajo desde -15° C a 55° C.	13. Working temperature from -15° C to 55° C.



Ref.	Escala / Scale		Dimensiones / Dimensions (mm)				Peso / Weight (Kg)
	bar	psi	A	L	D	F	
3822N 002	0 - 2,5	0 - 40	55	63	30	14x14	0,180
3822N 004	0 - 4	0 - 60	55	63	30	14x14	0,180
3822N 006	0 - 6	0 - 90	55	63	30	14x14	0,180
3822N 010	0 - 10	0 - 150	55	63	30	14x14	0,180
3822N 016	0 - 16	0 - 240	55	63	30	14x14	0,180
3822N 025	0 - 25	0 - 400	55	63	30	14x14	0,180
3822N 060	0 - 60	0 - 900	55	63	30	14x14	0,180
3822N 100	0 - 100	0 - 1500	55	63	30	14x14	0,180



Anexo 6. Especificaciones del osciloscopio Tektronix Serie TDS 2012B

Características generales

La tabla y la lista siguientes describen las características generales.

Modelo	Canales	Ancho de banda	Muestra, velocidad	Pantalla
TDS1001B	2	40 MHz	500 MS/s	Monocromo
TDS1002B	2	60 MHz	1,0 GS/s	Monocromo
TDS1012B	2	100 MHz	1,0 GS/s	Monocromo
TDS2002B	2	60 MHz	1,0 GS/s	Color
TDS2004B	4	60 MHz	1,0 GS/s	Color
TDS2012B	2	100 MHz	1,0 GS/s	Color
TDS2014B	4	100 MHz	1,0 GS/s	Color
TDS2022B	2	200 MHz	2,0 GS/s	Color
TDS2024B	4	200 MHz	2,0 GS/s	Color

Procedimientos iniciales

- Sistema de ayuda sensible al contexto
- Pantalla LCD en color o monocromática
- Límite seleccionable de ancho de banda de 20 MHz
- Longitud de registro de 2.500 puntos por canal
- Autoconfigurar
- Rango automático
- Sonda, asistente de comprobación
- Configuración y almacenamiento de formas de onda
- Puerto de la unidad USB Flash para el almacenamiento de archivos
- Impresión directa a cualquier impresora PictBridge compatible
- Comunicaciones del ordenador por puerto del dispositivo USB con el software de comunicaciones OpenChoice para ordenador
- Conexión a un controlador GPIB mediante un adaptador TEK-USB-488 opcional
- Cursores con lecturas
- Lectura de frecuencia de disparo
- Once medidas automáticas
- Promediado de forma de onda y detección de picos
- Doble, base de tiempos
- Funciones matemáticas: operaciones +, - y x
- Transformada rápida de Fourier (FFT) matemática
- Capacidad de disparo por ancho de pulso
- Capacidad de disparo por video con disparo seleccionable por línea
- Disparo externo
- Presentación de persistencia variable
- Interfaz del usuario y temas de Ayuda en diez idiomas

Anexo 7. Especificaciones de la bomba



CÓDIGO: 10074 CLAVE: BOAC-1

Bomba centrífuga para agua modelo europeo, 1 HP, Expert

- Se utiliza cuando se quiere bombear un mayor volumen de agua
- Ofrece caudal y altura
- Altura máxima: **36 m**
- Flujo máximo: **116 L/min**
- Profundidad máxima de succión: **8 m**
- Ideal para bombear el agua de la cisterna al tinaco
- Motor cerrado, con aletas exteriores que ayudan a una mejor ventilación
- Compacta y silenciosa



Capacitor para mayor potencia al arranque



Impulsor de latón



Balero metálico



Motor con bobinas de COBRE
Mayor durabilidad que las de aluminio
2x

Certificaciones y garantías

- Cumple las normas: NOM-003-SCFI / NOM-004-ENER / NOM-014-ENER



Especificaciones

Potencia	1 HP
Altura máxima	36 m
Flujo máximo	116 L/min
Profundidad máxima de succión	8 m
Diámetro de Entrada / Salida	1" NPT
Velocidad	3,450 rpm
Ciclo de trabajo	50 minutos de trabajo por 20 minutos de descanso. Máximo diario 6 horas
Tensión / Frecuencia	127 V / 60 Hz
Consumo	11 A
Dimensiones (Base x Altura x Fondo)	20 x 25 x 31 cm

D.R. © Truper S.A. de C.V. 2023 | Todos los derechos reservados.

Prohibida su reproducción o divulgación total o parcial así como su uso o aprovechamiento sin autorización escrita de Truper, S.A de C.V.



Especificaciones

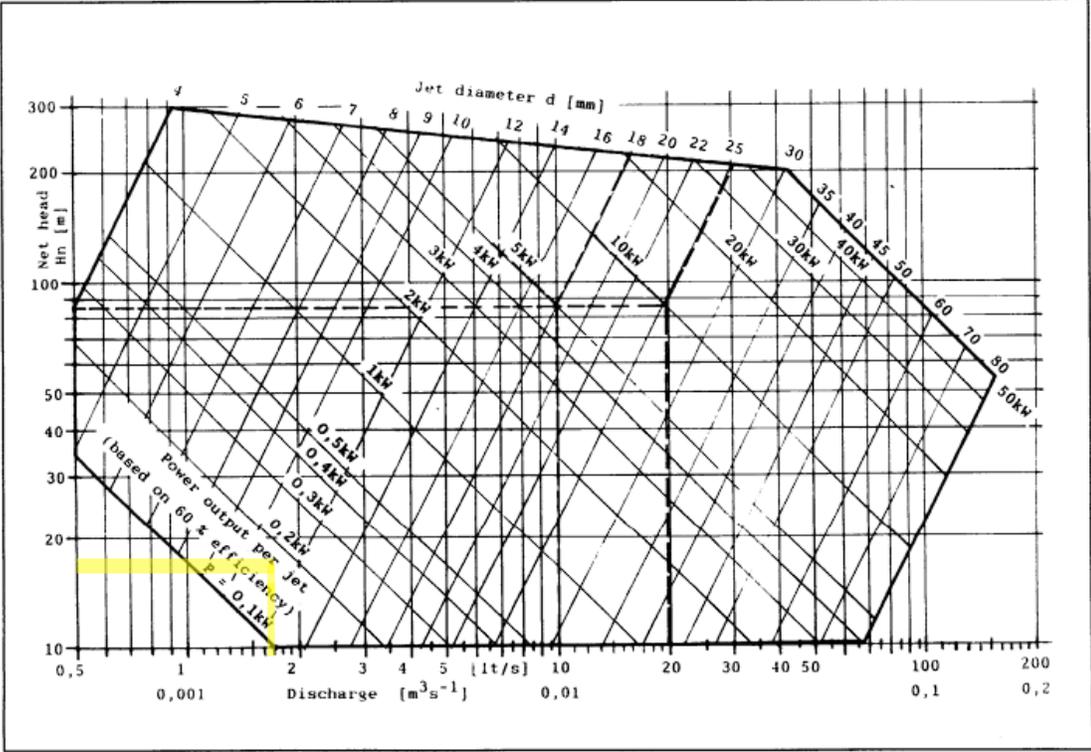
Peso	12 kg
Empaque individual	Caja
Inner	1

Refacciones y/o accesorios disponibles en catálogo (no incluidas)

Código	Clave	Descripción
101717	SOPN-GRUP02	Soporte nivelador para bombas para agua Grupo 2, Truper



Anexo 8. Rango de aplicación de las turbinas Pelton en las micro centrales





Anexo 9. Estimación para determinar el límite de resistencia a la fatiga

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



Anexo 10. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga

- Parámetros en el factor de superficie k_a

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	b
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

- Resultados para flexión y torsión del factor de modificación de tamaño k_b

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

- Valores medios para factor de carga del factor de temperatura k_c

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases}$$

- Factores de confiabilidad (k_e) de algunas confiabilidades estándar especificadas

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Anexo 11. Factores de concentración de esfuerzo

- Para factor de concentración de esfuerzo K_{ts}

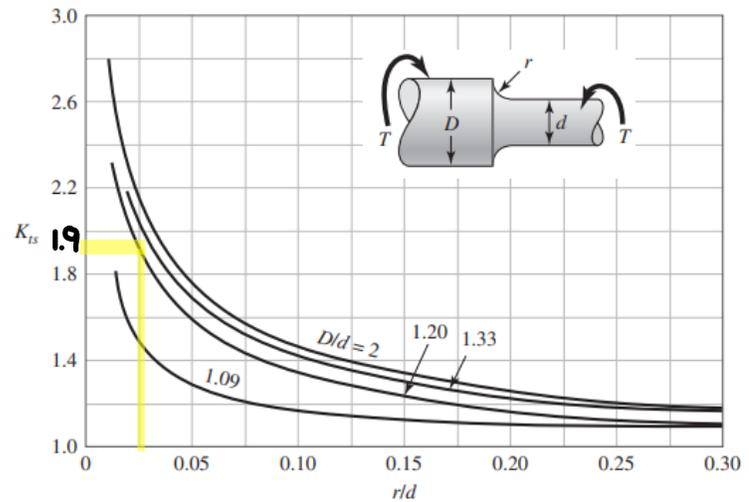


Figura A-15-8

Eje redondo con filete en el hombro en torsión. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

- Para factor de concentración de esfuerzo K_t

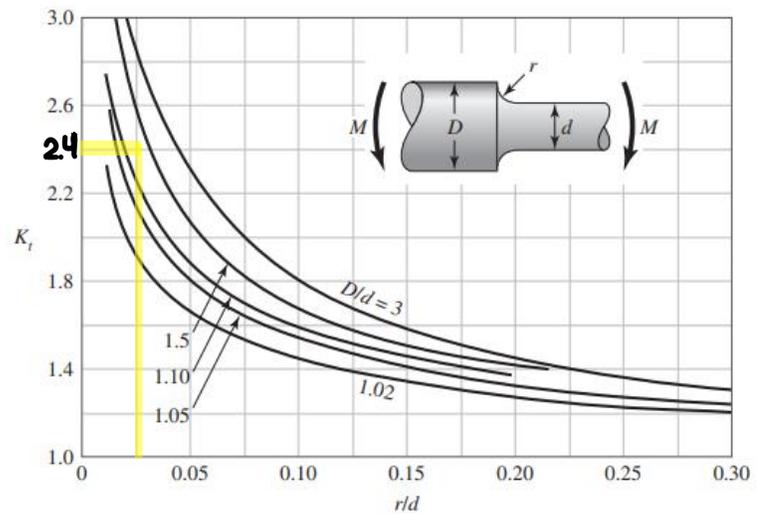


Figura A-15-9

Eje redondo con filete en el hombro en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$.

Anexo 12. Factores de comprobación para geometría del par de engranajes

- Tensión admisible del material

Material	Normal	Reforzado con fibra de vidrio
ABS	27,7	55,4
Acetato	45,5	64
Nylon	63,7	127,4
Policarbonato	63,7	82
Poliéster	32	73
Poliuretano	23	-

- Factor de servicio

Tipo de Carga	8-10 h/día	24 h/día	Intermitente (3 h/día)	Ocasional (0,5 h/día)
Constante	1	1,25	0,80	0,50
Choques ligeros	1,25	1,50	1	0,80
Choques medios	1,50	1,75	1,25	1
Choques fuertes	1,75	2	1,50	1,25

- Factor de Lewis por Faies

# Dientes	Carga en la punta		Carga en el centro	
	α 14.5°	α 20°	α 14.5°	α 20°
Angulo				
10	0.176	0.201	-	-
12	0.21	0.245	0.355	0.415
14	0.236	0.276	0.399	0.468
16	0.255	0.295	0.43	0.503
18	0.27	0.308	0.459	0.522
20	0.283	0.32	0.481	0.544
25	0.305	0.34	0.515	0.58
30	0.318	0.358	0.54	0.606
35	0.327	0.373	0.556	0.633
40	0.336	0.389	0.57	0.659
45	0.34	0.399	0.579	0.678
50	0.346	0.408	0.588	0.694
60	0.355	0.421	0.603	0.713
70	0.36	0.429	0.61	0.728
80	0.363	0.436	0.615	0.739
90	0.366	0.442	0.619	0.747
100	0.368	0.446	0.622	0.755
200	0.378	0.463	0.64	0.787
300	0.382	0.471	0.65	0.801
Cremallera	0.39	0.484	0.66	0.823



Anexo 13. Duración de diseño recomendada para rodamientos

TABLA 14-4 Duración recomendada para rodamientos

Aplicación	Duración de diseño L_{10} , h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15 000
Motores eléctricos, sopladores industriales, máquinas industriales en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100 000-200 000

Fuente: Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, editores, *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill, 1986.

Anexo 14. Datos técnicos de los rodamientos



SKF[®]

UCP 204-12 Unidad de rodamientos de bolas con soporte de pie con aro interior prolongado y fijación con tornillos, fundición, normas japonesas

Unidad de rodamientos de bolas con soporte de pie con aro interior prolongado y fijación con tornillos, fundición, normas japonesas

Las unidades de rodamientos de bolas con soporte de pie están formadas por un rodamiento de inserción montado en un soporte de fundición que puede atornillarse a una superficie de apoyo. Esta versión es fuerte y rígida, y es adecuada para aplicaciones con sentidos de giro constantes y alternados. Tiene un aro interior prolongado en ambos lados, y se fija en el eje ajustando un tornillo de fijación en el aro interior, lo que la hace fácil de montar.

- Fuertes
- Diseñados para una rotación constante y alternada
- Listos para montar
- Rodamiento lubricado y sellado
- Fijación rápida en el eje
- Rentables

Overview

Dimensiones

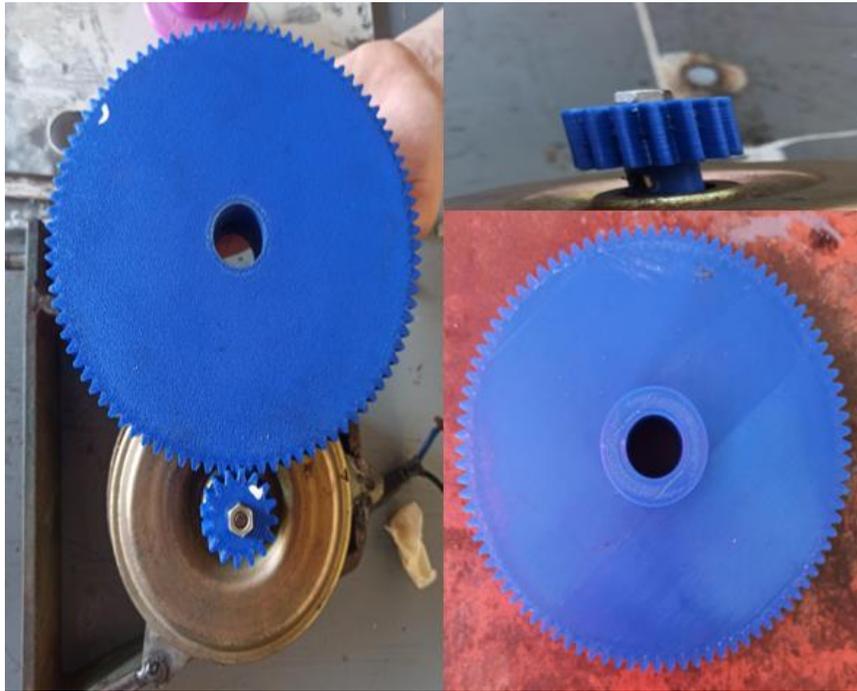
Diámetro del eje	19.05 mm
Altura del centro (soporte de pie)	33.3 mm
Ancho total del soporte	34 mm
Distancia del centro entre los orificios para tornillos	95 mm
Ancho del rodamiento, total	31 mm

Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	12.7 kN
Capacidad de carga estática básica	6.7 kN
Velocidad límite	6 500 r/min

Anexo 15. Resultado del rediseño de las piezas del banco de ensayo

- Par de engranajes impresos en 3D



- Boquilla impresa en 3D



- Sistema de tuberías



- Turbina Pelton de Poliéster de glicol



- Rodete Pelton impresos en 3D



- Carcasa



- Diseño Final del banco didáctico de la turbina Pelton





Anexo 16. Tasa de cambio del dólar en el mes de marzo 2023

BANCO CENTRAL DE NICARAGUA

AVISO

El Banco Central de Nicaragua informa al público en general los tipos de cambio oficial del córdoba con respecto al dólar de los Estados Unidos de América (USD) que regirán en el período abajo señalado:

TIPO DE CAMBIO OFICIAL DE 03 - 2023

Fecha	Córdoba por USD
01-Marzo-2023	36.3211
02-Marzo-2023	36.3221
03-Marzo-2023	36.3230
04-Marzo-2023	36.3240
05-Marzo-2023	36.3250
06-Marzo-2023	36.3260
07-Marzo-2023	36.3270
08-Marzo-2023	36.3280
09-Marzo-2023	36.3290
10-Marzo-2023	36.3300
11-Marzo-2023	36.3310
12-Marzo-2023	36.3320
13-Marzo-2023	36.3329
14-Marzo-2023	36.3339
15-Marzo-2023	36.3349
16-Marzo-2023	36.3359
17-Marzo-2023	36.3369
18-Marzo-2023	36.3379
19-Marzo-2023	36.3389
20-Marzo-2023	36.3399
21-Marzo-2023	36.3409
22-Marzo-2023	36.3419
23-Marzo-2023	36.3429
24-Marzo-2023	36.3438
25-Marzo-2023	36.3448
26-Marzo-2023	36.3458
27-Marzo-2023	36.3468
28-Marzo-2023	36.3478
29-Marzo-2023	36.3488
30-Marzo-2023	36.3498
31-Marzo-2023	36.3508



LA CASA DEL PERNO
Análisis y Calidad Garantizada

La Casa del Perno S.A. RUC J0310000151009
Sveta Cervantes 17 c. al lago, Atlántida. Tel.: 2270-0729
Managua, Nicaragua
www.casadelperno.net

Serie "C" FACTURA N° 226172
T.C. 36.7000 Factura No. 00024172

32 Aniversario

No.		CLIENTE		FECHA	
NAYIB BRISA		TELEFONO		2022/07/23	
COMPRADOR		OPCION DE COMPRA		CONTADO	
LUGAR DE ENTREGA		ALMACEN		No. PUNTO	
C.C.P. - Puntos		AL TAMARA		Cristales, Rótulos	
CANTIDAD	CODIGO	DESCRIPCION	PRECIO UNITARIO	VALOR	
1.00	MS32-08-00	8 x 8 Max. Managua, HD, 73191000000	13.2462	13.2462	13.2462
1.00	MS34-08	8x8 Tapa Max Managua, HD, 73191000000	2.0902	2.0902	2.0902
1.00	MS32-08-00	8 x 8 Max. Managua, HD, 73191000000	1.0024	1.0024	1.0024
1.00	MS34-08	8x8 Tapa Max Managua, HD, 73191000000	8.0892	8.0892	8.0892
1.00	MS32-08-00	8 x 8 Max. Managua, HD, 73191000000	2.0902	2.0902	2.0902
1.00	MS34-08	8x8 Tapa Max Managua, HD, 73191000000	5.8880	5.8880	5.8880
1.00	MS32-08-00	8 x 8 Max. Managua, HD, 73191000000	0.8290	0.8290	0.8290

LA CASA DEL PERNO S.A. CANCELADO

Política de Devolución: Contado 24 horas / Crédito 72 horas. Favor Revisar su producto, después de estos plazos no aceptamos devoluciones.

Pagamos a la orden de LA CASA DEL PERNO, S.A. el valor total de la presente factura, en la fecha de su vencimiento con mantenimiento del valor del Crédito con respecto al Débito de los Estados Unidos de América, de conformidad al artículo 10 de la Ley Monetaria (Decreto Ley No. 1-02). La fecha de pago oportuna de su importe causará intereses moratorios correspondientes del 3% mensual sobre la cantidad resultante desde su fecha de vencimiento hasta su efectivo pago total.

TOTAL VENTA	CS	67.82
DESCUENTO	CS	0.00
SUB-TOTAL	CS	67.82
RET. I.R. %	CS	0.00
ISV %	CS	0.00
I.V.A. 15%	CS	10.17
TOTAL CS	CS	77.99
TOTAL US\$	US\$	2.17

ORIGINAL CLIENTE

LA CASA DEL PERNO
Análisis y Calidad Garantizada

La Casa del Perno S.A. RUC J0310000151009
Sveta Cervantes 17 c. al lago, Atlántida. Tel.: 2270-0729
Managua, Nicaragua
www.casadelperno.net

Serie "C" FACTURA N° 220360
T.C. 36.7000 Factura No. 00024180

30 Aniversario

No.		CLIENTE		FECHA	
NAYIB BRISA		TELEFONO		2022/07/23	
COMPRADOR		OPCION DE COMPRA		CONTADO	
LUGAR DE ENTREGA		ALMACEN		No. PUNTO	
C.C.P. - Puntos		AL TAMARA		Cristales, Rótulos	
CANTIDAD	CODIGO	DESCRIPCION	PRECIO UNITARIO	VALOR	
1.00	MS32-08-00	8 x 8 Max. Managua, HD, 73191000000	42.8500	42.8500	42.8500
1.00	MS34-08	8x8 Tapa Max Managua, HD, 73191000000	2.0902	2.0902	2.0902
1.00	MS32-08-00	8 x 8 Max. Managua, HD, 73191000000	7.3400	7.3400	7.3400
1.00	MS34-08	8x8 Tapa Max Managua, HD, 73191000000	5.5210	5.5210	5.5210

LA CASA DEL PERNO S.A. CANCELADO

Política de Devolución: Contado 24 horas / Crédito 72 horas. Favor Revisar su producto, después de estos plazos no aceptamos devoluciones.

Pagamos a la orden de LA CASA DEL PERNO, S.A. el valor total de la presente factura, en la fecha de su vencimiento con mantenimiento del valor del Crédito con respecto al Débito de los Estados Unidos de América, de conformidad al artículo 10 de la Ley Monetaria (Decreto Ley No. 1-02). La fecha de pago oportuna de su importe causará intereses moratorios correspondientes del 3% mensual sobre la cantidad resultante desde su fecha de vencimiento hasta su efectivo pago total.

TOTAL VENTA	CS	57.80
DESCUENTO	CS	0.00
SUB-TOTAL	CS	57.80
RET. I.R. %	CS	0.00
ISV %	CS	0.00
I.V.A. 15%	CS	8.67
TOTAL CS	CS	66.47
TOTAL US\$	US\$	1.94

ORIGINAL CLIENTE

LA CASA DEL PERNO
Análisis y Calidad Garantizada

La Casa del Perno S.A. RUC J0310000151009
Sveta Cervantes 17 c. al lago, Atlántida. Tel.: 2270-0729
Managua, Nicaragua
www.casadelperno.net

Serie "C" FACTURA N° 220381
T.C. 36.7000 Factura No. 00020381

30 Aniversario

No.		CLIENTE		FECHA	
NAYIB BRISA		TELEFONO		2022/07/23	
COMPRADOR		OPCION DE COMPRA		CONTADO	
LUGAR DE ENTREGA		ALMACEN		No. PUNTO	
C.C.P. - Puntos		AL TAMARA		Cristales, Rótulos	
CANTIDAD	CODIGO	DESCRIPCION	PRECIO UNITARIO	VALOR	
1.00	MS34-08	8x8 Tapa Max Managua, HD, 73191000000	146.8000	146.8000	146.8000

LA CASA DEL PERNO S.A. CANCELADO

Política de Devolución: Contado 24 horas / Crédito 72 horas. Favor Revisar su producto, después de estos plazos no aceptamos devoluciones.

Pagamos a la orden de LA CASA DEL PERNO, S.A. el valor total de la presente factura, en la fecha de su vencimiento con mantenimiento del valor del Crédito con respecto al Débito de los Estados Unidos de América, de conformidad al artículo 10 de la Ley Monetaria (Decreto Ley No. 1-02). La fecha de pago oportuna de su importe causará intereses moratorios correspondientes del 3% mensual sobre la cantidad resultante desde su fecha de vencimiento hasta su efectivo pago total.

TOTAL VENTA	CS	146.80
DESCUENTO	CS	0.00
SUB-TOTAL	CS	146.80
RET. I.R. %	CS	0.00
ISV %	CS	0.00
I.V.A. 15%	CS	22.02
TOTAL CS	CS	168.82
TOTAL US\$	US\$	4.80

ORIGINAL CLIENTE

LA CASA DEL PERNO
Análisis y Calidad Garantizada

La Casa del Perno S.A. RUC J0310000151009
Sveta Cervantes 17 c. al lago, Atlántida. Tel.: 2270-0729
Managua, Nicaragua
www.casadelperno.net

Serie "C" FACTURA N° 219544
T.C. 36.7000 Factura No. 00021944

30 Aniversario

No.		CLIENTE		FECHA	
NAYIB BRISA		TELEFONO		2022/07/23	
COMPRADOR		OPCION DE COMPRA		CONTADO	
LUGAR DE ENTREGA		ALMACEN		No. PUNTO	
C.C.P. - Puntos		AL TAMARA		Cristales, Rótulos	
CANTIDAD	CODIGO	DESCRIPCION	PRECIO UNITARIO	VALOR	
1.00	MS34-08	8x8 Tapa Max Managua, HD, 73191000000	2.0479	2.0479	2.0479
1.00	MS32-08-00	8x8 United Alpha G-2 73191000000	0.1358	0.1358	0.1358
1.00	MS34-08	8x8 Tapa Max Managua, HD, 73191000000	0.5138	0.5138	0.5138

LA CASA DEL PERNO S.A. CANCELADO

Política de Devolución: Contado 24 horas / Crédito 72 horas. Favor Revisar su producto, después de estos plazos no aceptamos devoluciones.

Pagamos a la orden de LA CASA DEL PERNO, S.A. el valor total de la presente factura, en la fecha de su vencimiento con mantenimiento del valor del Crédito con respecto al Débito de los Estados Unidos de América, de conformidad al artículo 10 de la Ley Monetaria (Decreto Ley No. 1-02). La fecha de pago oportuna de su importe causará intereses moratorios correspondientes del 3% mensual sobre la cantidad resultante desde su fecha de vencimiento hasta su efectivo pago total.

TOTAL VENTA	CS	2.70
DESCUENTO	CS	0.00
SUB-TOTAL	CS	2.70
RET. I.R. %	CS	0.00
ISV %	CS	0.00
I.V.A. 15%	CS	0.41
TOTAL CS	CS	3.11
TOTAL US\$	US\$	0.09

ORIGINAL CLIENTE



LA CASA DEL PERNO
Borrines y Cables Especializados

La Casa del Perno S.A. RUC J0310009151059
Dir.: Calle 27 de Mayo, Cine Cabrera 2 1/2 c. Abajo
Tel.: 2222-3461 Managua, Nicaragua
www.casadelperno.net Tlc. 36.7500

Serie "D" **FACTURA** Nº **742602** Factura No. A00742602

32 Aniversario

Nº. CLIENTE		FECHA		
NOMBRE	TELÉFONO	COMPRADOR	CONDICIONES	
LUMINER ENTUBADA <td colspan="2">ALFARERO </td>		ALFARERO		
CARRERA: 27 DE MAYO <td colspan="2">Nº. PED.</td>		Nº. PED.		
CARRERA: 27 DE MAYO <td colspan="2">Wifredo Morales</td>		Wifredo Morales		
CANTIDAD	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	VALOR
1	0112-01-010	3 x 1/2 Alumbrado LUMINER	5,880.00	47,04

Política de Devolución: Contado 24 horas / Crédito 72 horas. Favor Revisar su producto, después de estos plazos no aceptamos devoluciones.

Pagaremos a la orden de LA CASA DEL PERNO S.A. el valor total de la presente factura, en la fecha de su vencimiento con mantenimiento del rubro del Crédito con respecto al Crédito de la Unión de América, de conformidad al art. 16 de la Ley Monetaria (Decreto Ley No. 1-02). La falta de pago oportuno de su importe causará intereses moratorios correspondientes del 2% mensual sobre la cantidad hasta desde su fecha de vencimiento hasta su efectivo pago total.

TOTAL VENTA	CS	47,04
DESCUENTO	CS	0,00
SUB-TOTAL	CS	47,04
RET. I.R. %	CS	0,00
ISV %	CS	0,00
I.V.A. 15%	CS	7,06
TOTAL CS	CS	54,10
TOTAL US\$		1,42

ÁREA DEL CLIENTE: _____ ENTREGADO POR: _____

ORIGINAL CLIENTE

RETECSA
AL SERVICIO DE LA INDUSTRIA

REPRESENTACIONES TÉCNICAS LANUZA, S.A.
No. 11 Carretera a Managua, Carretera (P. N. 100), Managua 7 y 8, Carretera Sur de PROCOMINT
Managua, Nicaragua Tel. 2233-4415 a 18 - Fax: 2233-4415

Nº. RUC J0310009151040 **FACTURA** Serie A No. **118578**

Factura # 0118578-A

Fecha: 11/07/2022 Fecha Vence: 11/07/2022 Cliente #: 1
Cliente: MOSTRADOR Condición de Pago: CONTADO
RUC: NO Cédula de vendedor: MST
Dirección:

Código	Red	Descripción	Localización	Cant.	Precio U.	Costo Total
03-0000-03-1279	DE	MANTENIMIENTO 2º NIVEL (LUBRIFICACIONES)	14-06	1,0	CS 171,21	CS 171,21

ALMACEN RETECSA ENTREGADO
11/07/2022

CANCELADO CAJA RETECSA

AL SERVICIO DE LA INDUSTRIA

Observaciones:	Orden de Compra:	Sub Total:	CS 171,21
		% Descuento:	0,00 %
		Sub Total Netos:	171,21
		IVA 15%:	CS 25,68
		Total:	CS 196,89

CONDICIONES: CONTADO

TERMINOS: Pagar a la orden de RETECSA S.A. el valor total de la presente factura, en la fecha de su vencimiento con mantenimiento del rubro del Crédito con respecto al Crédito de la Unión de América, de conformidad al art. 16 de la Ley Monetaria (Decreto Ley No. 1-02). La falta de pago oportuno de su importe causará intereses moratorios correspondientes del 2% mensual sobre la cantidad hasta desde su fecha de vencimiento hasta su efectivo pago total.

LUGAR Y FECHA: _____ RECIBIÓ EL SERVICIO QUE SE LE ENTREGÓ: _____

FERRERERIA Y ROMEM
Armas y Herramientas

Armas y Herramientas
RUC: 3032704200108
Del RUPAP 16, al este MO • Tel.: 8103 2074 M

FACTURA Nº 0084

Fecha: 22/10/21

Cliente: UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA 50330000006891

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNID.	TOTAL
1	Tubo 1p		150
2	Codos 1p	12	24
2	Cambios 1p	22	44
1	Reductor 2 a 1/2		32
1	Tef 3/4		70
1	pega pvc		36
1	Silicant		98
1	Teploy		10
1	pega Blanca		50

CANCELADO

CUOTA FIJA: _____ TOTAL CS: **514**

NO SE ACEPTA DEVOLUCIONES
OPORTUNO EN SU COMPRA - LE ESPERAMOS DE NUEVO
JERÓNIMO EN PASTOS: NADA ME FALTARÁ, EN LOGARES DE DELICADOS PASTOS
ME HARÁ DESCANSAR, JUNTO A AGUAS DE REPOSO ME PASTOREARÁ, SALMO 23-1-2
¡... QUE DIOS TE BENDIGA Y SEPAREME BENEDICIONES EN TU VIDA Y TU CASA.!

Recibi Conforme _____ Entregué Conforme _____

FERRERERIA
VENTA POR MAYOR Y AL DETALLE

Ofreciéndole la más amplia gama en artículos de Ferrería en general, Electricidad, Fontanería, Alfarería, Zinc, Clavos, Serruchos, Martillos, Tubos PVC, Alambres, Cables, con los mejores precios del mercado para todos.

Fecha: 14/06/23

Cliente: _____

Dirección: _____

CANT.	DESCRIPCIÓN	R. UNID.	TOTAL
2	Spray	80	160

CUOTA FIJA: _____ TOTAL CS: **160**

NO SE ACEPTA DEVOLUCIONES
OPORTUNO EN SU COMPRA - LE ESPERAMOS DE NUEVO
JERÓNIMO EN PASTOS: NADA ME FALTARÁ, EN LOGARES DE DELICADOS PASTOS
ME HARÁ DESCANSAR, JUNTO A AGUAS DE REPOSO ME PASTOREARÁ, SALMO 23-1-2
¡... QUE DIOS TE BENDIGA Y SEPAREME BENEDICIONES EN TU VIDA Y TU CASA.!

Recibi Conforme _____ Entregué Conforme _____

FERRERERIA
VENTA POR MAYOR Y AL DETALLE

Ofreciéndole la más amplia gama en artículos de Ferrería en general, Electricidad, Fontanería, Alfarería, Zinc, Clavos, Serruchos, Martillos, Tubos PVC, Alambres, Cables, con los mejores precios del mercado para todos.

Fecha: 15/06/23

Cliente: _____

Dirección: _____

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNID.	TOTAL
18	Fly 4 Negro		280
10	Fly 4 Negro		50

CUOTA FIJA: _____ TOTAL CS: **330**

NO SE ACEPTA DEVOLUCIONES
OPORTUNO EN SU COMPRA - LE ESPERAMOS DE NUEVO
JERÓNIMO EN PASTOS: NADA ME FALTARÁ, EN LOGARES DE DELICADOS PASTOS
ME HARÁ DESCANSAR, JUNTO A AGUAS DE REPOSO ME PASTOREARÁ, SALMO 23-1-2
¡... QUE DIOS TE BENDIGA Y SEPAREME BENEDICIONES EN TU VIDA Y TU CASA.!

Recibi Conforme _____ Entregué Conforme _____



Anexo 18. Propiedades del físicas y mecánicas del aluminio y del poliéster de glicol

- Propiedades del Aluminio

Tabla 3. Propiedades del aluminio puro. Adaptado de Askeland. D. (1998).

PROPIEDAD	CARACTERÍSTICA – VALOR
COLOR	Blanco
ESTRUCTURA CRISTALOGRÁFICA	FCC Cubica centrada en las caras
DENSIDAD	2,699 g/cm ³
CAMBIO VOLUMÉTRICO DURANTE LA SOLIDIFICACIÓN	6,70 %
CALOR DE COMBUSTIÓN	200 kcal/(atm g)
PUNTO DE FUSIÓN	660,2 °C
PUNTO DE EBULLICIÓN	2057 °C – 2480 °C
CALOR ESPECIFICO	930 J
COEFICIENTE LINEAL DE EXPANSIÓN TÉRMICO (10 ⁶)	23 °C (20 °C – 10 °C)
CONDUCTIVIDAD ELÉCTRICA (VALOR MÁX.)	34 - 38 m/(Ωmm ²)
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA	80 – 230 W/(m K)
RESISTIVIDAD ELÉCTRICA	2,69 μΩ cm
SUSCEPTIBILIDAD MAGNÉTICA (18°C)	0,63

- Propiedades del poliéster de glicol

Cualidad	PLA	PETG
Densidad (g/cm ³)	1,24	1,27
Resistencia a tracción (MPa)	Alta: 3309	Media-Baja: 50
Resistencia a flexión (kg/cm ²)	Muy alta: 485	Media: 700
Resistencia al impacto (KJ/m ²)	Muy baja: 20	Media: 105
Temperatura de deformación (°C)	Baja: 55	Alta: 85
Resistencia UVA y humedad	Muy baja	Buena
Reciclabilidad	Buena	Buena
Ópticas	Exactitud en el color	Transparencia



Anexo 19. Fabricación de TP por empresa GUNT

Automatización y Control Industrial de Nicaragua, S.A.

acisa

De entrada del antiguo hospital militar, 210mts. Al norte, Managua, Nicaragua
Tel.: (505) 2254-5291, 2268-1740 Email: nic.acisa@grupoacisa.com

Fecha: 07 de julio del 2023 Páginas: 1

OFERTA PARA IMPORTACIÓN DIRECTA No. I 1643

Comprador:	Universidad Nacional de ingeniería -UNI-RUPAP Costado sur de Villa Progreso, Managua Nicaragua	Atn.: Ing. Nahun Meza
Vendedor:	G. U. N. T. Gerätebau GMBH Hanskampring 15-17, D-22885 Barsbüttel, Alemania	Marcas:
Empaque:	Apropiado para exportación, incluido en la oferta.	Favor Indicar Universidad Nacional de ingeniería , UNI RUPAP via maritima, entrega en almacén fiscal Managua, Nicaragua, C.A. Pedido No. XXX
Embarque:	Aproximadamente 24- 26 semanas, de acuerdo a programación y previa confirmación de la fábrica y recibido el pago anticipado.	
Precio:	CIF en Euros, vía marítima, en puerto a convenir, para entrega en almacén fiscal, Managua, Nicaragua, C.A.	
Pago:	Anticipado 100%	
Seguro:	Incluido de bodega a bodega.	

ITEM	CANT.	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	Euro	
				UNIDAD	TOTAL
1	1	HM 450.01	Turbina Pelton Necesario:	€ 6,536.00	€ 6,536.00
2	1	HM 450C	Variables características de turbomáquinas hidráulicas Se recomienda un PC con Windows.*	€ 27,457.00	€ 27,457.00
3	1	INST+TRAIN-IH	Servicio de puesta en marcha y entrenamiento por parte de GUNT, con asistencia local de personal de ACISA. En fechas a convenir independiente de la entrega y pago del equipo y dependerá de la selección final de equipos.	€ 4,000.00	€ 4,000.00
Notas:					
- Garantía 18 meses					
- El valor del flete puede variar de acuerdo a la cantidad de equipos seleccionados.					
- PC hardware no está incluido en la cotización.					
- Validez de la oferta: Hasta 07/09/2023.					
- Favor considerar los gastos de importación no incluidos en esta oferta: E). impuestos, aranceles, trámite aduanal, almacenaje, transporte y otros gastos locales en el país de destino, traslados e instalaciones finales					
- Se debe informar el valor del suministro eléctrico del laboratorio.					
- Adicionalmente la universidad debe de prepararse y proveer apoyo logístico durante la instalación.					
Valor Total Ex - fábrica				EUR	€ 37,993.00
Valor aproximado gastos hasta CIF					€ 3,399.30
Valor Aprox. CIF via Maritima hasta Managua, Nicaragua, C.A.				EUR	€ 41,392.30

Automatización y Control Industrial de Nicaragua, S.A.

Universidad Nacional de ingeniería -UNI-RUPAP

ESTE PEDIDO ESTA SUJETO A LA CONFIRMACION DE LA FABRICA



Anexo 20. Cotización de TP en ebay

The screenshot shows the eBay mobile interface. At the top is the eBay logo, a search bar with the text "buscar cualquier cosa", and icons for user profile, shopping cart, and menu. Below the search bar is a product image of a Pelton wheel turbine, labeled "4 de 9". The image shows a dark-colored wheel with multiple curved blades. Below the image is a row of five dots, with the fourth dot filled, indicating the current image in the gallery. To the right of the image is a heart icon and the number "14".

Rueda Pelton de alta eficiencia con diámetro externo de 197,5 mm / 7,77 pulgadas

 **sylvain460 (53)**
Comentarios 100% positivos 

Aprox.
\$137.49 + \$34,11 envío
129,00 euros

Est. entrega **jue, 12 oct - jue, 19 oct**



Anexo 21. Costos de fabricación de turbina hecha por cera perdida

Cuadro 4.1: Costos de fabricación y componentes del conjunto generador

CANTIDAD	PIEZA	Precio Unitario	Precio Total	% TOTAL
21	Alabes en acero inoxidable por fundición en inducción	\$ 12,0	\$ 252,0	25,9%
21	Maquinado de agujeros de álabes	\$ 4,0	\$ 84,0	8,6%
1	Pieza en A36 Carcasa Superior	\$ 55,0	\$ 55,0	5,7%
2	Piezas en A32 Carcasa lateral	\$ 37,5	\$ 75,0	7,7%
2	Pieza en A32 Carcasa lateral inyectores	\$ 60,0	\$ 120,0	12,3%
2	Pieza en 1020 Inyector	\$ 70,0	\$ 140,0	14,4%
1	Pieza en 1020 Disco	\$ 65,0	\$ 65,0	6,7%
1	Generador	\$ 149,0	\$ 149,0	15,3%
1	Costo de envío generador	\$ 22,0	\$ 22,0	2,3%
25	Tornillo allen inoxidable cilíndrico 5 mm	\$ 0,18	\$ 4,5	0,5%
25	Arandela plana inoxidable 5 mm	\$ 0,02	\$ 0,6	0,1%
25	Arandela presión inoxidable 5 mm	\$ 0,04	\$ 1,0	0,1%

66

10	Arandela plana inoxidable 1/4"	\$ 0,04	\$ 0,4	0,0%
10	Arandela presión inoxidable 1/4"	\$ 0,06	\$ 0,1	0,0%
10	Tornillo allen inoxidable 1/4"	\$ 0,26	\$ 2,6	0,3%
25	Tuerca seguridad inoxidable 5 mm	\$ 0,05	\$ 1,1	0,1%
	Subtotal		\$ 972,1	100,0%
	I.V		\$ 126,4	



Anexo 22. Densidad del agua

Densidad del agua líquida entre 0 °C y 100 °C

www.vaxasoftware.com

Software destacado

Generadores de Colecciones de Ejercicios y Problemas	www.vaxasoftware.com/gp/index.html
WinVal - Valoraciones ácido-base	www.vaxasoftware.com/soft_edu/winval.html
HEstadis - Herramientas de Estadística y Probabilidad	www.vaxasoftware.com/soft_edu/hestadis.html
EABW - Equilibrios ácido-base para Windows	www.vaxasoftware.com/soft_edu/eabw.html
SDES - Simulador de destilaciones para Windows	www.vaxasoftware.com/soft_edu/sdes.html
FunGraf - Gráficas de funciones matemáticas	www.vaxasoftware.com/soft_edu/fungraf.html

Presión externa: 1 atm = 101 325 Pa

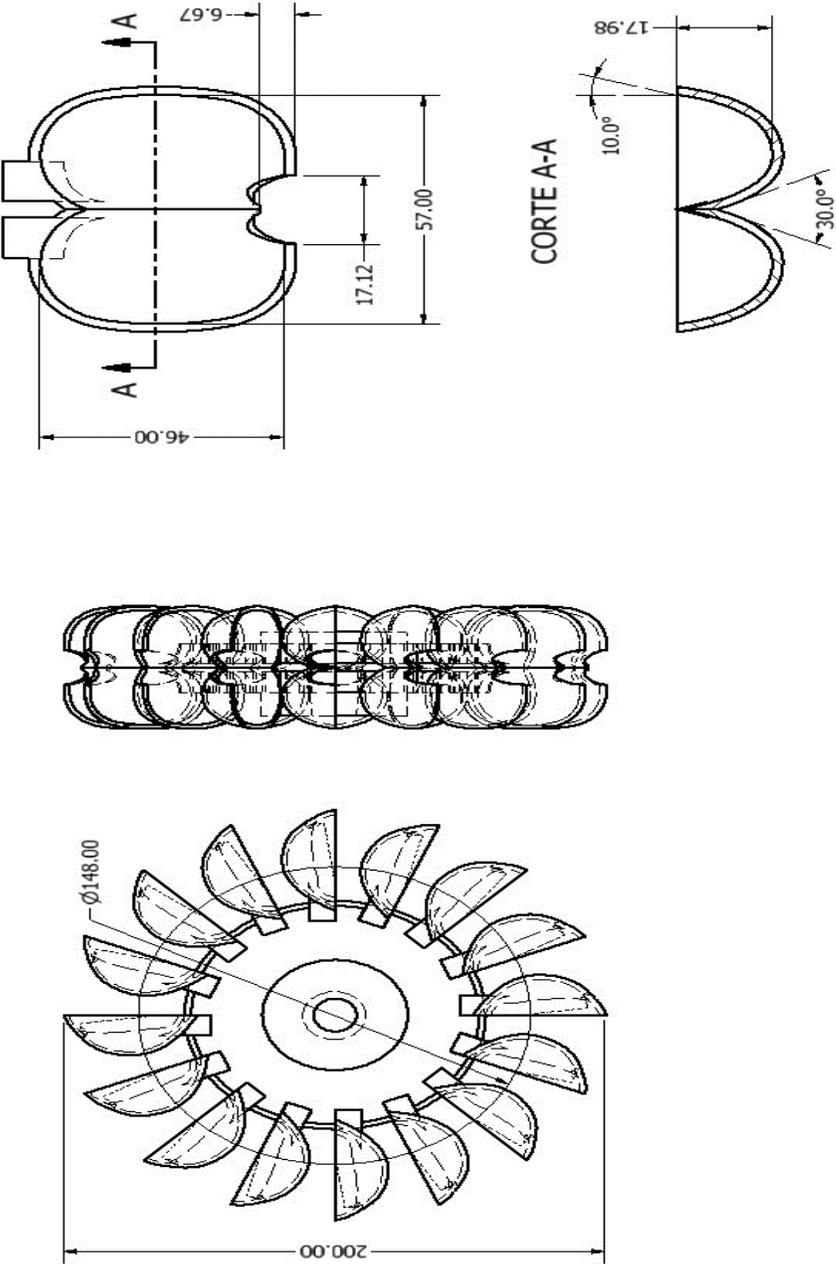
Temperatura °C	Densidad kg / m ³	Temperatura °C	Densidad kg / m ³	Temperatura °C	Densidad kg / m ³
0 (hielo)	917,00	33	994,76	67	979,34
0	999,82	34	994,43	68	978,78
1	999,89	35	994,08	69	978,21
2	999,94	36	993,73	70	977,63
3	999,98	37	993,37	71	977,05
4	1000,00	38	993,00	72	976,47
5	1000,00	39	992,63	73	975,88
6	999,99	40	992,25	74	975,28
7	999,96	41	991,86	75	974,68
8	999,91	42	991,46	76	974,08
9	999,85	43	991,05	77	973,46
10	999,77	44	990,64	78	972,85
11	999,68	45	990,22	79	972,23
12	999,58	46	989,80	80	971,60
13	999,46	47	989,36	81	970,97
14	999,33	48	988,92	82	970,33
15	999,19	49	988,47	83	969,69
16	999,03	50	988,02	84	969,04
17	998,86	51	987,56	85	968,39
18	998,68	52	987,09	86	967,73
19	998,49	53	986,62	87	967,07
20	998,29	54	986,14	88	966,41
21	998,08	55	985,65	89	965,74
22	997,86	56	985,16	90	965,06
23	997,62	57	984,66	91	964,38
24	997,38	58	984,16	92	963,70
25	997,13	59	983,64	93	963,01
26	996,86	60	983,13	94	962,31
27	996,59	61	982,60	95	961,62
28	996,31	62	982,07	96	960,91
29	996,02	63	981,54	97	960,20
30	995,71	64	981,00	98	959,49
31	995,41	65	980,45	99	958,78
32	995,09	66	979,90	100	958,05



XV. Apéndices

Apéndice A. Planos de la turbina y cuchara Pelton de aluminio

Este apartado del documento fue creado en base a lo explicado en el apartado 7.2 con el propósito de detallar las dimensiones más importantes de la turbina Pelton de aluminio que hicieron posible los cálculos teóricos para el comparativo.





Apéndice B. Límite de relación de diámetros

Tabla B1. Llenado de campos punto de operación

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
1	SELECCIÓN DE TURBINA										
2											
3	Hn	25.49 m	Altura útil	mca		15.3	bar	1.50			
4	QT	0.000697 m³/s	Caudal	bar		0.5	mca	5.10			
5											
6	Pneta	17.77 kw									
7	Nt	60%	Eficiencia								
8	Pútil	10.66 kw									
9											
10											
11	Gráfico 6.1										
12											
13		Turbina Pelton		ns	30						
14											
15	Putil	14.50	cv								
16											
17	n	451.18	rpm								
18											
19		Frecuencia									
20	n de polos	60 hz	Velocidad angular								
21	20	560									
22											
23	ns	37.24									
24											
25	ns por chorro	18.6					d inyector	1.15 a 1.25	1.25	0.008	
26										8.04	mm
27	d0	0.006	m	6.43	mm						
28											
29	Dp	0.34	m	33.56	cm						
30											
31				1/15	1/10						
32	do/dp	5/261		no cumple	cumple						
33											
34		calculos según diametro									
35	a	0.009	m								
36	Y0	40 °									

Fuente: Propia

El desarrollo del cálculo para seleccionar el punto de operación adecuado para el rediseño de la turbina Pelton se realizó según las recomendaciones de Manuel Polo Encinas, Claudio Mataix y Eisenring en sus respectivas investigaciones.

Creando un Excel con distintas hojas de cálculo las cuales facilitaron el proceso, con los valores de caudal y altura útil de cada punto de operación de la bomba mientras se mantenía la velocidad angular de 560 rpm estando en el rango mencionado en el apartado 5.3.5.2 siendo la velocidad que permitía tener un nuevo diámetro primitivo semejante al de la turbina de aluminio para su comparación y la eficiencia del 60% del Anexo 8.

Al insertar estos valores en los campos como se muestra en la Tabla B1 donde se obtuvieron las distintas relaciones de diámetro $\delta = \left(\frac{d_0}{DP}\right)$, valor que debía



estar entre los rangos $\frac{1}{15} \leq \delta \leq \frac{1}{10}$, dando como resultado la **Tabla B2** donde se muestra el punto seleccionado mencionado en el **apartado 8.2**.

Tabla B2. Selección de diámetro según rango de operación δ

Punto de operación		Criterios	
Q	H	1/15	1/10
m ³ /s	m.c.a		
0.000362	29.57	No cumple	Cumple
0.000697	25.49	No cumple	Cumple
0.001081	20.39	No cumple	Cumple
0.001487	10.19	No cumple	Cumple
0.001642	5.09	Cumple	Cumple
0.001739	1.01	Cumple	No cumple
0.001739	0.5	Cumple	No cumple

Fuente: Propia

También en el Excel se crearon los rangos de valores para el diseño de la cuchara como se muestra en la **Tabla B3** permitiendo tener las dimensiones esenciales en la turbina y su número de cangilones.

Tabla B3. Valores para diseño de turbina Pelton

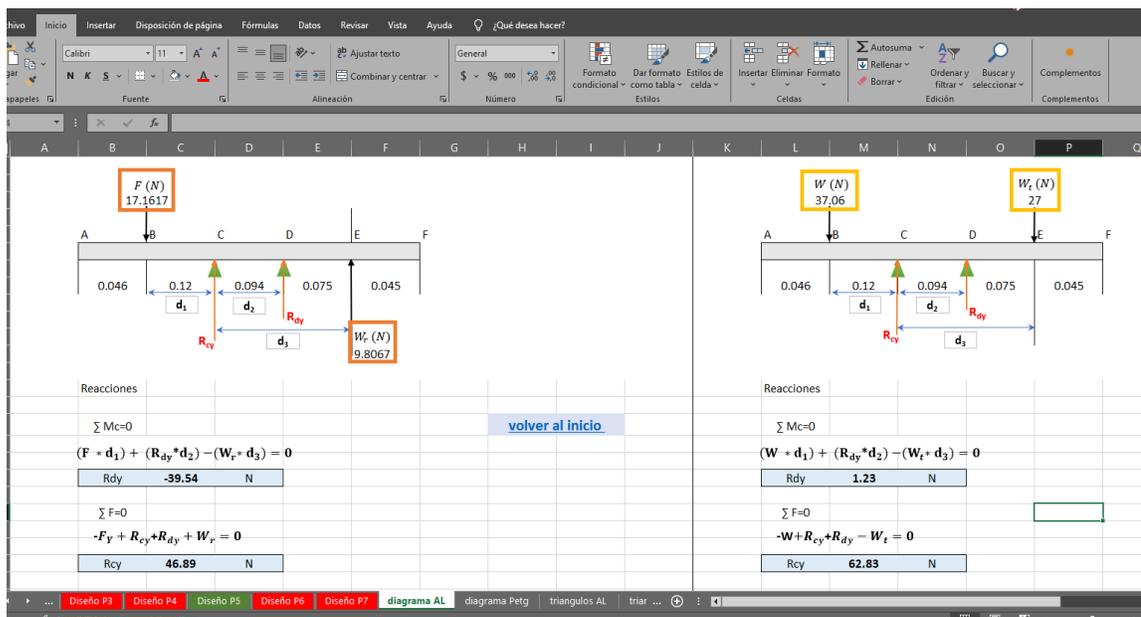
calculos según diametro								
a	0.021	m	20.96	mm				
Y0	40°							
y1	60°							
d	0.02	m	16.98	mm				
x	0.01	m	7.38	mm				
dv	0.01	m	8.56	mm				
b	0.05	m	47.98	mm				
L	0.09	m	88.57	mm				
dt	0.03	m	33.22	mm				
numeros de alabes								
z	15	16						
								14.76 mm
dimensionamiento del alabe								
	Rango	tomado			1.1-1.25	M	1.25	18 mm
m1	0.18 a 0.20	0.2	0.003	m	1.5	t	1.5	7
m	0.95 a 1.05	1.05	0.016	m	2.8-3.6	b	3.6	53
B	2.8 a 3.20	3.2	0.047	m	1.2-1.6	B	1.6	24
L	2.3 a 2.8	2.8	0.041	m	2.5-2.85	h	2.85	42
T	0.60 a 0.90	0.9	0.013	m	0.8-1	e	1	15
S	1.1 a 1.2	1.2	0.018	m	20°-30°	α	30°	
Y	96° A 105°	96°				β	10°	
α	10° A 15°	10°				D	160	
θ2	160° A 175°	160°				Dp	225	mm
β2	20°					De	275.48681	mm

Fuente: Propia

Apéndice C. Cálculo de reacciones y momentos

Para comprobar los cálculos realizados por MDSolids como se mostraba en los gráficos de los apartados 8.9.1.2.1 y 8.9.2.2.1. Se efectuaron los cálculos en una plantilla creada en Excel para el eje de la turbina, los cálculos se realizaron considerando el eje como una viga ya que como menciona (Hibbeler, 2010, p.345) “las vigas son elementos estructurales diseñados para soportar cargas aplicadas de manera perpendicular a sus ejes”.

Gráfico C1. Fuerzas en el eje en los planos XY y XZ

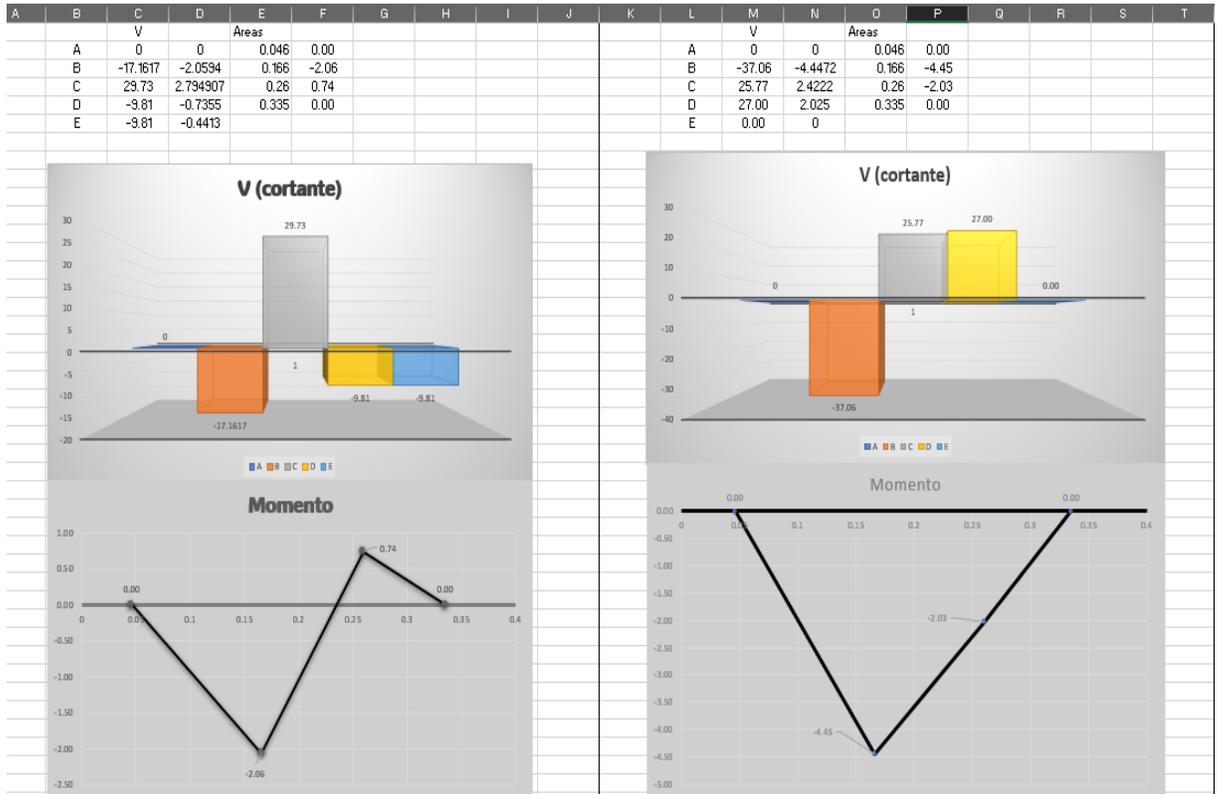


Fuente: Propia

En la plantilla solamente se cambiaron los valores de las fuerzas que actúan en el eje como el peso fuerza del chorro y las fuerzas creadas por los engranajes como se observa en la **Gráfico C1** obteniendo las reacciones por ecuaciones de equilibrio en los dos planos XY y XZ como se detalla en los apartados 8.9.1.2.1 y 8.9.2.2.1. Luego de tener estos valores se construyeron los diagramas por el método de áreas en el cual primero se creó el del cortante y con las áreas de este el de momento obteniendo así los resultados como se observa en la **Gráfico C2**.



Gráfico C2. Diagramas de cortante y momento en Excel



Fuente: Propia



Apéndice D. Estudio unidimensional de las turbinas Pelton

Según Mataix (1975), Zamora y Viedma (2016), el análisis y estudio del flujo en las turbinas hidráulicas se debe realizar por teorías como la unidimensional la cual presenta soluciones aproximadas, hablando En el sentido en los triángulos de velocidades a la entrada y salida referido a un filamento de la corriente.

Por tanto, se realizaron los cálculos necesarios para cada ángulo de apertura de la válvula, en corriente continua y corriente alterna. Usando los valores de las mediciones en las **tablas IX 1, IX 2, IX 3, y IX 4** y presentando sus resultados en las **tablas D1, D2, D3 y D4**.

Tabla D1. Resumen de cálculos para la Turbina PETG en corriente directa

Turbina Pelton de plástico																			
Apertura Llave (°)	V (m/s)	U (m/s)	C ₁ (m/s)	W ₁ (m/s)	W ₂ (m/s)	F (N)	P _{efec} (W)	Torque (N)	η _h	H _n (m)	P _n (W)	P _{util} (CV)	P ₁ (W)	P _{it} (W)	M _i (N*m)	P _e (W)	M (N*m)	η _t	η _s
35	1.75	0.34	20.18	19.84	19.05	34.17	11.67	2.56	3%	41.02	356.20	0.001	180.29	5.91	1.30	5.73	1.26	3%	0.02
40	2.13	3.49	18.54	15.05	14.45	31.53	109.92	2.36	35%	29.65	313.19	0.009	185.03	64.94	1.40	62.99	1.36	31%	1.05
50	2.93	4.82	14.27	9.45	9.07	27.21	131.29	2.04	58%	15.46	224.49	0.012	150.78	88.18	1.37	85.53	1.33	52%	3.24
60	3.24	5.26	11.28	6.02	5.78	19.14	100.77	1.44	72%	8.74	140.21	0.010	104.06	74.79	1.07	72.55	1.03	64%	5.86
70	3.43	5.33	10.09	4.76	4.57	16.04	85.49	1.20	75%	6.70	113.75	0.009	88.17	66.26	0.93	64.27	0.90	67%	7.38
80	3.43	5.38	9.61	4.22	4.05	14.23	76.60	1.07	76%	5.94	100.94	0.008	79.91	60.64	0.84	58.82	0.82	68%	8.07
90	3.43	5.47	9.11	3.65	3.50	12.28	67.16	0.92	76%	5.22	88.64	0.007	71.92	54.49	0.75	52.86	0.72	68%	8.86

Fuente: Propia

Tabla D2. Resumen de cálculos para la Turbina AL en corriente directa

Turbina Pelton de Aluminio																			
Apertura Llave (°)	V (m/s)	U (m/s)	C ₁ (m/s)	W ₁ (m/s)	W ₂ (m/s)	F (N)	P _{efec} (W)	Torque (N)	η _h	H _n (m)	P _n (W)	P _{util} (CV)	P ₁ (W)	P _{it} (W)	M _i (N*m)	P _e (W)	M (N*m)	η _t	η _s
35	1.75	0.31	20.18	19.88	19.08	34.23	10.49	2.53	3%	41.09	356.77	0.001	180.29	5.30	1.30	5.14	1.24	3%	0.02
40	2.13	3.24	18.54	15.29	14.68	32.04	103.95	2.37	33%	30.00	316.82	0.008	185.03	60.71	1.40	58.89	1.34	29%	0.95
50	2.93	4.62	14.27	9.65	9.26	27.79	128.49	2.06	57%	15.64	227.11	0.011	150.78	85.31	1.38	82.75	1.32	51%	3.10
60	3.24	5.10	11.28	6.19	5.94	19.68	100.28	1.46	71%	8.84	141.74	0.010	104.06	73.62	1.08	71.41	1.04	63%	5.71
70	3.43	5.18	10.09	4.91	4.72	16.55	85.70	1.22	75%	6.77	114.93	0.009	88.17	65.75	0.95	63.77	0.91	67%	7.24
80	3.43	5.28	9.61	4.33	4.16	14.59	76.98	1.08	76%	5.99	101.69	0.008	79.91	60.50	0.86	58.68	0.82	68%	8.00
90	3.43	5.39	9.11	3.72	3.58	12.55	67.63	0.93	76%	5.25	89.11	0.007	71.92	54.58	0.76	52.94	0.73	68%	8.86

Fuente: Propia



Tabla D3. Resumen de cálculos para la Turbina PETG en corriente Alterna

Turbina Pelton de Aluminio																			
Apertura Llave (°)	V (m/s)	U (m/s)	C ₁ (m/s)	W ₁ (m/s)	W ₂ (m/s)	F (N)	P _{efec} (W)	Torque (N)	η _h	H _n (m)	P _n (W)	P _{util} (CV)	P ₁ (W)	P _{it} (W)	M _i (N*m)	P _e (W)	M (N*m)	η _t	n _s
50	2.93	3.57	14.27	10.70	10.27	30.82	110.09	2.31	46%	16.64	241.71	0.009	150.78	68.68	1.44	66.62	1.40	41%	2.12
60	3.24	3.99	11.28	7.29	7.00	23.20	92.55	1.74	60%	9.54	152.98	0.008	104.06	62.95	1.18	61.06	1.15	54%	4.08
70	3.43	4.00	10.09	6.09	5.85	20.52	82.07	1.54	66%	7.38	125.29	0.008	88.17	57.75	1.08	56.02	1.05	59%	5.17
80	3.43	4.02	9.61	5.59	5.36	18.81	75.67	1.41	68%	6.57	111.60	0.007	79.91	54.19	1.01	52.56	0.98	61%	5.70
90	3.43	4.11	9.11	5.01	4.81	16.86	69.28	1.26	71%	5.77	98.04	0.007	71.92	50.83	0.93	49.30	0.90	63%	6.43

Fuente: Propia

Tabla D4. Resumen de cálculos para la Turbina AL en corriente Alterna

Turbina Pelton de Aluminio																			
Apertura Llave (°)	V (m/s)	U (m/s)	C ₁ (m/s)	W ₁ (m/s)	W ₂ (m/s)	F (N)	P _{efec} (W)	Torque (N)	η _h	H _n (m)	P _n (W)	P _{util} (CV)	P ₁ (W)	P _{it} (W)	M _i (N*m)	P _e (W)	M (N*m)	η _t	n _s
50	2.93	4.62	14.27	9.65	9.26	27.79	128.49	2.06	57%	15.64	227.11	0.011	150.78	85.31	1.38	82.75	1.32	51%	3.10
60	3.24	5.10	11.28	6.19	5.94	19.68	100.28	1.46	71%	8.84	141.74	0.010	104.06	73.62	1.08	71.41	1.04	63%	5.71
70	3.43	5.18	10.09	4.91	4.72	16.55	85.70	1.22	75%	6.77	114.93	0.009	88.17	65.75	0.95	63.77	0.91	67%	7.24
80	3.43	5.28	9.61	4.33	4.16	14.59	76.98	1.08	76%	5.99	101.69	0.008	79.91	60.50	0.86	58.68	0.82	68%	8.00
90	3.43	5.39	9.11	3.72	3.58	12.55	67.63	0.93	76%	5.25	89.11	0.007	71.92	54.58	0.76	52.94	0.73	68%	8.86

Fuente: Propia

Los valores de las tablas se calcularon a partir del siguiente procedimiento. Primero se calculó el área de la tubería

$$A = \frac{\pi \cdot (0.0254)^2}{4} = 0.00050 \text{ m}^2$$

Después se calculó la velocidad en la tubería despejando la **Ecuación 4** y utilizando el valor del caudal de la **Tabla IX 1** de las mediciones realizadas.

$$V = \frac{0.000889 \text{ m}^3/\text{s}}{0.00050 \text{ m}^2} = 1.75 \text{ m/s}$$

Después se calcularon los valores de los triángulos de velocidades empezando por la velocidad tangencial del rodete (*U*) de la **Ecuación 23** el valor del diámetro Pelton y la velocidad angular medida. (Ver **tablas IX 1, IX 2, IX 3, y IX 4**)



$$U = \frac{\pi * 43.49 \text{ r. p. m} * 0.15 \text{ m}}{60} = 0.34 \text{ m/s}$$

Siguiendo el procedimiento se calcula la velocidad absoluta del fluido (C_1) con la **Ecuación 1**.

$$C_1 = 0.96 \sqrt{2(9.81 \text{ m/s}^2)(22.53 \text{ m})} = 20.18 \text{ m/s}$$

Con los valores anteriores se calculó la velocidad relativa en la entrada (w_1) con la **Ecuación 26**.

$$w_1 = 20.18 - 0.34 = 19.84 \text{ m/s}$$

Después se procedió a calcular la velocidad relativa a la salida (w_2) que es $w_2 = K_w * w_1$, donde $K_w = (0.96 - 0.98)$ debido a la fricción, por tanto

$$w_2 = 0.96 * (19.84 \text{ m/s}) = 19.05 \text{ m/s}$$

Con los valores anteriores se determinó la fuerza del chorro con la formula siguiente $F = \rho Q(w_1 \cos \theta_1 - w_2 \cos \theta_2)$ y usando la densidad del agua (ver **Anexo 22**) a la temperatura obtenida en el **apartado 7.1.2**.

$$F = (995.71 \text{ Kg/m}^3)(0.000889 \text{ m}^3/\text{s})(19.84 \text{ m/s} * \cos 0^\circ - 19.05 \text{ m/s} * \cos 170^\circ)$$

$$F = 34.17 \text{ N}$$

Con la fuerza del chorro se calculó la potencia efectiva y el torque

$$P_{ef} = F * U$$

$$P_{ef} = 34.17 * 0.34 \text{ m/s}$$

$$P_{ef} = 11.61 \text{ W}$$

$$P_{ef} = T * w \rightarrow T = \frac{P_{ef}}{w} = \frac{11.61 \text{ Nm/s}}{43.49 \text{ rpm} * \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}}$$

$$T = 2.55 \text{ N} * \text{m}$$

$$\text{ó } T = F * \frac{DP}{2} = 34.17 * \frac{0.15 \text{ m}}{2}$$

⁴El ángulo θ_2 no es más que el ángulo suplementario de β_2 seleccionado en la **Tabla VIII** .



$$T = 2.56 N * m$$

- **Altura neta**

$$H_n = H_U + \frac{W_2^2}{2 * g} = 22.53 m + \frac{(19.05 \frac{m}{s})^2}{2 * 9.81 m/s^2} = 41.02 m$$

- **Eficiencia hidráulica**

$$P_{ef} = P_n * \eta_h \rightarrow \eta_h = \frac{P_{ef}}{Q * H_n * \gamma}$$

$$\eta_h = \frac{11.61 W}{0.000889 m^3/s * 41.02 m * 9767.92 N/m^3}$$

$$\eta_h = 0.03 \cong 3\%$$

- **Potencia neta o en la entrada (P_n ó P_E)**

$$P_n = Q * H_n * \gamma = \left(0.000889 \frac{m^3}{s}\right) * (41.02 m) * \left(9767.92 \frac{N}{m^3}\right) = 356.20 W$$

- **Potencia en la entrada del rodete (P_1)**

$$P_1 = P_E * \eta_{iny} \text{ ó } \rho * Q * \frac{C_1^2}{2}$$

$$P_1 = 995.71 \frac{N}{m^3} * 0.000889 \frac{m^3}{s} * \left[\frac{\left(20.18 \frac{m}{s}\right)^2}{2}\right] = 180.24 W$$

- **Potencia interior al eje (P_{it})**

$$P_i = P_1 * \eta_h = 180.24 W * 0.03 = 5.40 W$$

- **Momento interior al eje (M_{it})**

$$M_i = \frac{DP}{2 * U} * P_i = \frac{0.15 m}{2 * \left(0.34 \frac{m}{s}\right)} * 5.40 N * \frac{m}{s} = 1.19 N * m$$

- **Potencia al freno (P_e)**

$$P_e = P_i * \eta_m = 5.40 w * 0.97^5 = 5.23 W$$

⁵ El valor de la eficiencia mecánica se escogió del **0.97** según recomendaciones de Mataix en su libro turbomáquinas hidráulicas p. 728



Por tanto, el par motor o momento (M) exterior al eje esta dado por:

$$M = \frac{DP}{2 * U} * P_e = \frac{0.15 \text{ m}}{2 * (0.34 \text{ m/s})} * 5.23 \text{ N} * \frac{\text{m}}{\text{s}} = 1.15 \text{ N} * \text{m}$$

Logrando así determinar la eficiencia total o rendimiento global de la turbina (η_t)

$$\eta_t = \frac{M * \omega}{\rho * g * Q * H_u} = \frac{(1.15 \text{ N} * \text{m}) * \left(43.49 * \frac{2 * \pi \text{ rad}}{60 \text{ seg}} \right)}{995.71 \text{ N/m}^3 * 9.81 \text{ m/s}^2 * 0.000889 \text{ m}^3/\text{s} * 22.53 \text{ m}} = 0.03$$

$$\eta_t = 3\%$$

También se comprobó el valor del número de revoluciones específicas (n_s) ya que según Mataix su rango de operación es de 0-30 rpm para esto determinamos la potencia útil en caballos vapor (CV).

$$p_u = \rho * g * Q * H_n * \eta_t = 995.71 \text{ N/m}^3 * 9.81 \frac{\text{m}^2}{\text{s}} * 0.000889 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 22.53 \text{ m} * 0.03$$

$$p_u = 5.86 \text{ N} * \text{m/s}$$

$$p_u = \frac{5.86 \text{ W}}{735.5 \text{ CV}} = 0.001 \text{ CV}$$

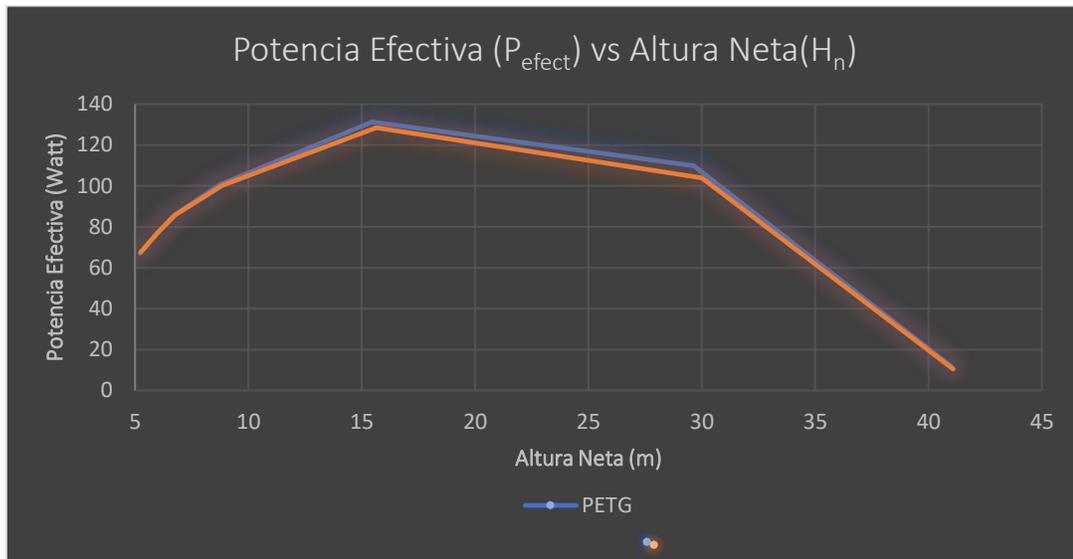
$$n_s = 43.49 \text{ rpm} * (0.001 \text{ CV})^{\frac{1}{2}} * \left(22.53 \text{ m}^{-\frac{5}{4}} \right) = \mathbf{0.0028}$$

Todo este procedimiento descrito se aplicó para cada variación de caudal y altura como se mencionaba al inicio, los únicos parámetros que varían para los cálculos son los diámetros Pelton que para PETG es de 0.15 m (ver **apartado 8.3.2**) y en la de Aluminio de 0.148 m (ver **apéndice A**), también varían las velocidades angulares en dependencia de la apertura de la válvula y el tipo de corriente que se trabajaba.

Cabe recalcar que a partir de la ecuación de potencia efectiva (P_{efec}) hasta el número de revoluciones efectivas (n_s) se utilizaron las bibliografías de los estudios realizados por Claudio Mataix en su libro de turbomáquinas hidráulicas y Marcos Pilar Gonzales en su libro máquinas de fluidos.

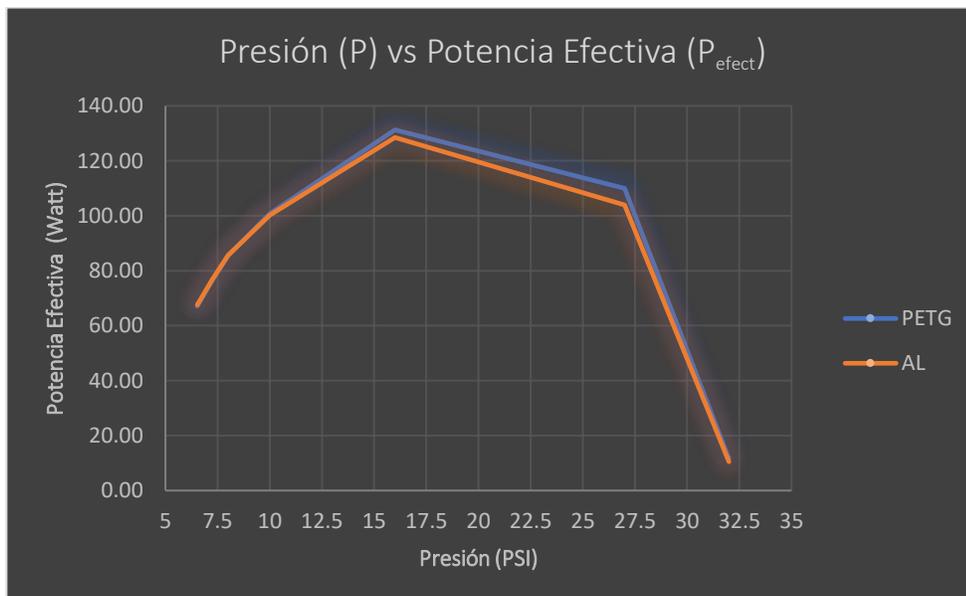
Apéndice E. Parámetros característicos de las turbinas Pelton en AC y DC

Gráfico E1 Potencia efectiva vs Altura neta (CD)



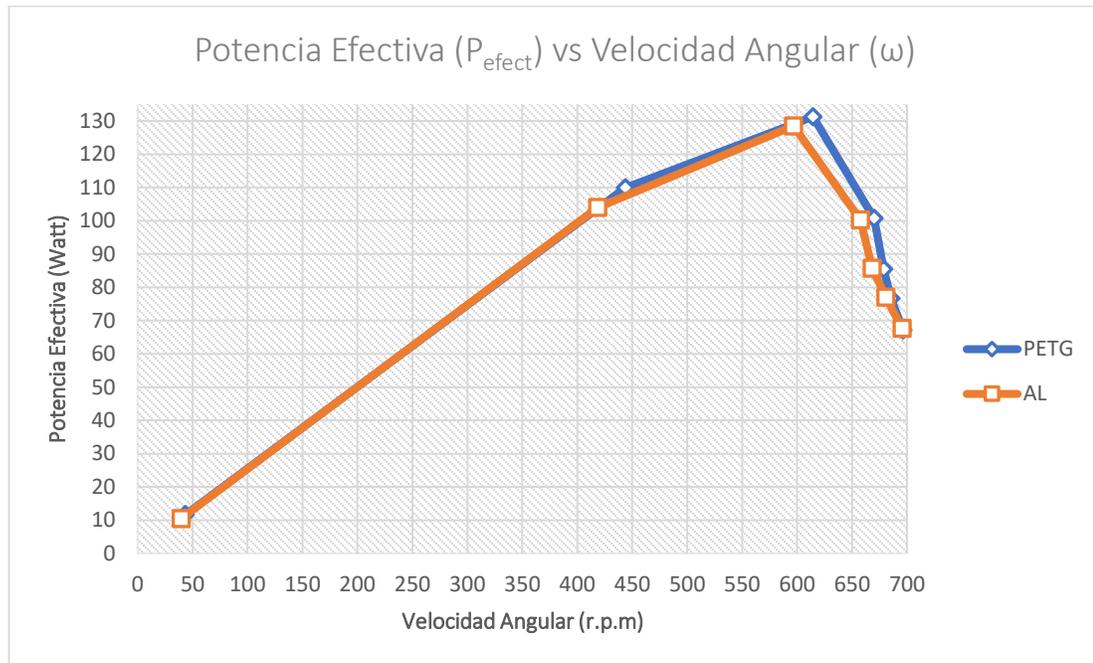
Fuente: Propia

Gráfico E2. Presión vs Potencia efectiva (CD)



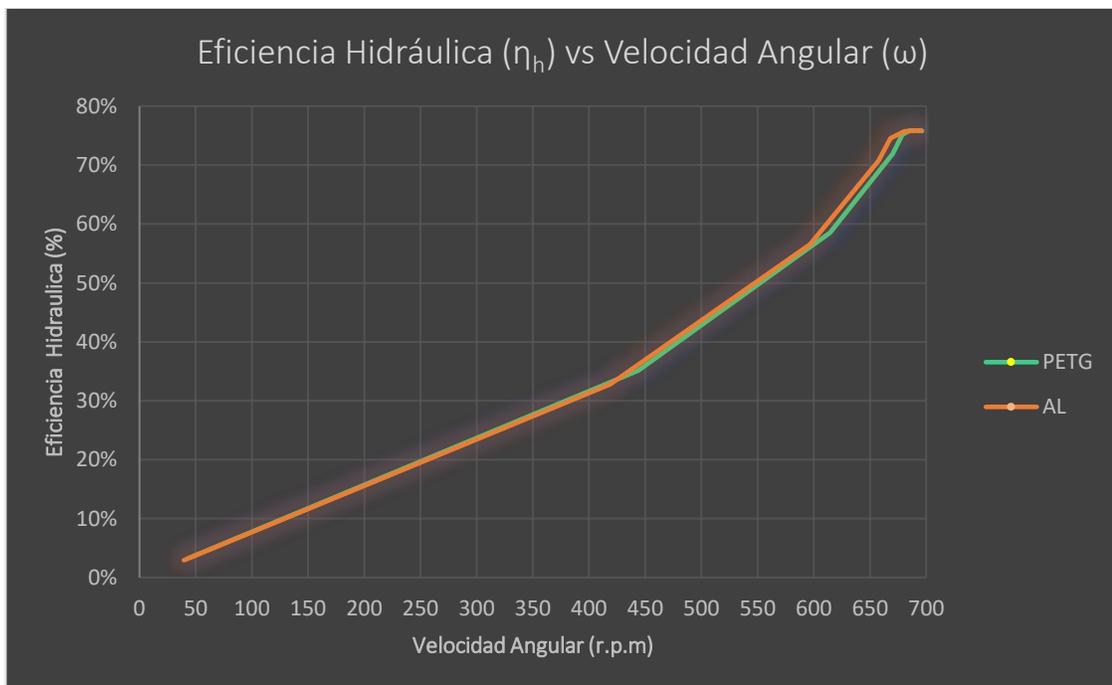
Fuente: Propia

Gráfico E3. Potencia efectiva vs Velocidad angular (CD)



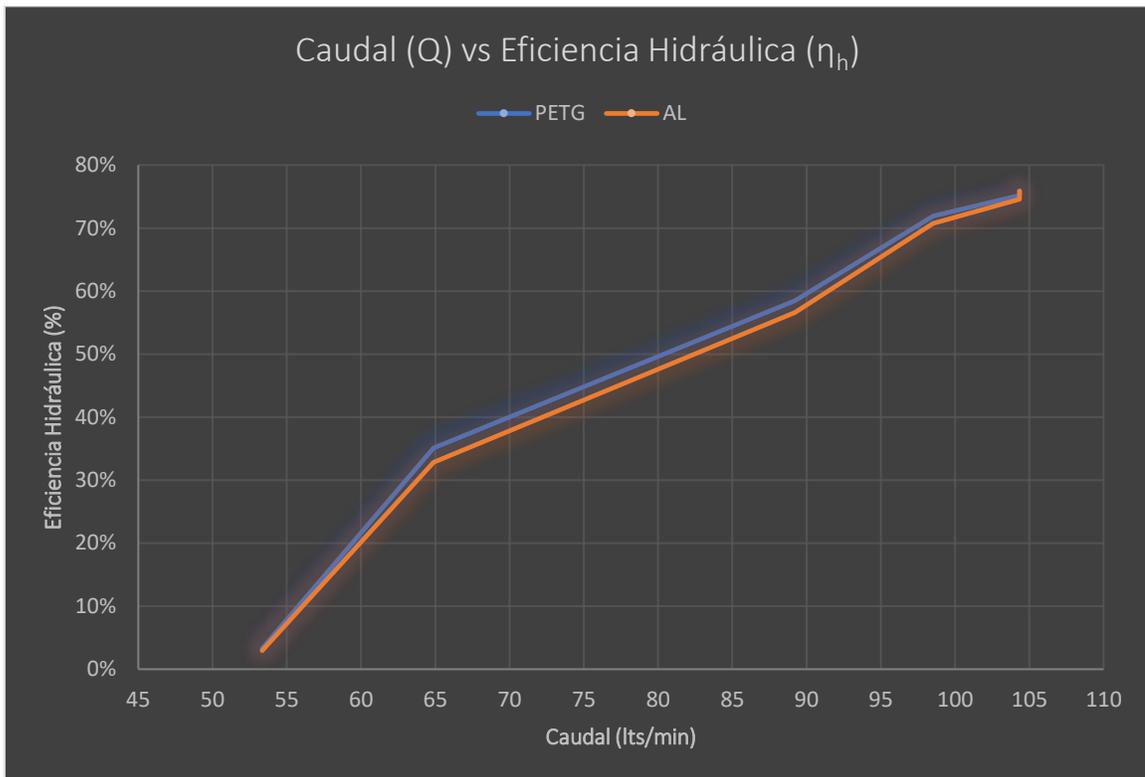
Fuente: Propia

Gráfico E4. Eficiencia hidráulica vs Velocidad angular (CD)



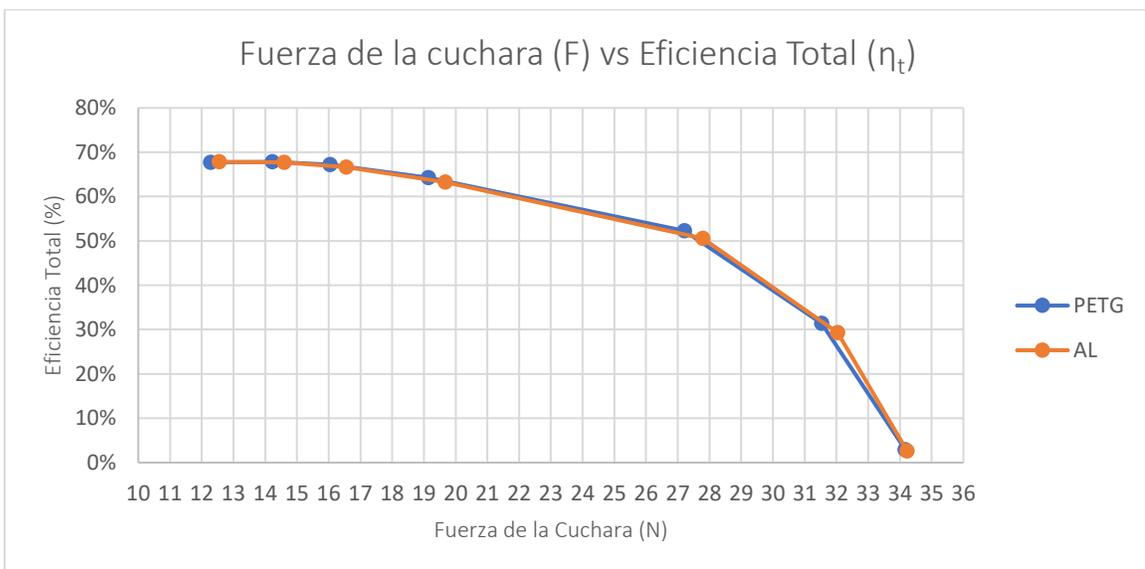
Fuente: Propia

Gráfico E5. Eficiencia hidráulica vs Caudal (CD)



Fuente: Propia

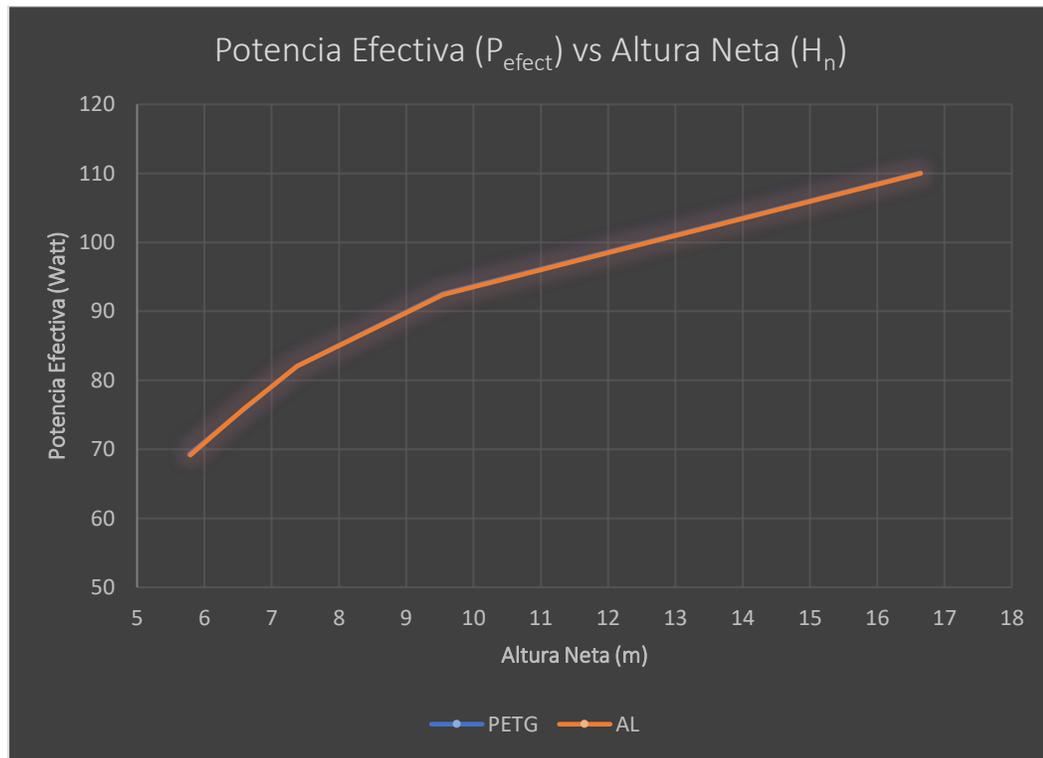
Gráfico E6. Eficiencia total vs Fuerza de la cuchara (CD)



Fuente: Propia

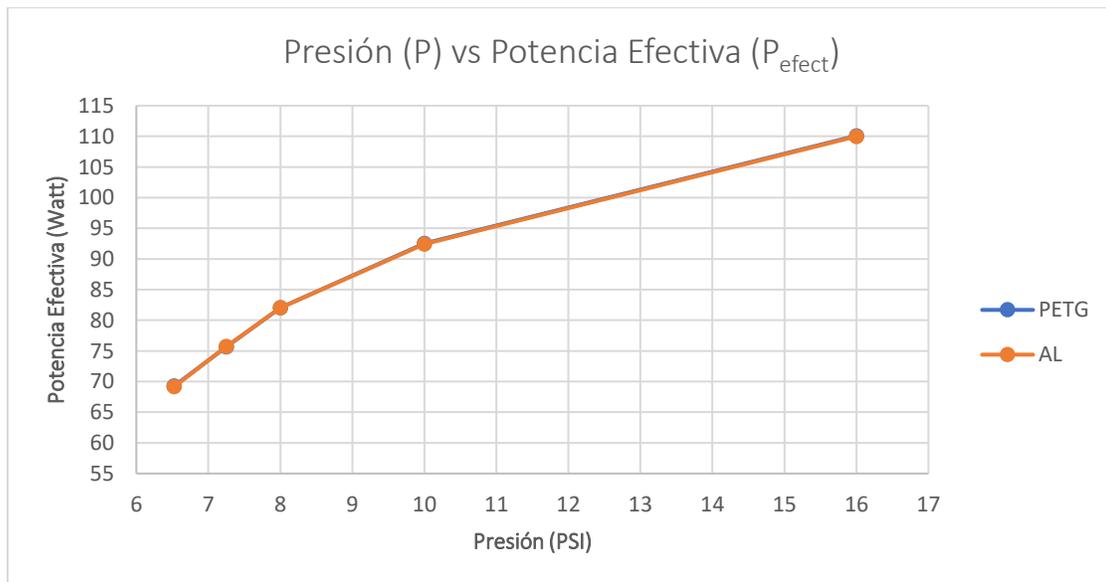


Gráfico E7. Potencia efectiva vs Altura neta (AC)



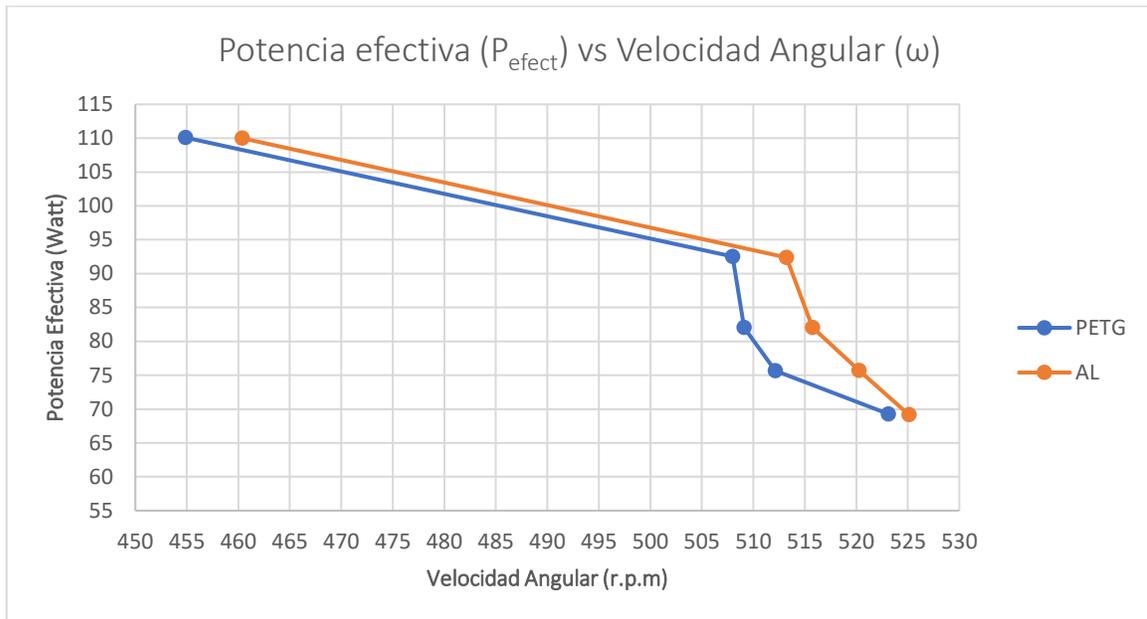
Fuente: Propia

Gráfico E8. Potencia efectiva vs Presión (AC)



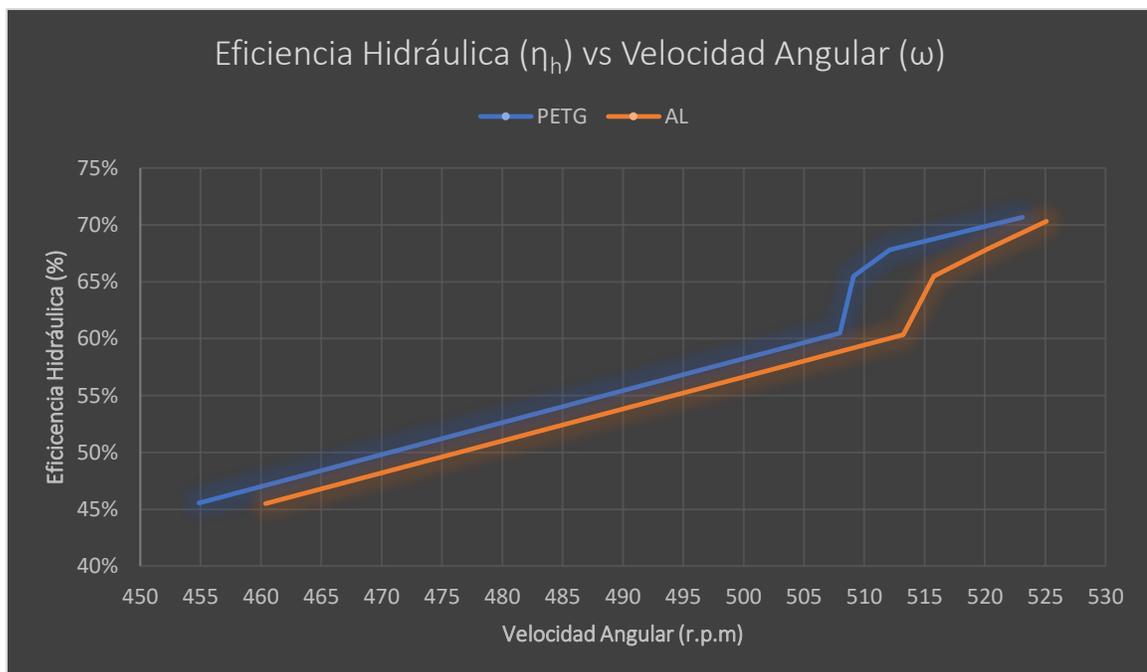
Fuente: Propia

Gráfico E9. Potencia efectiva vs Velocidad angular (AC)



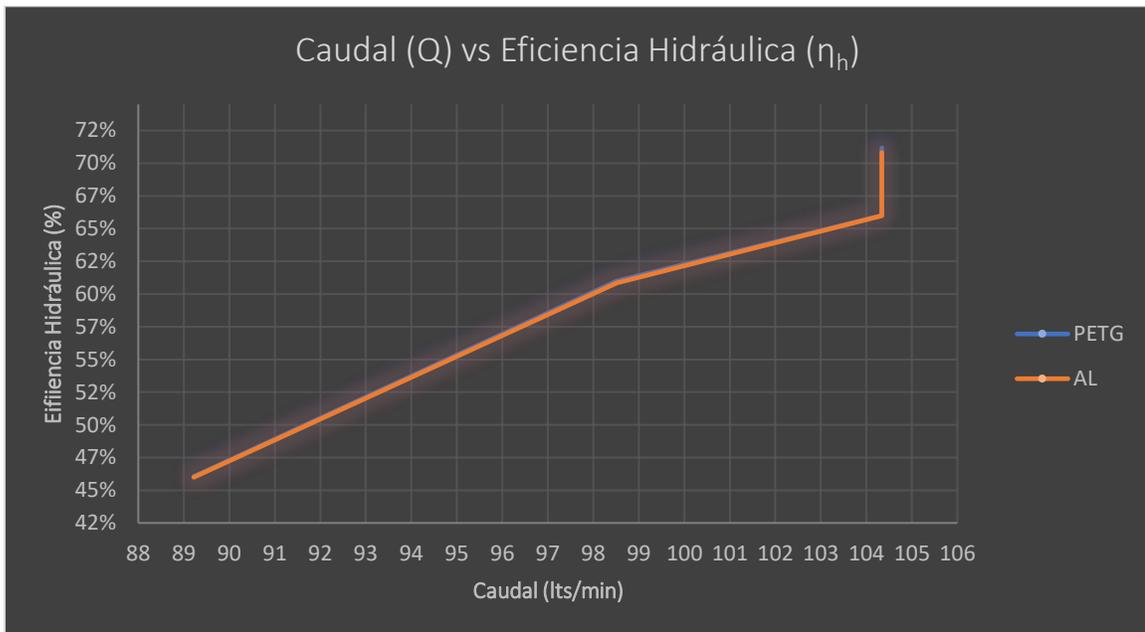
Fuente: Propia

Gráfico E10. Eficiencia hidráulica vs Velocidad angular (AC)



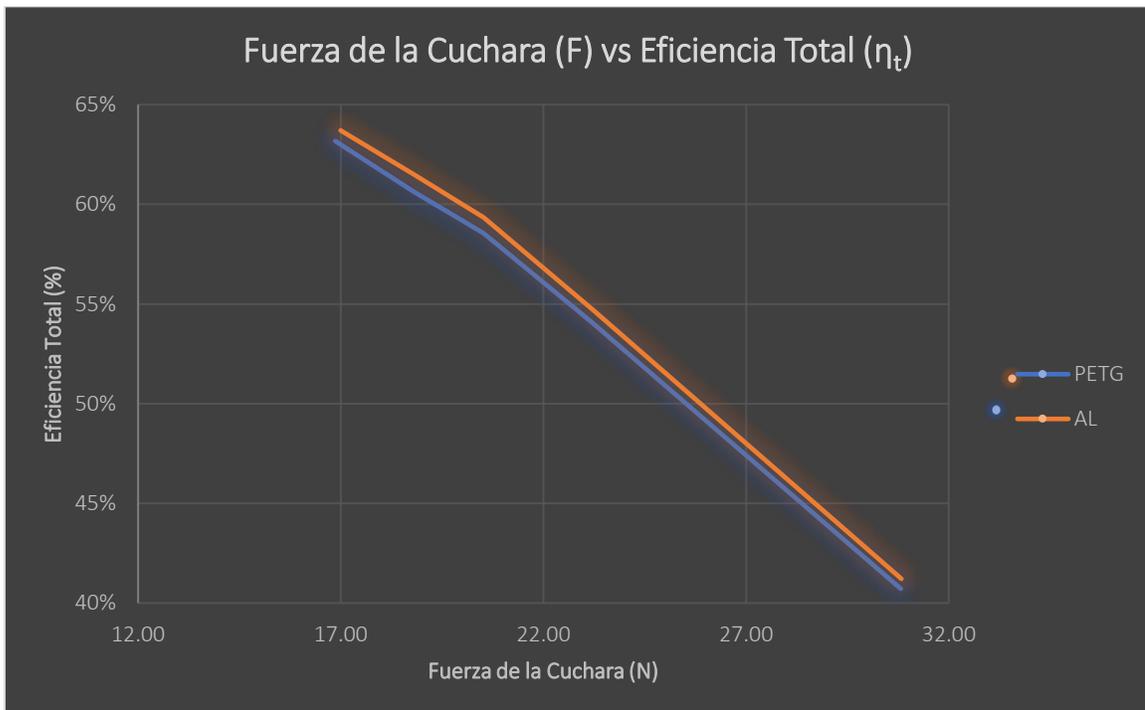
Fuente: Propia

Gráfico E11. Eficiencia hidráulica vs Caudal (AC)



Fuente: Propia

Gráfico E12. Eficiencia total vs Fuerza de la cuchara (AC)



Fuente: Propia



Apéndice F. Configuración de parámetros para análisis CFD en Simulia XFlow

El proceso de la simulación se realizó siguiendo los siguientes pasos:

Al abrir el programa se cargó el archivo de la turbina con la boquilla, luego se ajustó en la primera pestaña llamada “*Environment*”, las condiciones de frontera a analizar, el tipo de modelo y otros valores como se muestra en la **Figura F1**.

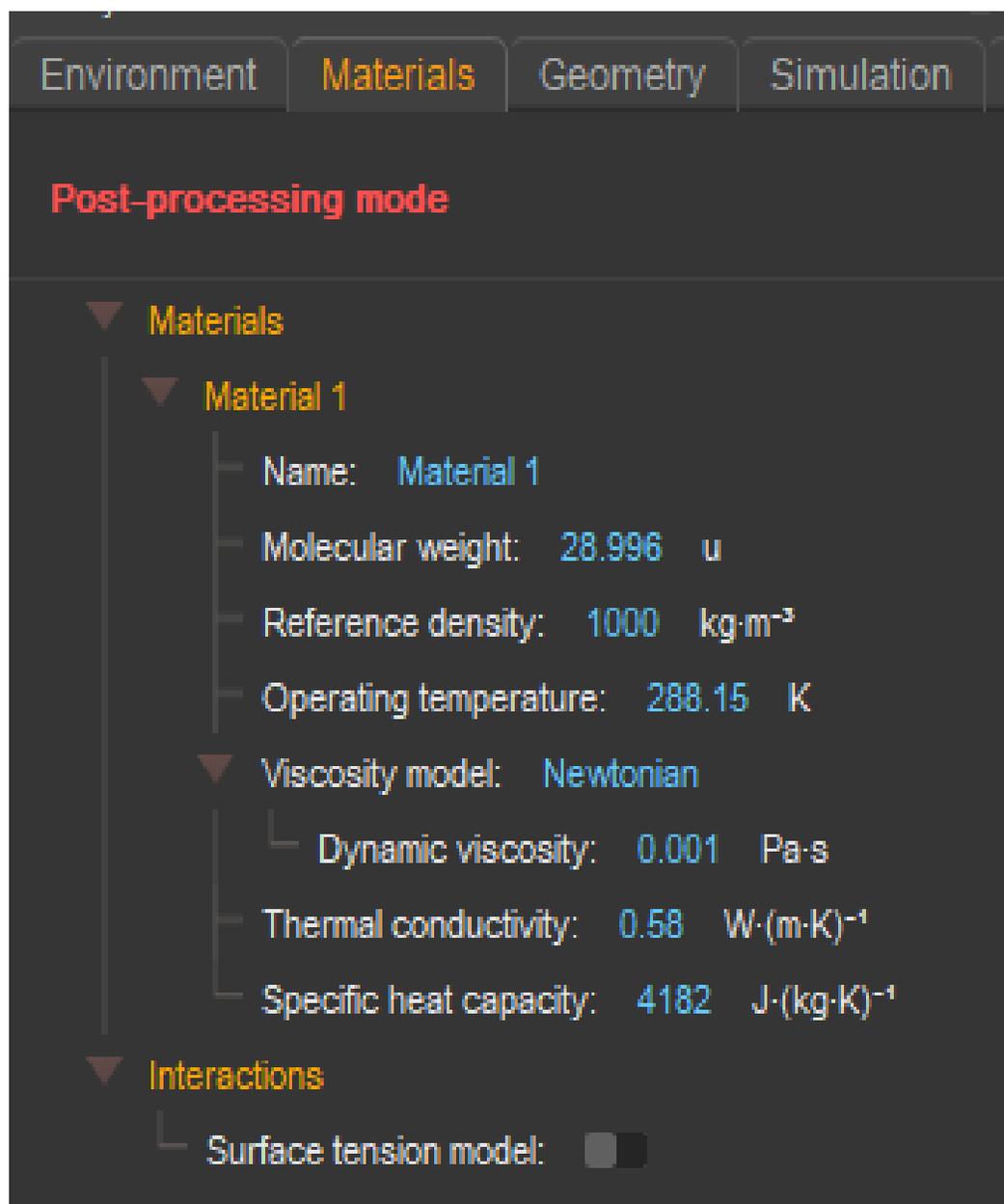
Figura F1. Configuración del ambiente



Fuente: Propia

Luego de la configuración anterior, se seleccionó la pestaña “*Materials*” donde se configuraron los parámetros del tipo de fluido a analizar como la densidad del agua. (Ver **Figura F2**).

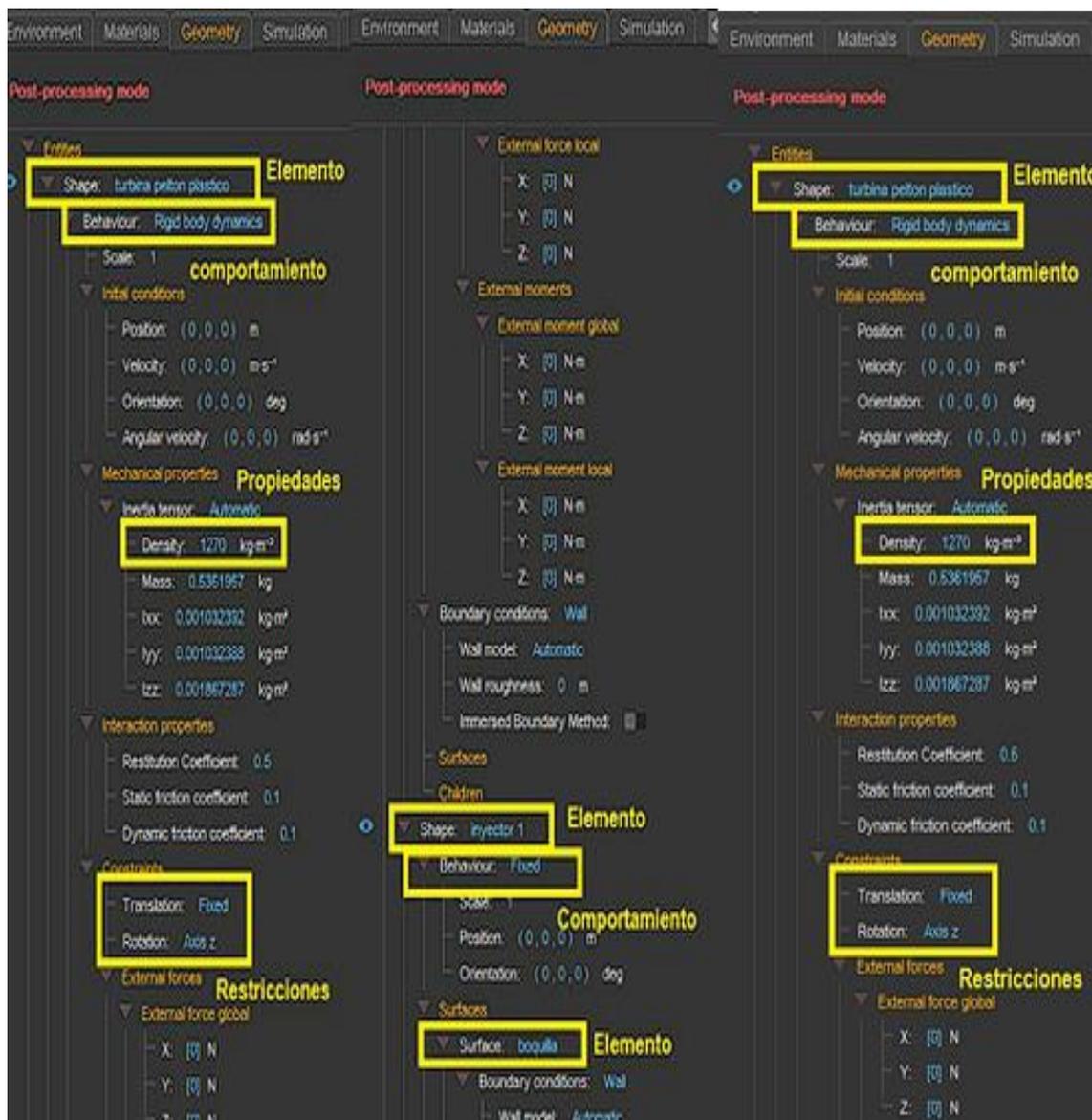
Figura F2. Configuración de propiedades del flujo



Fuente: Propia

Como tercer paso, en la pestaña “Geometry” se insertaron los valores correspondientes de los elementos a analizar junto a sus comportamientos, propiedades y restricciones como se muestra en la **Figura F3**.

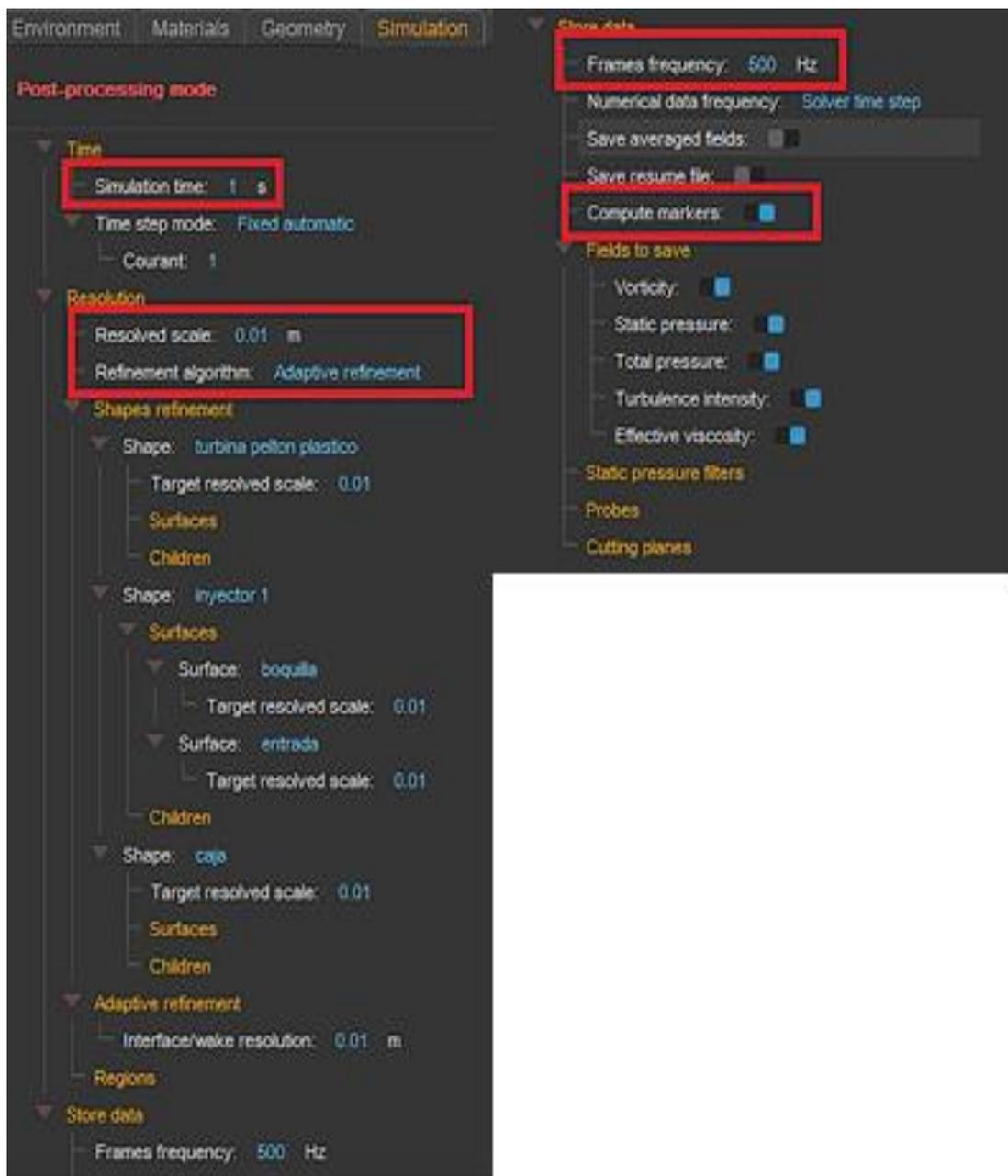
Figura F3. Configuración de propiedades, restricciones y comportamiento de las piezas



Fuente: Propia

Con las configuraciones anteriores se procedió a insertar en la pestaña “Simulation” los parámetros necesarios como tiempo de simulación, resolución de la escala, frecuencia de análisis y marcadores de cálculos. (Ver **Figura F4**).

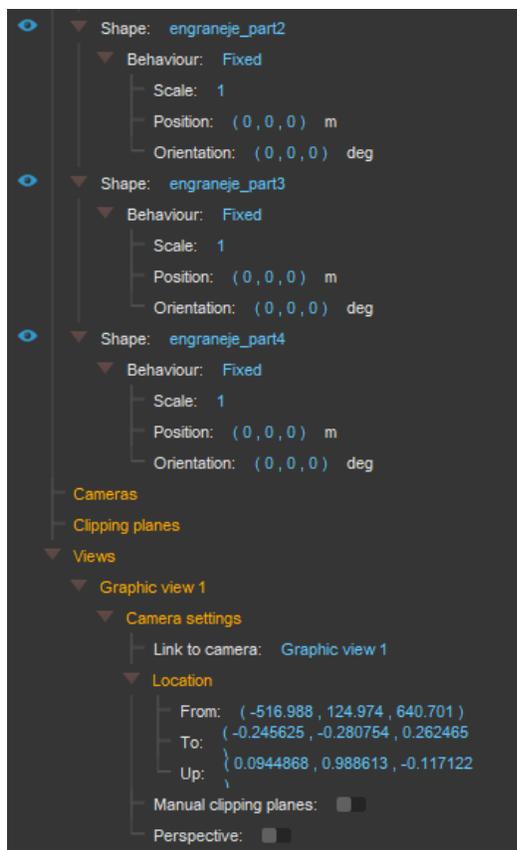
Figura F4. Configuración de los parámetros necesarios para simulación



Fuente: Propia

Como último punto se observa el resumen de las configuraciones en las pestañas de *post procesado* y su correcto funcionamiento como se muestra en la **Figura F5**. En dependencia de estas configuraciones, el tiempo de la simulación varió con un aproximado de 3 horas debido al refinamiento de la malla, es decir, mientras más pequeñas sean las mallas, más tarda el proceso de simulación.

Figura F5. Pestaña de post procesado



Fuente: Propia

Código QR

