



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**REHABILITACIÓN DEL SISTEMA DE TURBINAS FRANCIS-PELTON
DEL LABORATORIO DE HIDRÁULICA DE LA ESCUELA DE
INGENIERÍA CIVIL DE LA UNIVERSIDAD DE CARABOBO.**

MARTÍNEZ ISAÍAS
Uzcátegui José

VALENCIA, OCTUBRE 2016



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**REHABILITACIÓN DEL SISTEMA DE TURBINAS FRANCIS-PELTON
DEL LABORATORIO DE HIDRÁULICA DE LA ESCUELA DE
INGENIERÍA CIVIL DE LA UNIVERSIDAD DE CARABOBO.**

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE
UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

MARTÍNEZ ISAÍAS
UZCÁTEGUI JOSÉ

VALENCIA, OCTUBRE 2016

UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del jurado designado para evaluar el Trabajo Especial de Grado titulado "*Rehabilitación del sistema de turbinas Francis-Pelton del Laboratorio de Hidráulica de la Escuela de Ingeniería Civil de la Universidad de Carabobo.*", realizado por los bachilleres Martínez Isaias, cédula de identidad: 19.375.502 y Uzcátegui José, cédula de identidad: 19.589.052, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo.



Prof. Adriana Márquez

Tutor



Prof. José Velásquez

Jurado



Prof. Gruber Caraballo

Jurado

VALENCIA, 2016



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Los abajo firmantes, miembros del jurado designado para evaluar el Trabajo Especial de Grado titulado *“Rehabilitación del sistema de turbinas Francis-Pelton del Laboratorio de Hidráulica de la Escuela de Ingeniería Civil de la Universidad de Carabobo.”*, realizado por los bachiller: Martínez Isaías, cédula de identidad: 19.375.502 y Uzcátegui José, cédula de identidad: 19.589.052, hacemos constar que hemos revisado y aprobado dicho trabajo.

Prof. Adriana Márquez

Tutor

Prof. José Velásquez

Jurado

Prof. Gruber Caraballo

Jurado

VALENCIA, 2016

DEDICATORIA

Isaías M. Martínez S.

A mi madre, quien sé que siempre estuvo a mi lado.

A mi padre, que siempre me brindó su apoyo incondicional y creyó en mí en todo momento.

A mi hermano y mis tíos que siempre estuvieron pendiente de mi avance en la carrera.

A mi novia por su amor y comprensión, quien en todo momento me alentó a seguir adelante.

A mis amigos por ser parte de todo esto, con quienes compartí momentos gratos.

A todos los que se sienten satisfacción por este logro personal.

José L. Uzcátegui S.

A Dios primeramente por ser la guía en todo momento.

A mi madre y abuela por haber estado siempre presentes y pendientes a los largo de la elaboración de este trabajo.

A mi novia quien ha sido una persona que me brindo un apoyo incondicional en la elaboración del presente trabajo a pesar de todas las dificultades.

A mi padre por haber ayudado con la elaboración de algunos pasos del trabajo.

A mi compañero Isaías Martínez por haber sido tan perseverante.

A mis hermanos, amigos, compañeros y personas que de una u otra forma ayudaron al cumplimiento de los objetivos.

AGRADECIMIENTO

A nuestra tutora Dra. Adriana Márquez, por su valioso trabajo realizado. Por sus conocimientos, su orientación, su manera de trabajar, su persistencia y su motivación que han sido fundamentales en el desarrollo de este Trabajo Especial de Grado.

Al Centro de Investigaciones Hidrológicas y Ambientales (CIHAM UC) por contribuir en la coordinación técnica del proyecto de fortalecimiento institucional “REACTIVACIÓN DE TRES BANCOS DE PRUEBAS DE GENERADORES DE ALTA, MEDIA Y BAJA POTENCIA PARA CONVERSIÓN DE ENERGÍA HIDRÁULICA, LABORATORIO DE HIDRÁULICA ELÍAS SÁNCHEZ, UNIVERSIDAD DE CARABOBO”.

Al Fondo Nacional de Ciencia, Tecnología e Investigación (FONACIT) adscrito al Ministerio del Poder Popular para la Educación Universitaria, Ciencia y Tecnología (MPPEUCT) por su apoyo financiero para el fortalecimiento institucional mediante el proyecto “REACTIVACIÓN DE TRES BANCOS DE PRUEBAS DE GENERADORES DE ALTA, MEDIA Y BAJA POTENCIA PARA CONVERSIÓN DE ENERGÍA HIDRÁULICA, LABORATORIO DE HIDRÁULICA ELÍAS SÁNCHEZ, UNIVERSIDAD DE CARABOBO”.

Al Ministerio del Poder Popular para la Energía Eléctrica, a través de la Alta Comisionaduría de generación por promover el apoyo para la rehabilitación de las turbinas hidráulicas del Laboratorio de Hidráulica UC desde la empresa CORPOELEC.

A la Autoridades de la Universidad de Carabobo por apoyar en la logística de gestiones administrativas de adquisición de equipos y materiales, bajo el proyecto financiado por FONACIT-MPPEUCT.

A la Corporación Eléctrica Nacional (CORPOELEC) representada en la Escuela de Formación Técnica “German Celis Saune”, filial Planta Centro y su División de

Mecánica de Planta por su apoyo técnico-económico para la rehabilitación de las turbinas hidráulicas del Laboratorio de Hidráulica UC.

A los muchachos del Grupo SAE-UC, a MAKROFUSION, Envases Internacionales, FERREAGROINDUSTRIALJS, Profesora Bettys Farías, Profesora Mairim Márquez, Alcaldía de Municipio Guacara y Alumnos de Servicio Comunitario quienes fueron parte crucial de la culminación de este trabajo de grado con su apoyo y donaciones de materiales y mano de obra.

A los profesores y autoridades de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo (UC) y la Universidad de los Andes (ULA) por brindar la asesoría en la realización del presente Trabajo Especial de Grado.

A los compañeros y profesores de las Escuelas de Ingeniería Mecánica, Eléctrica y Civil de la Universidad de Carabobo por brindar apoyo y asesoría en las etapas de instalación y puesta en funcionamiento del presente Trabajo Especial de Grado.

RESUMEN

En esta investigación se describe la rehabilitación del sistema de turbinas Francis-Pelton del Laboratorio de Hidráulica de la escuela de Ingeniería Civil de la Universidad de Carabobo. El procedimiento para la rehabilitación incluye: 1) instalación de una bomba centrífuga nueva al sistema de turbinas, 2) diseño y fabricación de la tubería de descarga de la bomba, diseño y fabricación del manifold en acero galvanizado, 3) verificación del funcionamiento mediante comparación de puntos operacionales dados por el fabricante y las variables obtenidas actualmente. El sistema de turbinas se divide en 5 subsistemas, los cuales son: alimentación de agua principal, almacenamiento del agua, distribución de caudal, turbina Pelton y turbina Francis. De los 69 elementos o componentes que se les realizó la inspección se debieron reemplazar o reparar 16 componentes. De los 16 elementos antes mencionados, 4 necesitaron ser diseñados. Entre los elementos reemplazados se destaca la bomba centrífuga de distribución del caudal. Entre los elementos diseñados, se destaca el manifold en acero galvanizado de distribución del caudal. El sistema de turbinas posee manómetros analógicos para la medición de presiones de entrada en cada turbina y un mano-vacuómetro en la salida de la turbina Francis. Cada turbina posee además un tacómetro analógico, en la turbina Pelton con rango de 0 a 1.400 rpm y en la turbina Francis con rango de 0 a 3.500 rpm. La turbina Francis, de acuerdo a curvas del fabricante, con una carga de 7,62 m posee un rango de operación de hasta 1.100 rpm con una apertura de distribuidor de 12,7 mm y una eficiencia máxima de 72%. La turbina Pelton posee un rango de operación de hasta 0,0189 m³/s (300 gpm) y carga de hasta 76 m.c.a. Al comparar las curvas realizadas con datos tomados en las pruebas de funcionamiento con las curvas del fabricante, se observan similitud en las tendencias y coincidencia en los datos arrojados. Después de más de 50 años que paso el sistema de turbinas sin uso se logró poner en funcionamiento.

NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidad
A	Área transversal	m ²
B	Ancho cara placa base	mm
b	Longitud vertical del perfil	mm
D	Diámetro de tubería	m
d	Longitud horizontal del perfil	mm
<i>f</i>	Factor de fricción en tuberías	Adimensional
<i>f</i> ' _c	Resistencia media del concreto a la compresión	MPa
F _b	Esfuerzo a la flexión permisible	MPa
F _p	Presión de apoyo unitaria del concreto	MPa
F _y	Límite elástico	MPa
<i>f</i> _p	Presión de apoyo unitaria real del concreto	MPa
<i>f</i> _T	Factor de fricción en accesorios	Adimensional
g	Aceleración de la gravedad	m/s ²
H	Altura neta	m.c.f.
h' _f	Pérdidas por fricción por cada cien pies de tuberías	m.c.a
h _f	Pérdidas por fricción en tuberías	m.c.a
h _L	Pérdidas por fricción en accesorios	m.c.a
k	Coefficiente de resistencia en accesorios	Adimensional
L	Longitud de tubería	m
m	Separación horizontal del perfil respecto los lados de la placa base	mm
N	Largo carga placa base	mm
n	Separación vertical del perfil respecto los lados de la placa base	mm
N _s	Factor de seguridad	Adimensional
p	Presión	Pa, kPa

P	Carga	N
Q	Caudal	m ³ /s
Re	Número de Reynolds	
r/d	Relación del radio de curvatura entre el diámetro del accesorio	Adimensional
t	Espesor de la placa base	mm
V	Velocidad promedio del fluido	m/s
Y	Energía específica comunicada al fluido	J/kg
z	Cota geodésica	m
β	Relación entre el diámetro menor y el mayor en accesorios	Adimensional
θ	Ángulo de apertura del ensanchamiento	Grados, rad
ν	Viscosidad cinemática del agua	m ² /s
ρ	Densidad	kg/m ³
σ _a	Esfuerzo actuante sobre la estructura	MPa
σ _f	Límite elástico del material	MPa

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiv
ÍNDICE DE TABLAS.....	xix
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I. OBJETO DE ESTUDIO	3
1.1. Planteamiento del problema.....	3
1.2. Objetivo general.....	7
1.3. Objetivos específicos.....	7
1.4. Justificación.....	7
1.5. Limitaciones.....	9
1.6. Alcance.....	9
CAPÍTULO II. MARCO TEÓRICO	11
2.1. Antecedentes de la investigación.....	11
2.2. Bases teóricas.....	12
2.2.1. <i>Marco Referencial</i>	12
2.2.1.1. Antecedentes del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, universidad de Carabobo.....	13
2.2.2. <i>La máquina</i>	17
2.2.3. Definición de máquina hidráulica.....	17
2.2.4. Clasificación de las máquinas hidráulicas.....	18
2.2.5. Grado de reacción.....	19
2.2.6. Definición de turbina hidráulica.....	20
2.2.7. Clasificación de las turbinas hidráulicas.....	21
2.2.8. Altura neta.....	24
2.2.9. Pérdidas en tubería y accesorios.....	26
2.2.10. Sistema de Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica UC.....	28
2.2.11. Sistema de Turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica UC.....	34
CAPÍTULO III. MARCO METODOLÓGICO.....	39

3.1. Nivel de la investigación.	39
3.2. Tipo de investigación.	39
3.3. Diseño de la investigación.	40
3.3.1. Fase 1: Identificación de los componentes del sistema de turbina Francis - Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.	40
3.3.2. Fase 2: Diagnóstico del estado de los componentes del banco de ensayo de sistema de turbina Francis - Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.	40
3.3.3. Fase 3: Diseño de adaptaciones para los componentes del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.	42
3.3.4. Fase 4: Montaje y puesta punto del sistema de turbinas Francis - Pelton.	42
3.3.4.1. Fase 4.1: Montaje del Sistema de Turbinas Francis-Pelton.	42
3.3.4.2. Fase 4.2: Puesta a punto del Sistema de Turbinas Francis-Pelton. .	43
3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.	44
3.5. Técnicas de procesamiento y análisis de datos.	44
3.6. Aspectos administrativos.	45
CAPÍTULO IV. DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN	47
4.1. Identificación de los componentes del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC mediante una representación esquemática tridimensional.	47
4.2. Diagnóstico del estado de los componentes del banco de ensayo de sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.	64
4.3. Diseño de adaptaciones para los componentes del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.	73
4.4. Montaje y puesta a punto del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	116
CONCLUSIONES.....	129

RECOMENDACIONES.....	131
REFERENCIAS	133
APÉNDICE A	137
APÉNDICE B	141
APÉNDICE C	149
APÉNDICE D	159
APÉNDICE E	167
APÉNDICE F	171
ANEXOS	181
ANEXO A	183
ANEXO B.....	185
ANEXO C	187
ANEXO D	197

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Esquema de la variación de la presión en las turbinas de acción (a) y de reacción (b).....	22
Figura 2.2. Coeficiente de resistencia “k” para algunos accesorios [14].....	28
Figura 2.3. Sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica UC.	29
Figura 2.4. Turbina Pelton. (a) Rodete de la turbina, (b) Álabes o cucharas.	30
Figura 2.5. Álabes de la turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica UC.	30
Figura 2.6. Representación esquemática del inyector.....	31
Figura 2.7. Válvula de aguja (a) y difusor (b) de la turbina Pelton.....	31
Figura 2.8. Sistema de turbina Pelton, Laboratorio de Hidráulica UC. Mecanismo de regulación de caudal.....	32
Figura 2.9. Freno Prony de la turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica UC.	33
Figura 2.10. Cámara espiral de la turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica UC.	34
Figura 2.11. (a) Álabes del distribuidor. (b) Rodete de la turbina.	35
Figura 2.12. Representación esquemática del distribuidor y el anillo de maniobra. ..	36
Figura 2.13. Turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica UC. (a) Anillo de maniobra del distribuidor, (b) pivote de los álabes del distribuidor.....	36
Figura 2.14. Tubo de aspiración de la turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica UC.	37
Figura 4.1. Flujograma del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	48
Figura 4.2. Vista general del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	49
Figura 4.3 Subsistema de suministro de agua al del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	51
Figura 4.4. Representación del Subsistema de almacenamiento del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo. ..	53

Figura 4.5. Subsistema de distribución del caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	55
Figura 4.6. Plano general de la turbina Pelton del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	56
Figura 4.7. Despiece de la turbina Pelton del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo	57
Figura 4.8. Plano general de la turbina Francis del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	60
Figura 4.9. Despiece de la turbina Francis del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo	61
Figura 4.10. Panel de control y banco de resistencias del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	63
Figura 4.11. Placa de datos (DataSheet) de la nueva bomba instalada en el sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	74
Figura 4.12. Desalineación entre brida de descarga de la bomba centrífuga y tubería de descarga en PVC del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	75
Figura 4.13. Dimensiones de bridas según norma ASME B16.5.	76
Figura 4.14. Bridas para la entrada o succión de la bomba centrífuga del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	76
Figura 4.15. Conexión Bridada de la succión de la bomba del subsistema de distribución del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	77
Figura 4.16. Plano tubería de centros excéntricos para la bomba centrífuga del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	78

Figura 4.17. Curvas de pérdidas de la descarga original en PVC y de la nueva descarga de centros excéntricos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	90
Figura 4.18. Manifold original del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo fracturado.	91
Figura 4.19. Plano general del manifold del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	92
Figura 4.20. Grafico para determinar factor de resistencia en uniones universales [14].	99
Figura 4.21. Curvas de pérdidas del manifold en PVC y manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	102
Figura 4.22. Catálogo de selección de portabridas [21].	103
Figura 4.23. Manguito portabrida a fabricar para el manifold de distribución del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	103
Figura 4.24. Soporte para manifold de acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	104
Figura 4.25. Reacciones del manifold de acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo sin apoyo estructural.	105
Figura 4.26. Posiciones a estudiar para el apoyo estructural del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	106
Figura 4.27. Tensiones en el soporte del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	109
Figura 4.28. Reacciones en la base del soporte del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	110

Figura 4.29. Dimensiones de perfil y placa base para diseño de placa base [22].	111
Figura 4.32. Subsistema de distribución del caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo en su estado original.	118
Figura 4.33. Subsistema de distribución del caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo en el estado actual.	118
Figura 4.34. Fabricación de soportes metálicos inferiores de la bomba centrífuga del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	119
Figura 4.35. Instalación de la conexión eléctrica a la bomba centrífuga de distribución de caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	119
Figura 4.36. Pre ensamble de la tubería de descarga de la bomba centrífuga del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	120
Figura 4.37. Instalación de la tubería de descarga de la bomba centrífuga del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	120
Figura 4.38. Ensamble preliminar del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	121
Figura 4.39. Ensamble del codo de la turbina Pelton en el manifold de acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	121
Figura 4.40. Ensamble del tramo principal de tubería del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	122

Figura 4.41. Uniones universales, niples y tees del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	122
Figura 4.42. Bomba centrífuga del subsistema de distribución instalada en su ubicación final, con soportes inferiores, conexión bridada e instalación eléctrica. Sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	123
Figura 4.43. Tubería de descarga de la bomba centrífuga de distribución de caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	123
Figura 4.44 Corriente de consumo por línea del motor de la bomba centrífuga del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	124
Figura 4.45. Estructura de soporte del manifold en acero galvanizado instalado y fijado a los cimientos del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	124
Figura 4.46. Manifold de distribución en acero galvanizado instalado en el sistema de turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	125
Figura 4.47. Curvas de operación de fabricante GILKES de la turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (GILKES, 1963).	127
Figura 4.48. Curvas de funcionamiento de la turbina Pelton, datos de sistema actual contrapuestos con datos de práctica de 1966. Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	128
Figura 4.49. Curva de funcionamiento de la turbina Francis, datos del sistema actual contrapuestos con datos obtenidos de curvas de fabricante.	128

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1 Modelo de Tabla para el Diagnóstico Preliminar de los Componentes del Sistema de Turbina Francis y Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica. Universidad de Carabobo	41
Tabla 3.2 Modelo de Tabla para el Diagnóstico Avanzado del Sistema de Turbina Francis y Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica. Universidad de Carabobo.....	41
Tabla 4.1. Lista de componentes del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	50
Tabla 4.2. Lista de componentes del subsistema de suministro de agua al banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.....	50
Tabla 4.2. Lista de componentes del subsistema de suministro de agua al banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (<i>continuación</i>).	51
Tabla 4.3. Componentes del subsistema de almacenamiento del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo. ...	52
Tabla 4.4. Lista de componentes del subsistema de distribución del caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	54
Tabla 4.5. Lista de componentes de la turbina Pelton del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.....	58
Tabla 4.5. Lista de componentes de la turbina Pelton del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (<i>continuación</i>).	59
Tabla 4.6. Lista de componentes de la turbina Francis del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.....	62
Tabla 4.7. Lista de componentes del panel de control del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.....	64

Tabla 4.8. Estado de los componentes del subsistema de almacenamiento del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	65
Tabla 4.9. Estado de los componentes del subsistema de distribución de caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	66
Tabla 4.10. Estado de los componentes de la turbina Pelton del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo. ..	67
Tabla 4.10. Estado de los componentes de la turbina Pelton del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (<i>continuación</i>).	68
Tabla 4.11. Estado de los componentes de la turbina Francis del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo. ..	68
Tabla 4.11. Estado de los componentes de la turbina Francis del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (<i>continuación</i>).	69
Tabla 4.12. Diagnóstico del estado de los componentes del banco de ensayo del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	69
Tabla 4.12. Diagnóstico del estado de los componentes del banco de ensayo del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (<i>continuación</i>).....	70
Tabla 4.12. Diagnóstico del estado de los componentes del banco de ensayo del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (<i>continuación</i>).....	71
Tabla 4.12. Diagnóstico del estado de los componentes del banco de ensayo del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (<i>continuación</i>).....	72

Tabla 4.12. Diagnóstico del estado de los componentes del banco de ensayo del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (<i>continuación</i>).....	73
Tabla 4.13. Datos descarga PVC del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo para cálculo de pérdidas.....	79
Tabla 4.14. Pérdidas por fricción en la descarga original de PVC del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo. ..	81
Tabla 4.15. Pérdidas por fricción en el tramo de tubería de la descarga en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	83
Tabla 4.16. Coeficientes de resistencia según relaciones de r/d [14].....	83
Tabla 4.17. Pérdidas en la conexión de entrada de la descarga de centros excéntricos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.....	84
Tabla 4.18. Factores de fricción para tuberías comerciales, Crane [14].	85
Tabla 4.19. Pérdidas en codo a 45° de 50,8 mm para la descarga en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.....	86
Tabla 4.20. Pérdidas en copa de ampliación del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	88
Tabla 4.21. Pérdidas en la nueva descarga de centros excéntricos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo. ..	89
Tabla 4.22. Pérdidas por fricción en el manifold de PVC del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.....	95
Tabla 4.23. Pérdidas por fricción en el manifold de acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	97
Tabla 4.24. Pérdidas en codo a 90° radio corto del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	98

Tabla 4.25. Pérdidas en unión universal del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	100
Tabla 4.26. Pérdidas por fricción en manifold de acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	101
Tabla 4.27 Reacciones del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo apoyado sobre el soporte estructural en distintas posiciones.	107
Tabla 4.28. Costos de inversión en el desarrollo del diagnóstico del estado de los componentes y diseño de adaptaciones en el sistema de turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.	115
Tabla 4.29. Datos de la turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo en funcionamiento actual.	125
Tabla 4.30. Datos de la turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo en funcionamiento actual.	126
Tabla 4.31. Datos de la turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo obtenidos en documentos de prácticas realizadas en el año 1966.	126
Tabla 4.32. Datos de operación del sistema original de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo obtenidos de curva de fabricante (figura 4.47).	126

INTRODUCCIÓN

La energía hidroeléctrica es la que genera electricidad de forma más económica en la actualidad. La energía eléctrica generada en Venezuela proviene en un 70 % de origen hídrico, lo cual hace necesario que la población conozca este tipo de generación y ahorro de este recurso para así ayudar a preservar el medio ambiente.

Al reactivar el banco de turbinas, se beneficia directamente las escuelas de Ingeniería mecánica, civil y eléctrica en la universidad, ya que es parte de sus competencias conocer el área. Se beneficia tanto alumnos internos como externos a la UC, y sirve para capacitar personas que laboren en el área tanto de la empresa privada como pública.

El laboratorio de hidráulica posee un banco que tiene una turbina Pelton y una turbina Francis el cual tiene más de 50 años en desuso, en el 2014 se propuso la reactivación de este sistema de turbinas; la cual se logra con el soporte de distintas empresas tanto del estado como privadas, y la colaboración de compañeros de estudios, familiares y profesores.

En el capítulo I, se muestra el objeto de estudio y se plantea el problema de una forma más detallada, además se definen los objetivos y se justifica la elaboración del presente trabajo de investigación. En el capítulo II, se reseñan los antecedentes relacionados a la investigación así como el marco referencial sobre el sistema de turbinas Francis y Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo. El capítulo III describe el cómo se realizó la investigación del proyecto de trabajo especial de grado. En el capítulo IV se desarrolla la metodología planteada en el capítulo anterior. Corresponde a los ejemplos de cálculos, experimentos, ensayos, entre otros, al igual que los resultados obtenidos y el análisis de los mismos. Por último se presentan las conclusiones y recomendaciones de esta tesis.

CAPÍTULO I.

OBJETO DE ESTUDIO

1.1. Planteamiento del problema.

La utilización de fuentes de energía renovables ha aumentado en todo el mundo con avances técnicos que han permitido disminuir los costos. Dado que las fuentes de energía renovables por sí solas no serán suficientes para satisfacer el gran aumento de la demanda energética a lo largo del 2030, la extracción de combustibles fósiles y el desarrollo de la energía nuclear seguirán creciendo al mismo tiempo que lo hará el impacto sobre los recursos hídricos y el medio ambiente [1].

Según la Agencia Internacional de Energía [2], la producción de electricidad mediante energía hidroeléctrica y otras fuentes de energías renovables crecerá a un ritmo anual del 1,7% desde el 2004 hasta el 2030, con un incremento global del 60% al llegar al año 2030.

El desarrollo de la energía hidroeléctrica se verá limitado por dos factores principales. El primero de ellos es el modesto potencial geofísico y espacial disponible para nuevas instalaciones de energía hidroeléctrica. El segundo abarca limitaciones tales como la capacidad de inversión y los impactos sociales y ambientales que conllevan las grandes represas, así como la controversia que se genera en torno a las mismas. Todo ello, en conjunto, explica por qué se ha explotado tan poco el potencial hidroeléctrico en los países en desarrollo [1].

A medida que crece la demanda de energía limpia, confiable y accesible, y en vista de la urgente necesidad de ampliar el acceso a la electricidad para incluir a los sectores desatendidos, la energía hidroeléctrica cobra importancia crítica.

Las enseñanzas extraídas del pasado, junto con la nueva dinámica mundial, han llevado a reformular la función de la energía hidroeléctrica e impulsado la reactivación

de las inversiones y la rehabilitación de la capacidad existente.

Las oportunidades son enormes. Pero el desarrollo de la energía hidroeléctrica conlleva también riesgos y desafíos complejos. Estos riesgos varían significativamente según el tipo, el emplazamiento y la escala de los proyectos. Y si bien una planta hidroeléctrica de almacenamiento de gran tamaño puede ofrecer amplios beneficios a la sociedad, también suele conllevar grandes riesgos. La construcción de embalses en ocasiones exige reasentar comunidades enteras e inundar grandes áreas de tierra, y entraña cambios significativos en los ecosistemas de los ríos [3].

La central hidroeléctrica de mayor tamaño de los Estados Unidos se encuentra junto a la presa Grand Coulee, sobre el río Columbia, en la zona norte del estado de Washington. Más del 70 por ciento de la electricidad producida en este estado proviene de centrales hidroeléctricas.

La energía hidroeléctrica es la que genera electricidad de forma más barata en la actualidad. Esto se debe a que, una vez que la presa se ha construido y se ha instalado el material técnico, la fuente de energía representada por el agua en movimiento, es gratuita. Esta fuente de energía es limpia y se renueva cada año a través del deshielo y las precipitaciones.

Además, este tipo de energía es fácilmente accesible, ya que los ingenieros pueden controlar la cantidad de agua que pasa a través de las turbinas para producir electricidad según sea necesario. Lo que es más, los depósitos pueden ofrecer oportunidades recreativas, tales como zonas de baño y de paseo en barca [4].

Con frecuencia, los dilemas en la elección del tipo de turbina se presentan entre las Pelton y las Francis, debido a su buena comercialización y las condiciones de funcionamiento que ambas ofrecen.

En forma general, puede decirse que estando definido el campo de aplicación por la altura del salto principalmente y por el caudal, deberá emplearse el tipo normal y rápido

Francis para saltos de pequeña y regular altura (hasta 200 m) aún con grandes caudales, y Francis lenta para altura grande y gran caudal, y para mucha altura (mayor de 60 m).

Cuando se tienen grandes saltos de agua de hasta 1500 metros es recomendable utilizar turbinas de tipo Pelton. Estas aprovechan es la energía de presión del fluido a diferencia de las turbinas Kaplan y Francis que requieren alturas menores. En la central hidroeléctrica La Honda ubicada en el Municipio Uribante del Estado Táchira de la República Bolivariana de Venezuela posee 2 turbinas de tipo Pelton acopladas cada una a un generador de 158 MW; lo que hace necesario la capacitación de personal en este tipo de turbinas [5].

Igualmente debe mencionarse la elección previa de la turbina, que se efectúa en el anteproyecto o proyecto provisional, en la que se determinan aproximadamente las dimensiones de la turbina y de las obras de fábrica que la rodean, a fin de estimar el coste de éstas y organizar los trabajos; de la elección definitiva de las turbinas, que únicamente se podrá realizar después de haber consultado a las casas constructoras.

Finalmente, en la consulta dirigida a las casas constructoras se indica todos los datos que se hayan determinado, como son: número de grupos, alturas de salto máxima, media y mínima; caudales máximo y mínimo para un salto determinado llamado crítico, utilización de la energía en el día y en el año, niveles máximo y mínimo de agua abajo, naturaleza del agua, impurezas, temperatura, cota sobre el nivel del mar, entre otros. Se examina las ofertas recibidas, comparando precios de turbinas y alternadores, rendimientos y obras de fábrica necesarias, efectuando un estudio económico para ver qué solución resulta más ventajosa, o sea para cuál es mínima la suma de gastos de conservación anuales, coste de la energía perdida en el año e interés y amortización del capital invertido [6].

En la República Bolivariana de Venezuela, como en todo el mundo, cada vez es mayor el consumo de energía eléctrica, de 1960 a 1998, la demanda creció 7 mil megavatios en poco menos de 40 años, entre 1998 y 2010 paso de 9 mil megavatios a 18.600 megavatios.

Desde el año 2009 el Ministerio del Poder Popular para la Energía Eléctrica viene superando un conjunto de debilidades. Sólo durante 2010 el Ministerio incorporó al Sistema 2.116 megavatios (MW) entre instalación y rehabilitación de nuevas unidades, fortaleciendo la capacidad de generación en una proporción que casi igual a la energía insertada en la década desde 1989 hasta 1998, correspondiente a 2.945 MW incrementados [5].

Actualmente, en la República Bolivariana de Venezuela, se cuenta con la central hidroeléctrica Guri, también conocida como la central hidroeléctrica Simón Bolívar, la cual se posiciona como la tercera más grande del mundo con una capacidad instalada de 10.235 MW. Las instalaciones se encuentran en el río Caroní, situado en el sudeste del país, siendo Corporación Eléctrica Nacional (CORPOELEC) la propietaria y operadora de la planta.

La construcción del proyecto fue iniciada en 1963 llevándose a cabo en dos fases, la primera quedó completada en 1978 y la segunda en 1986. La central consta de 20 unidades de generación de diferentes capacidades que oscilan entre los 130 MW y los 770 MW. La empresa Alstom fue seleccionada mediante dos contratos en 2007 y 2009 para la renovación de cuatro unidades de 400 MW y cinco de 630 MW, recibiendo Andritz también un contrato para suministrar cinco turbinas Francis de 770 MW en 2007. Después de las renovaciones en el equipamiento de generación, la central de Guri alcanzó un suministro eléctrico superior a los 12.900 GW/h [7].

El personal encargado de controlar y desarrollar proyectos de mejoras en el área de generación de energía son los ingenieros. Por ello, es de suma importancia que los estudiantes de ingeniería puedan contar con laboratorios y bancos de prueba; donde se puedan llevar a cabo ensayos con turbinas para así ampliar conocimientos en el funcionamiento tanto teórico como práctico de las mismas.

Debido a la falta de planes de mantenimiento tanto eléctrico como mecánico de los equipos que se encuentran en el Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Días de la Universidad de Carabobo (LHESD-UC) unido a la problemática presupuestaria por la

cual ha pasado la Universidad de Carabobo en los últimos años, se ha tenido como consecuencia el descuido de los bancos de ensayos de los sistemas de turbinas Francis, Kaplan y Pelton para propósitos de aplicaciones prácticas, situación que ha imposibilitado el uso de éstos por los alumnos de las Escuelas de Ingeniería Civil, Mecánica y Eléctrica como se efectuaba en el pasado.

Mediante esta investigación se busca contribuir a la rehabilitación del sistema de turbinas Francis-Pelton ubicado en el Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” de la Universidad de Carabobo. La utilización del tipo de sistema de turbinas es fundamental en la formación del ingeniero.

1.2. Objetivo general.

Rehabilitar el sistema de turbinas Francis-Pelton del Laboratorio de Hidráulica de la escuela de Ingeniería Civil de la Universidad de Carabobo.

1.3. Objetivos específicos.

- Identificar los componentes del sistema de turbina Francis-Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC mediante una representación esquemática tridimensional.
- Diagnosticar el estado de los componentes del banco de ensayo del sistema de turbina Francis-Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.
- Diseñar adaptaciones para los componentes del sistema de turbinas Francis-Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.
- Realizar el montaje y puesta punto del sistema de turbinas Francis-Pelton.

1.4. Justificación.

En Venezuela, la Central Hidroeléctrica Antonio José de Sucre Macagua II y III es

el tercer proyecto hidroeléctrico construido en el río Caroní. Conforma, conjuntamente con la Central Macagua I, el "Complejo Hidroeléctrico 23 de Enero". Está situado a 10 kilómetros aguas arriba de la confluencia de los ríos Caroní y Orinoco en el perímetro urbano de Ciudad Guayana. Su capacidad de generación, ubicada en 2.540 megavatios, se encuentra garantizada por 12 unidades generadoras de 216 megavatios cada una, impulsadas por turbinas tipo Francis bajo caída neta de 46.4 m. instaladas en la Casa de Máquinas 2. Además de esta central hidroeléctrica también se encuentran en Venezuela otras microcentrales que cuentan con turbinas Francis como lo son la Microcentral Kavanayen ubicada en la Gran Sabana, la microcentral hidroeléctrica de Kamarata ubicada en la Misión de Kamarata (Edo. Bolívar), por lo que es de gran importancia entender el funcionamiento de las sistemas de generación que cuentan con turbinas Francis y para esto contar con un banco de ensayos didácticos es la situación ideal.

Una de las principales características de las centrales hidroeléctricas es utilizar como fuente principal de energía el agua almacenada en grandes embalses. Este tipo de energía tal como la hidráulica es de tipo renovable lo que hace beneficioso la utilización de la misma.

Venezuela es un país el cual tiene las condiciones necesarias para almacenar grandes cantidades de agua ya que la geografía lo permite, las cuales son utilizadas para alimentar las centrales hidroeléctricas. Actualmente se tienen en el país 6 centrales hidroeléctricas construidas y 3 en ejecución, en las cuales en solo una se tienen instaladas turbinas Pelton para un total de 316 MW de electricidad generados siendo el 1,5% de la energía eléctrica total generada en el país aproximadamente.

Aunque en nuestro país y el mundo tenemos centrales hidroeléctricas con otros tipos de turbinas, desde el punto de vista técnico se justifica la realización de este trabajo en específico debido a que topográficamente y por restricciones de relieve cuando solo se puede tener una caída de agua de entre 40 metros y 200 metros de altura se deberá utilizar este tipo de turbinas ya que se ha demostrado que son ideales en estos casos.

El 70% de la energía eléctrica generada en Venezuela proviene de las centrales hidroeléctricas, lo cual hace fundamental tener en funcionamiento los bancos para las prácticas Francis y Pelton, para que los estudiantes de las escuelas de ingeniería civil y mecánica puedan familiarizarse con el funcionamiento del sistema no solo teórico sino práctico y tener un mayor conocimiento de su funcionamiento. Entre las escuelas de ingeniería civil y mecánica se dictan las asignaturas de Mecánica de los fluidos y Turbomáquinas respectivamente, las cuales son materias que se verán beneficiadas con la reactivación del sistema de turbina Pelton, logrando beneficiar a más de 8 secciones de las asignaturas antes mencionadas y a más de 240 estudiantes.

1.5. Limitaciones.

Las limitaciones a las que estuvo sometida la investigación fueron de tiempo de acuerdo a la disposición de los investigadores para efectuar todas las actividades necesarias para el logro de los objetivos, así como de recursos materiales y tecnológicos.

En 2014, se obtienen recursos del Fondo Nacional de Ciencia Tecnología e Investigación (FONACIT) adscrito al MPPEUCT que cubren: la adquisición e instalación de un nuevo sistema de bombeo y adquisición de materiales para instalar un nuevo sistema de alimentación de agua al tanque de almacenamiento. Sustituir partes móviles como rodamientos; lo que implica que cualquier mantenimiento adicional tendría que ser obtenido desde empresas públicas y privadas.

1.6. Alcance.

Para la rehabilitación del sistema de Turbina Francis y turbina Pelton se identifican los componentes del banco de ensayos con el fin de detectar aquellos que deben cambiarse o deben ser restaurados.

Se realiza la representación en un esquema tridimensional con el fin de tener documentación de los componentes y dimensiones del sistema de turbinas.

La puesta a punto del sistema implica el funcionamiento adecuado del mismo, más no conlleva una evaluación completa donde se determinen curvas y eficiencias para cada configuración de las turbinas.

CAPÍTULO II.

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes de la investigación.

A. Guillen, et al [8], realizaron una adaptación tecnológica de las turbomáquinas del laboratorio de Fluidos de la Facultad de Mecánica en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Automatizaron la adquisición de datos del Laboratorio de Turbomaquinaria, permitiendo obtener de manera rápida y confiable, información sobre las variables físicas de los distintos bancos de pruebas como también obtener las curvas características que indican el comportamiento de estas turbomáquinas hidráulicas sometidas a diversas cargas, incrementando la eficacia y la eficiencia de obtener resultados.

J. Mantilla [9], llevó a cabo la construcción de un banco de pruebas para una turbina hidráulica de hélice. Con éste se permite una aplicación real de los conceptos adquiridos en la cátedra de Máquinas Hidráulicas del programa de Ingeniería Mecánica en la Universidad Pontificia Bolivariana. Obtuvo resultados experimentales con carga directa, indirecta y en vacío, así como curvas de desempeño, que permiten caracterizar la turbina hidráulica como Voltaje Vs Velocidad angular, Potencia eléctrica Vs Velocidad angular, Caudal vs Velocidad Angular. Igualmente dispuso una guía de laboratorio que orienta a los estudiantes en el desarrollo de sus prácticas experimentales.

A. Farrada. [10] en su trabajo de grado, realizó un estudio de las teorías hidráulicas más utilizadas y su uso en microgeneración, en esta revisión se observa que las teorías hidráulicas se basan en la dinámica de fluido del problema y por lo tanto son válidas para microgeneración. En esta misma revisión se nota la discrepancia de algunos autores para determinar las dimensiones de la cuchara, elemento principal de la turbina, ya que, aquí se realiza la transferencia de la energía cinética del agua al rodete, por lo

que se decide realizar la optimización de la turbina Pelton según cuatro casos que representan las discrepancias de los distintos autores mencionados y que permiten obtener el rodete más eficiente. Los casos considerados son cuatro y se varía el largo 10 y 11 cm y el ancho para 12, 14 y 16 cm.

J. García, et al [11], realizaron la evaluación de la operación de un sistema de turbina Kaplan. Mediante este estudio proporcionaron métodos que garantizan el aprendizaje acerca del funcionamiento del sistema de turbina Kaplan por parte de los estudiantes de ingeniería. Para lograr este propósito, evaluaron la operación de un sistema de Turbina Kaplan mediante distintos parámetros como presión, caudal, velocidad de giro, posición de los álabes del distribuidor y rodete, entre otros. De este modo, les fue posible obtener el rendimiento del sistema y graficar curvas de rendimiento para cada posición del ángulo del rodete. Adicionalmente, en esta investigación se propusieron actividades de mantenimiento para preservar operativo el sistema de turbina Kaplan.

I. Salazar [12], abordó una propuesta de reactivación de bancos de ensayos de turbinas Kaplan, Pelton y Francis. Realizó la detección de componentes mecánicos dañado o defectuosos, condiciones en las que se encontraban los motores, generadores, circuitos eléctricos, entre otros. De acuerdo a los resultados obtenidos en la revisión general de las condiciones de los bancos de turbinas, realizó propuestas y estimaciones de costo para el mejoramiento, reparación y modernización de los equipos mecánicos, eléctricos, sistemas de control e instrumentación de los mismos.

2.2. Bases teóricas.

2.2.1. Marco Referencial.

El propósito de dar un marco referencial en esta investigación se basa en dar un antecedente y la evolución desde la década de los años 1960 hasta el 2013 en la rehabilitación de los sistemas de turbinas hidráulicas para la conversión de energía hidráulica a energía mecánica como es el caso del sistema de turbina Pelton y el sistema

de turbina Kaplan del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo, así como la transformación de energía hidráulica a eléctrica como es el caso del sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo

2.2.1.1. Antecedentes del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, universidad de Carabobo.

A partir del año 2013, desde el Centro de Investigaciones Hidrológicas y Ambientales de la Universidad de Carabobo (CIHAM UC) se establece comunicación con personal de la Escuela Técnica de Formación “German Celis Saune” adscrita a la Corporación Eléctrica (CORPOELEC); la cual brinda apoyo para la formación de personal desde 1959. Los programas de formación de esta escuela han sido ampliados desde 1972; desarrollando los módulos correspondientes a las Especialidades de: Operador de Planta, Electricista de Distribución y Oficinista Auxiliar de Ventas y Servicios Eléctricos. Dirigidos a la formación de técnicos de Plantas Diesel, Turbo Vapor, Turbo Gas y Sub-Estaciones, Mantenimiento de Líneas de Distribución y Oficinista de Ventas respectivamente.

En Agosto de 2013, el personal docente de la Escuela Técnica de Formación “German Celis Saune” CORPOELEC contribuye con el personal del CIHAM UC a realizar conexiones con la Alta Comisionaduría de Generación, adscrita al Ministerio del Poder Popular para la Energía Eléctrica.

En Octubre de 2013, se da un encuentro entre el personal de la Alta Comisionaduría de Generación, en conjunto con el personal de la filial Planta Centro – CORPOELEC, el personal de la Escuela de Formación “German Celis Saune” – CORPOELEC y la coordinación del CIHAM UC en el Laboratorio de Hidráulica UC adscrito al CIHAM UC. La Alta Comisionaduría de Generación delega la cooperación técnica para la rehabilitación de los sistemas de micro-turbinas hidráulicas en el personal de la filial Planta Centro-CORPOELEC.

Al mismo tiempo, en Noviembre de 2013, la coordinación del CIHAM UC postula el proyecto “REACTIVACIÓN DE TRES BANCOS DE PRUEBAS DE GENERADORES DE ALTA, MEDIA Y BAJA POTENCIA PARA CONVERSIÓN DE ENERGÍA HIDRÁULICA, LABORATORIO DE HIDRÁULICA ELÍAS SÁNCHEZ, UNIVERSIDAD DE CARABOBO” ante la “Convocatoria de Fortalecimiento Institucional” del Ministerio para el Poder Popular de Educación Universitaria, Ciencia y Tecnología (MPPEUCT). El proyecto es seleccionado a nivel nacional; compitiendo con otras universidades.

Desde Diciembre de 2014, los fondos obtenidos por medio del Fondo Nacional de Ciencia, Tecnología e Investigación (FONACIT) adscrito del Ministerio del Poder Popular para la Educación Universitaria, Ciencia y Tecnología (MPPEUCT) han sido invertidos en la adquisición de equipos y materiales para contribuir a las actividades de rehabilitación de los bancos de ensayos del sistema de turbina Kaplan y sistema de turbinas Francis y Pelton.

En Agosto 2015, se aprobó un trabajo especial de grado en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la titulado ***“Propuesta de Reactivación de los Bancos de Turbinas Kaplan, Pelton y Francis en el Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” Universidad de Carabobo”*** propuesta por el CIHAM UC como parte de la primera etapa del proyecto FONACIT-UC. En este trabajo especial de grado se realizaron unas primeras labores referentes a la rehabilitación de los bancos de ensayos de turbina Francis y Pelton y de turbina Kaplan; desarmando los equipos y realizando un diagnóstico general de los componentes de los sistemas de turbinas. De los resultados obtenidos se realizaron propuestas y estimaciones de costos para el mejoramiento, reparación y modernización de los componentes. Este trabajo especial de grado dio pie a la compra de algunos elementos necesarios para empezar la rehabilitación de los bancos de ensayos, como la bomba centrífuga necesaria en el sistema de turbina Francis y turbina Pelton, una bomba centrífuga de reemplazo para la fosa de bombeo, componentes eléctricos, entre otros.

En Agosto 2015 se realiza otro trabajo especial de grado; siendo titulado como ***“Evaluación de la Operación del Sistema de Turbina Kaplan en el Laboratorio de Hidráulica “Eliás Sánchez Díaz”*** de la Escuela de Ingeniería Civil de la Universidad de Carabobo” derivado del trabajo de grado anterior. En ella se logró, entre otras cosas la rehabilitación del sistema de turbina Kaplan presente en el Laboratorio de Hidráulica.

A mediados de Julio de 2015, se inició el presente trabajo especial de grado, cuya intención fue retomar la propuesta de rehabilitación del sistema de turbinas Francis y turbina Pelton. Partes del sistema estaban desarmadas, como el manifold de distribución y las válvulas de compuerta para regulación de caudal que forman parte del sistema. La turbina Francis estaba desmontada casi por completo. En este mes se inició con el mantenimiento de las válvulas de compuerta cuyo funcionamiento no era el adecuado.

En el mes de Agosto de 2015, se detecta un rodamiento de la turbina Pelton en mal estado y fractura en el sello mecánico de la turbina Francis. Con los fondos FONACIT se adquieren dichos componentes y con la asesoría de CORPOELEC se realiza la instalación de éstos. También se inician las labores del mantenimiento del tanque de almacenamiento y la instalación de la tubería de suministro de agua para el sistema de turbina Francis y turbina Pelton.

En Septiembre de 2015 se aplica pintura anticorrosiva y pintura en esmalte a las turbinas Francis y Pelton para proveerles protección y un acabado estético. Se fabrican e instalan las bases de soporte o “patas” para la bomba centrífuga que provee la carga hidráulica a las turbinas. También debido a la desalineación de la descarga de la bomba con respecto a la válvula de compuerta que regula el caudal, se toman las medidas necesarias para el diseño de una tubería de descarga que permite hacer el enlace entre las conexiones.

Durante el mes de Octubre de 2015 se instala un breaker de seguridad nuevo para la alimentación eléctrica del banco. Se ajustan las conexiones de las placas orificios y se

conectan con el piezómetro de mercurio para la medición de caudal. También se realiza el cableado interno de alimentación eléctrica de la bomba centrífuga y el remplazo de cables del breaker hacia la bomba. Además se fabrican empacaduras para el manifold de distribución en PVC y montaje del mismo, realizándose pruebas preliminares del banco de ensayos. Con respecto a la turbina Francis, se detecta roce entre el impulsor y la caja de espiral, lo cual llevo a comprobar la alineación del eje de la turbina con un reloj comparador. Dado que el eje no presentó desalineación, en los talleres de CORPOELEC se comprobó la superficie del rodete y del anillo de desgaste teniendo que realizársele un mecanizado a ambos. En este mes se realizaron unas pruebas preliminares para comprobar el sistema; se logró el funcionamiento de la turbina Pelton.

Entre los meses de Noviembre y Diciembre de 2015, se realiza la sustitución de un portabrida del manifold original de PVC que se encontraba fracturado. Se ajustaron las conexiones de las placas orificio y el piezómetro así como se corrigieron distintas fugas. En estos meses se llevó a cabo una temporada en las instalaciones de CORPOELEC Planta Centro, en calidad de pasantes tesistas, periodo durante el cual se realizaron labores con la turbina Francis, como: verificar las tolerancias en rodete y anillo de desgaste, verificación de la alineación del eje del rodete, pruebas al motor-generator, entre otros.

A principios del mes de Enero de 2016 el manifold original de PVC estalló durante pruebas preliminares que se le realizaban al sistema de turbina. A partir de este momento el avance de la rehabilitación fue lento, se consiguió ayuda de distintas empresas privadas y gubernamentales así como personas naturales; la construcción de un nuevo manifold tomo alrededor de 5 meses. El nuevo manifold de distribución se fabricó en acero galvanizado aprovechando la disponibilidad del material por parte de las distintas empresas que prestaron su apoyo. Este cambio de material acarreo la necesidad de fabricar una estructura de soporte para la tubería debido al mayor peso del manifold.

Finalmente a mediados de Julio de 2016, el nuevo manifold estaba listo para ser instalado. Con la ayuda de las empresas se acordó reuniones según disponibilidad de las mismas para ofrecer personal técnico, y con su asistencia fue lograda la instalación.

En el mes de Agosto de 2016 se realiza un ensamble preliminar para verificar que las dimensiones fuesen correctas, además se instala en su posición definitiva la estructura de soporte.

Entre Agosto y Septiembre se realiza el montaje del manifold en acero galvanizado, dando inicio de esta manera a pruebas de funcionamiento del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo a través del aporte de las empresas MAKROFIUSION y ENVASES INTERNACIONALES. Lograda la rehabilitación, dieron inicio trabajos de investigación con el banco de ensayos: la evaluación del sistema en cuanto a rendimiento y curvas de operación y la simulación de las turbinas en programas de simulación computacional.

2.2.2. La máquina.

Una máquina es un transformador de energía.

Una máquina absorbe energía de una clase y restituye energía de otra clase (un motor eléctrico por ejemplo, absorbe energía eléctrica y restituye energía mecánica) o de la misma clase pero transformada (una grúa o un torno, absorben y restituyen energía mecánica).

Las máquinas se clasifican en grupos: máquinas de fluido, máquinas-herramientas, máquinas eléctricas, entre otros [13].

2.2.3. Definición de máquina hidráulica.

Las máquinas hidráulicas pertenecen a un grupo muy importante de máquinas que se llaman “máquinas de fluido”. Aunque rara es la máquina en que no intervienen uno

o varios fluidos como refrigerantes, lubricantes, entre otros; eso solo no es suficiente para incluir dicha máquina en el grupo de máquinas de fluido.

Máquinas de fluidos son aquellas máquinas en que el fluido, o bien proporciona la energía que absorbe la máquina o bien aquellas en que el fluido es el receptor de energía, al que la máquina restituye la energía mecánica absorbida.

En toda máquina de fluido existe un intercambio entre energía de fluido y energía mecánica, por ejemplo, el agua sale de una bomba con más presión que la que tenía a la entrada de la misma, porque la bomba ha restituido al agua la energía absorbida en el eje de la misma.

Las máquinas de fluido se clasifican en máquinas hidráulicas y máquinas térmicas.

Máquina hidráulica es aquella donde el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente de densidad en su paso a través de la máquina (varia mínimamente), por lo cual en el diseño y estudio de la misma se hace la hipótesis de que la densidad se mantiene constante en todo momento.

Máquina térmica es aquella donde el fluido en su paso a través de la máquina varía sensiblemente de densidad y volumen específico, el cual en el diseño y estudio de la máquina ya no puede suponerse constante [13].

2.2.4. Clasificación de las máquinas hidráulicas.

Para clasificar las máquinas hidráulicas se atiende el elemento principal de la máquina, o sea, al elemento donde se intercambia la energía mecánica en energía de fluido o viceversa.

Las máquinas hidráulicas se clasifican en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo.

En las máquinas de desplazamiento positivo, también llamadas máquinas volumétricas, el elemento intercambiador de energía cede energía al fluido o el fluido a él en forma de energía de presión creada por la variación de volumen. Los cambios en la dirección y valor absoluto de la velocidad del fluido no juegan papel esencial alguno.

En las turbomáquinas, denominadas también máquinas de corriente, los cambios en la dirección y valor absoluto de la velocidad del fluido juegan un papel esencial.

A estos dos grupos puede añadirse un tercer grupo de máquinas hidráulicas, en donde se intercambia energía en forma de energía potencial, como los elevadores de canchales, tornillo de Arquímedes, ruedas hidráulicas, entre otros. Estas máquinas se denominan máquinas gravimétricas.

Las turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo se subdividen en motoras y generadoras. Las primeras absorben energía del fluido y restituyen energía mecánica; mientras que las segundas absorben energía mecánica y restituyen energía al fluido [13].

2.2.5. *Grado de reacción.*

El grado de reacción de una turbomáquina se refiere al modo cómo trabaja el rodete. Así, por ejemplo, en una bomba se debe distinguir la altura de presión que da la bomba y la altura de presión que da el rodete de la bomba, H_p . La primera normalmente es mayor que H_p porque la bomba tiene además de un rodete un sistema difusor que transforma la energía dinámica que da el rodete H_d , en energía de presión, que sumada a la energía de presión del rodete constituye la energía de presión que da toda la bomba. Análogamente sucede en una turbina. El grado de reacción se define según la ecuación 2.1:

$$\sigma = \frac{H_p}{H_u} \quad (2.1)$$

Donde:

σ : Grado de reacción teórico (adimensional).

H_p : Altura de presión del rodete (m).

H_u : Altura de Euler (m).

Es decir, el grado de reacción es el cociente de la altura que da (bomba) o absorbe (turbina) el rodete en forma de presión de altura por la altura total que da (bomba) o absorbe (turbina) el rodete.

Siendo H_u siempre positivo:

- Sí $H_p < 0$, el grado de reacción es negativo;
- Sí $H_p = 0$, el grado de reacción es 0;
- Sí $0 < H_p < H_u$ el grado está comprendido entre 0 y 1, que es el caso normal;
- Sí $H_p > H_u$, el grado de reacción es mayor que 1.

Las máquinas en las cuales el grado de reacción es igual a cero se llaman de acción. Todas las bombas son de reacción; las bombas de acción no suelen construirse. Las turbinas de acción constituyen la clase importante de las turbinas Pelton [13].

2.2.6. Definición de turbina hidráulica.

La turbina hidráulica es una maquina motora, y por tanto esencialmente es una bomba rotodinámica que trabaja a la inversa.

Así como una bomba absorbe energía mecánica y restituye energía al fluido, una turbina absorbe energía del fluido y restituye energía mecánica. Teóricamente, suministrando energía hidráulica a la máquina, e invirtiendo el flujo, una bomba podría trabajar como turbina. Prácticamente, el rendimiento sería muy bajo, y a veces nulo, exceptuando las máquinas especialmente diseñadas para trabajar como bomba y turbina [13].

2.2.7. Clasificación de las turbinas hidráulicas.

2.2.7.1. Clasificación según el grado de reacción.

Las turbinas hidráulicas, según el grado de reacción, se clasifican en dos grupos: turbinas de acción y turbinas de reacción. Esta clasificación se funda en el grado de reacción descrito anteriormente en la sección 2.2.5. Si el grado de reacción es 0, la turbina se llama de acción. Si el grado de reacción es distinto de 0, la turbina se llama de reacción.

La figura 2.1 representa esquemas relacionados con una turbina de acción y una turbina de reacción. En ambos esquemas se emplean los subíndices siguientes, que se refieren a las secciones características de la turbina:

- E – entrada de la turbina
- 0 – entrada del distribuidor
- 1 – entrada del rodete
- 2 – salida del rodete
- S – salida de la turbina

En las turbinas de acción (a) la presión relativa, p_e , en el distribuidor se reduce a 0, en el rodete la presión es igual a la entrada y salida, por eso el grado de reacción es 0. En las turbinas de reacción (b) la presión relativa a la entrada del rodete es mayor que 0. Hay un salto de presión en el rodete tanto mayor cuanto mayor sea el grado de reacción.

En una turbina de acción el rodete trabaja a presión constante, luego $p_1 = p_2$. Además esta turbina no tiene tubo de aspiración: la salida del rodete (2) coincide con la salida de la turbina (S). Luego $p_1 = p_2 = p_s = p_{amb}$ (donde p_{amb} = presión atmosférica).

En una turbina de reacción $p_1 > p_2$. La salida de la turbina se encuentra en el nivel de aguas abajo. Además, gracias al tubo de aspiración que realiza una succión: $p_2 < p_{amb}$. Finalmente, a la salida, $p_s = p_{amb}$.

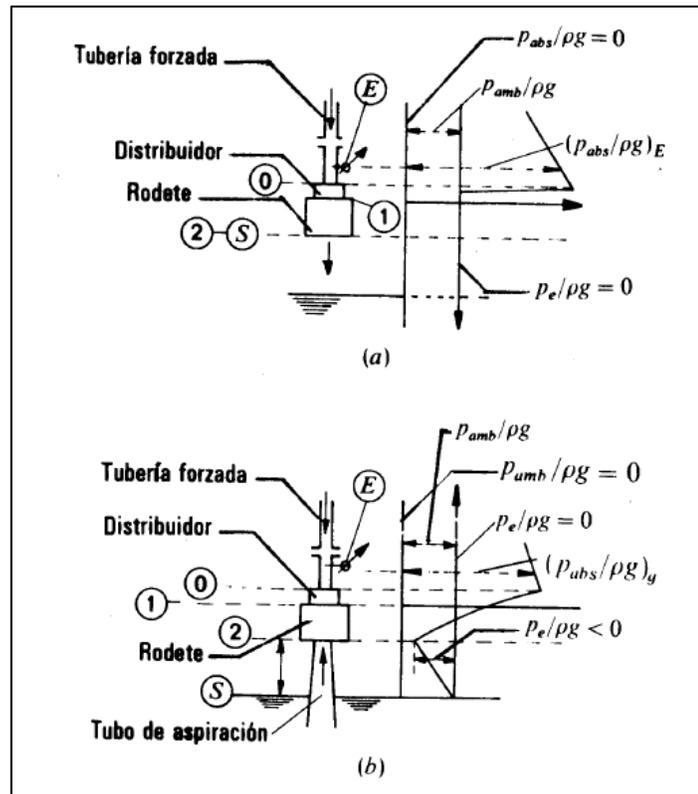


Figura 2.1. Esquema de la variación de la presión en las turbinas de acción (a) y de reacción (b).

Estudiando con más detenimiento estos esquemas donde se ha trazado la curva de altura de presión a lo largo de la turbina:

- Turbina de acción (Figura 2.1 a).

Tubería forzada: la altura de presión aumenta a consta de la altura geodésica, que disminuye. La altura de velocidad permanece constante si la sección de la tubería es constante.

Distribuidor: la altura de presión baja a cero (presión relativa) o sea a la altura de presión ambiente (presión absoluta). La altura de velocidad aumenta porque el distribuidor transforma la energía de presión en energía cinética. El aumento de esta última es un poco menor que la disminución de la primera por las pérdidas.

Rodete: la altura de presión permanece constante. Todo el rodete se encuentra a la presión atmosférica. La altura de velocidad disminuye porque la energía cinética del

chorro se va transformando en energía útil en el eje. En estas turbinas no hay tubo de aspiración.

- Turbina de reacción (Figura 2.1 b)

Tubería forzada: igual que en las turbinas de acción. Si no hay tubería forzada, sino que el agua llega a la turbina por un canal en lámina libre, la altura de presión permanece constante (presión atmosférica).

Distribuidor: la altura de presión disminuye; pero no tanto como en las turbinas de acción: $\frac{p_1}{\rho g} > \frac{p_{amb}}{\rho g}$. La altura de velocidad aumenta.

Rodete: la altura de presión sigue disminuyendo hasta un valor menor que en las turbinas de acción: (presión relativa a la salida del rodete, negativa). La altura de velocidad disminuye también: el rodete transforma energía de presión y cinética en energía útil en el eje.

Tubo de aspiración: la energía de presión aumenta desde un valor negativo hasta 0 (presión barométrica). Gracias al tubo de aspiración el salto de presión en el rodete ha sido mayor [13].

2.2.7.2. Clasificación según el número específico de revoluciones.

La naturaleza ofrece saltos hidráulicos con potencias muy variadas y una misma potencia con combinaciones múltiples de Q y H (H: salto neto). Por tanto, así como en las bombas, el rodete de las turbinas hidráulicas va cambiando insensiblemente de forma para adaptarse a las diferentes condiciones de servicio.

La clasificación más precisa de las turbinas hidráulicas es una clasificación numérica, que se hace asignando a toda la familia de turbinas geoméricamente

semejantes un número, a saber, el número específico de revoluciones, n_s , definido según la ecuación 2.2:

$$n_s = \frac{n \text{ Pa}^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (2.2)$$

Donde:

N_s : número específico de revoluciones.

n : número de revoluciones (rps).

H : altura neta (m.c.a).

Pa : potencia en el eje o potencia útil (W).

Sólo hay un salto brusco de forma cuando se pasa de un rodete de acción a un rodete de reacción. Luego todos los tipos de turbinas clasificados según el número específico de revoluciones pueden agruparse en los dos únicos grupos mencionados en la sección anterior: turbinas de acción y turbinas de reacción [13].

2.2.8. *Altura neta.*

La altura neta es la altura puesta a disposición de la turbina.

Una bomba absorbe energía mecánica y restituye energía hidráulica. La diferencia entre la energía específica que tiene el fluido a la salida de la bomba y a la entrada es la energía útil o efectiva comunicada por la bomba al fluido. Ahora bien, la altura útil o efectiva se determina según la ecuación 2.3:

$$\frac{Y}{g} = H \quad (2.3)$$

Donde:

H : altura útil (m.c.a).

Y : energía específica comunicada al fluido (J/kg).

g : aceleración de la gravedad (m/s^2).

La altura útil H es menor que la altura teórica H_u o altura que el rodete comunica al fluido, porque hay que descontar las pérdidas interiores en la bomba, como se muestra en la ecuación 2.4:

$$H = H_u - H_{r-int} \quad (2.4)$$

Donde:

H : altura útil (m.c.a).

H_u : altura teórica (m.c.a).

H_{r-int} : pérdidas interiores de la bomba (m.c.a).

Una turbina absorbe energía hidráulica y restituye energía mecánica. La diferencia entre la energía específica que tiene el fluido a la entrada de la turbina y a la salida es la energía suministrada a la turbina, que puesta en forma de altura se denomina altura neta H .

La altura neta no es la altura útil aprovechada por la turbina, sino la altura teórica que habría aprovechado si no existiesen pérdidas. Parte de esta altura se disipa en pérdidas hidráulicas y el agua intercambia con el rodete una altura menor que la que ha absorbido. Esta última altura, que en este caso es la altura útil, es la altura de Euler. Por tanto, la altura neta se define con la ecuación 2.5:

$$H = H_u + H_{r-int} \quad (2.5)$$

Donde:

H : altura útil (m.c.a).

H_u : altura teórica (m.c.a).

H_{r-int} : pérdidas interiores de la turbina (m.c.a).

Tanto en las bombas como en las turbinas la altura de Euler representa el equivalente en altura de la energía intercambiada entre el fluido y el rodete, sin embargo, esta energía en una bomba es la energía específica teórica y en una turbina la energía específica útil [13].

2.2.9. Pérdidas en tubería y accesorios.

La pérdida de carga en una tubería es la disminución de energía dinámica del fluido debido a la fricción de las partículas del fluido entre sí y contra las paredes de la tubería que las contiene. Pueden ser continuas, a lo largo de conductos regulares o accidental o localizada, debido a circunstancias particulares, como un estrechamiento, un cambio de dirección, la presencia de una válvula, entre otros.

Las pérdidas de carga en las tuberías son de dos tipos: pérdidas primarias y pérdidas secundarias [14].

- Pérdidas primarias.

Son las pérdidas de superficie en el contacto del fluido con la tubería (capa límite), rozamiento de unas capas de fluidos con otras (régimen laminar) o las de partículas de fluido entre sí (régimen turbulento).

La ecuación de Darcy-Weisbach es una ecuación ampliamente usada en hidráulica. Permite el cálculo de la pérdida de carga debida a la fricción dentro una tubería llena. Esta fórmula permite la evaluación apropiada del efecto de cada uno de los factores que inciden en la pérdida de energía en una tubería. Es una de las pocas expresiones que agrupan estos factores. Su forma general es la reflejada en la expresión 2.6:

$$h_f = f \frac{L}{d_i} \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (2.6)$$

Donde:

h_f : Pérdidas por fricción (m.c.f)

\bar{V} : Velocidad promedio del fluido (m/s).

f : Factor de fricción de la tubería (Adimensional).

d_i : Diámetro interno de la tubería (m).

L : Longitud de la tubería (m).

g : Aceleración de gravedad (m/s²)

La ecuación de Darcy es válida tanto para flujo laminar como turbulento de cualquier fluido Newtoniano en una tubería. Sin embargo, puede suceder que debido a velocidades extremas, la presión corriente abajo disminuya de tal manera que llegue a igualar la presión de vapor del líquido, apareciendo el fenómeno conocido como cavitación y los caudales obtenidos por cálculo serán inexactos [14].

- Pérdidas secundarias.

Cuando el fluido se desplaza uniformemente por una tubería recta, larga y de diámetro constante, la configuración del flujo indicada por la distribución de la velocidad sobre el diámetro de la tubería adopta una forma característica. Cualquier obstáculo en la tubería cambia la dirección de la corriente en forma total o parcial, altera la configuración característica del fluido y ocasiona turbulencia, causando una pérdida de carga mayor de la que normalmente se produce en un flujo de tubería recta. Ya que las válvulas y accesorios en una línea de tuberías alteran la configuración del flujo, producen una pérdida de presión adicional llamada pérdida secundaria.

Para el cálculo de estas pérdidas se utiliza la ecuación 2.7 y un coeficiente “k” adimensional de pérdidas secundarias que depende del tipo de accesorio:

$$h_{f_{\text{accesorio}}} = k \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (2.7)$$

Donde:

$h_{f_{\text{accesorio}}}$: Pérdidas por fricción generada por el accesorio (m.c.f).

K: Coeficiente de pérdida por fricción (Adimensional).

\bar{V} : Velocidad promedio del fluido (m/s).

g: Aceleración de gravedad (m/s²).

En la figura 2.2 se puede apreciar algunos valores del factor de pérdidas por fricción o secundarias dependiendo del diámetro de cada conexión [14].

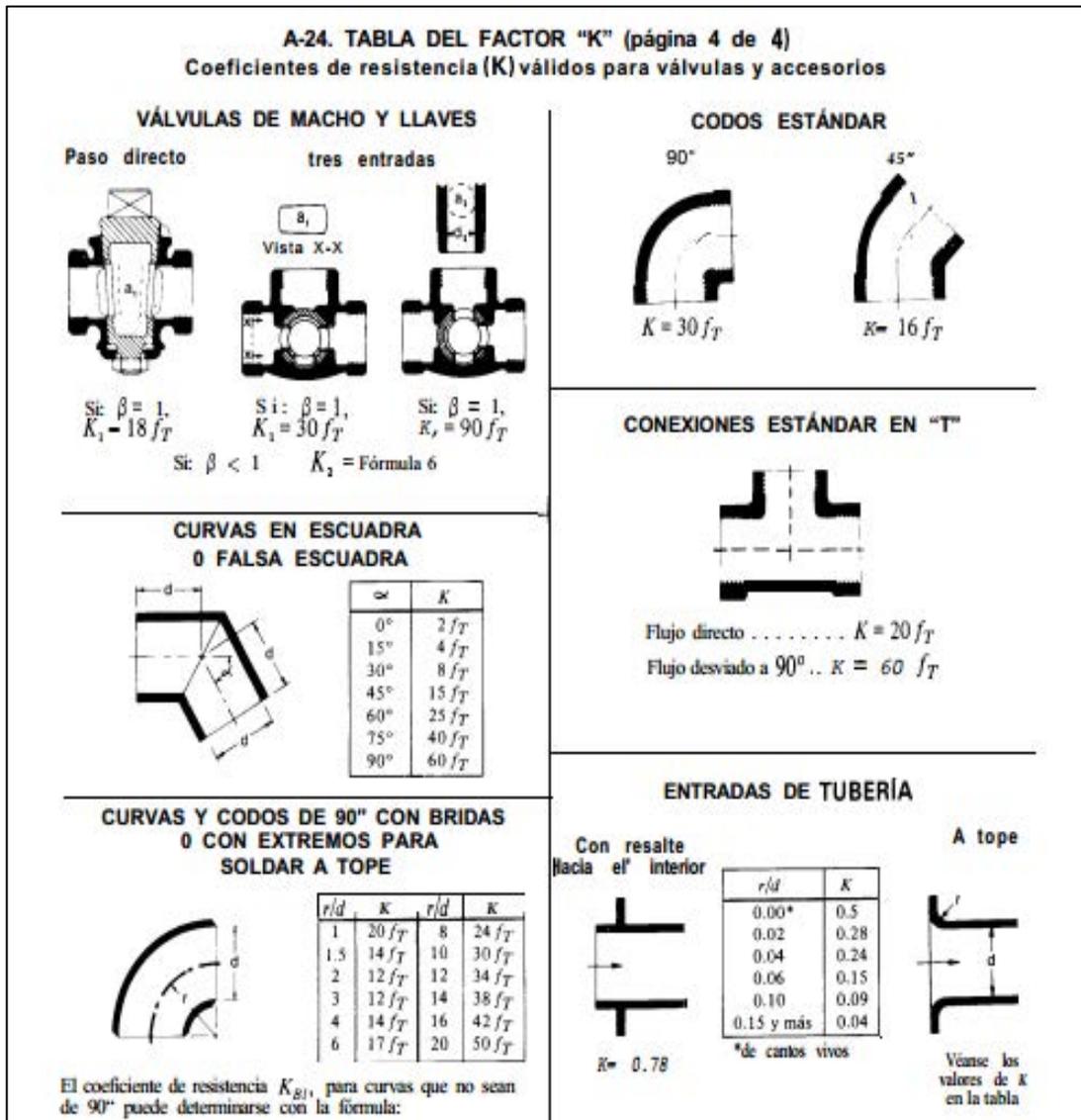


Figura 2.2. Coeficiente de resistencia "k" para algunos accesorios [14].

2.2.10. Sistema de Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica UC.

Las turbinas Pelton son turbinas de acción; son máquinas hidráulicas de chorro libre utilizadas en saltos de agua con mucho desnivel y caudales relativamente pequeños, con márgenes de empleo entre 60 y 1500 metros, consiguiéndose rendimientos máximos del orden del 90% [15]. En la figura 2.3 se observa la turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica UC.



Figura 2.3. Sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica UC.

El funcionamiento de estas turbinas, depende de los siguientes componentes:

- ***Álabes o cucharas.***

En una turbina Pelton la dirección del chorro no es ni axial ni radial, sino tangencial; el elemento constructivo más importante es la cazoleta 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 un ángulo de 180° , contrarrestándose así los empujes axiales por cambio de dirección de los dos chorros.

El agua una vez sale de la cazoleta, cae libremente una cierta altura, pasando al cauce inferior [15].

En la figura 2.4 se muestra una vista frontal de la turbina Pelton donde se aprecia el rodete de la misma y los álabes. En la figura 2.5 se muestra con más detalle los álabes donde se puede apreciar su forma de doble cuchara.

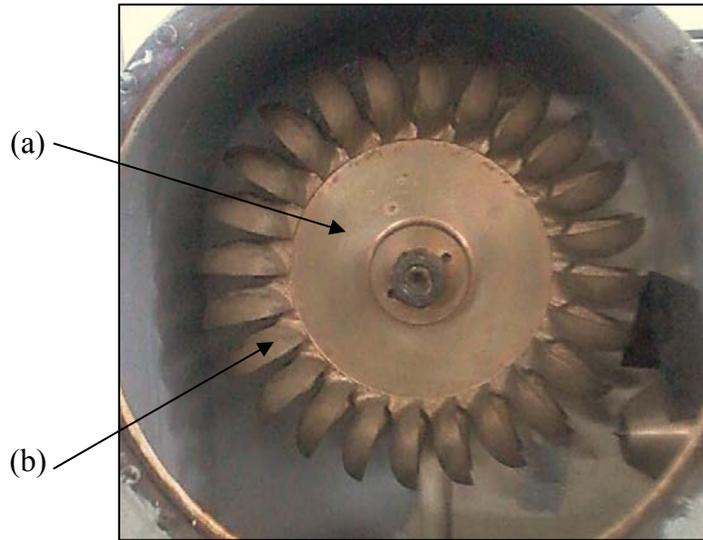


Figura 2.4. Turbina Pelton. (a) Rodete de la turbina, (b) Álabe o cuchara.



Figura 2.5. Álaves de la turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica UC.

- ***inyector.***

El 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 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 [15].

En la figura 2.6 se muestra una representación esquemática del inyector con la identificación de sus componentes principales, en la figura 2.7 se muestra el inyector y difusor de la turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica UC.

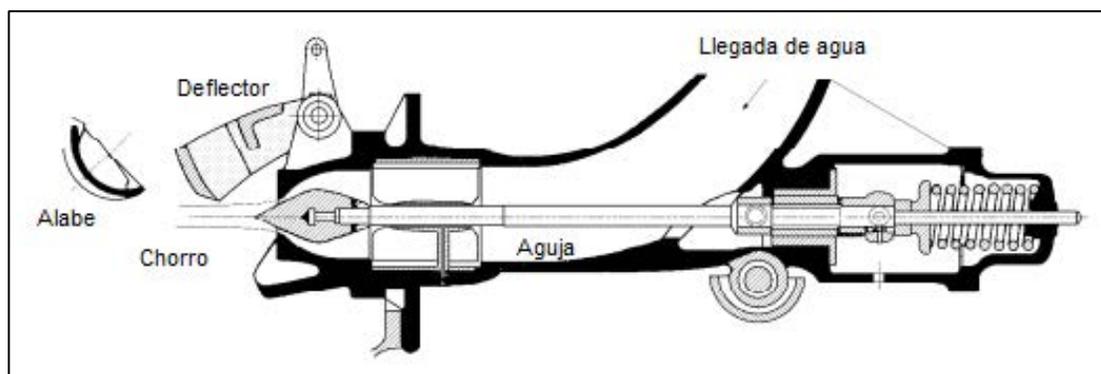


Figura 2.6. Representación esquemática del inyector.

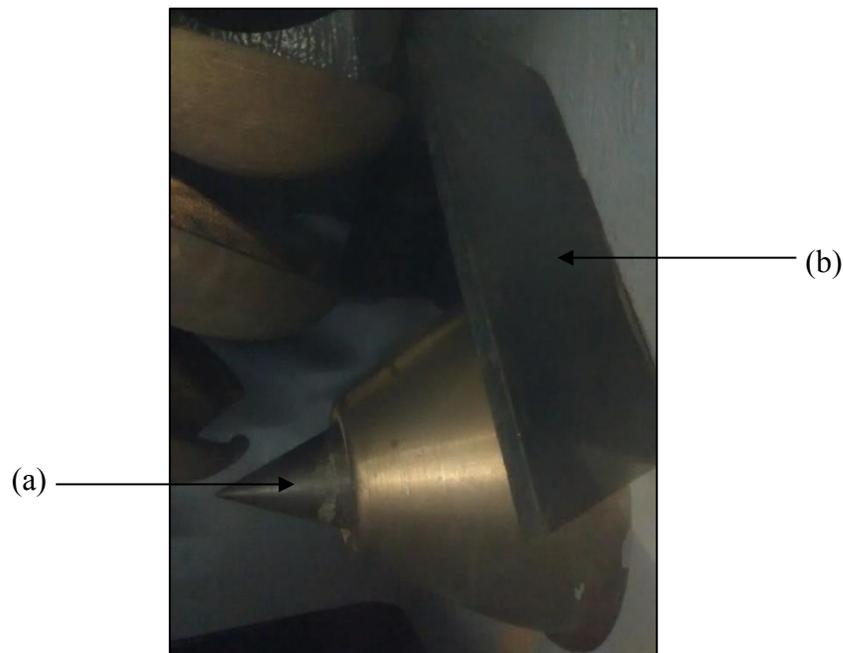


Figura 2.7. Válvula de aguja (a) y difusor (b) de la turbina Pelton.

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. Esta regulación se logra a través de un volante acoplado a un eje roscado, el cual, al girarlo, produce el movimiento lineal de inyector, abriendo o cerrando la separación respecto a la salida de la boquilla (ver figura 2.8) [15].



Figura 2.8. Sistema de turbina Pelton, Laboratorio de Hidráulica UC. Mecanismo de regulación de caudal.

- ***Difusor.***

La turbina Pelton posee además otro sistema de regulación por desviación del chorro, que consiste en una superficie metálica llamada difusor, que se introduce en medio del chorro, dividiéndolo y desviando una parte del mismo, de forma que en vez de dirigirse contra las cazoletas, sale lateralmente sin producir ningún efecto útil. De esta forma se evitan sobrepresiones en la tubería, por cuanto el caudal que circula por ésta continua siendo el mismo, figura 2.7 b.

Cuando se dispone de un solo inyector, el rodete tiene el eje de giro horizontal y el eje de salida del chorro es tangente horizontal, inferior a la circunferencia del rodete,

cuyo diámetro se denomina diámetro Pelton, cayendo el agua a la salida de las cucharas al fondo de la turbina, sin interferir el giro del rodete [15].

- ***Freno Prony.***

El Freno de Prony es un sistema dinamométrico, utilizado para medir el par de giro de los motores. Consta de un brazo, sobre el que van montados un dinamómetro y una rueda, que tiene adosada una abrazadera de alto rozamiento. Esta rueda es la que se conecta al eje del motor del cual se quiere medir su potencia. El ajuste de la abrazadera es variable. Esto es, se puede controlar el torque de carga aplicado al motor.

Cuando se desea conocer el par de giro de un motor para una velocidad de rotación determinada, se va incrementando gradualmente la compresión ejercida sobre las zapatas, con lo que el motor es frenado hasta que se estabiliza en la velocidad de rotación dada. El producto de la distancia entre las zapatas y la posición del contrapeso, multiplicada por la fuerza aplicada, proporciona el momento del motor para una velocidad angular dada [16].

En la figura 2.9 se muestra el freno Prony del sistema de turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica UC.



Figura 2.9. Freno Prony de la turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica UC.

2.2.11. Sistema de Turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica UC.

La turbina Francis es un motor hidráulico de reacción, que se emplea para caudales y alturas medias. Las turbinas Francis son de tipo radial, admisión centrípeta y tubo de aspiración; siempre se construyen en condiciones de rendimiento máximo, dando lugar a tres tipos fundamentales, lentas, normales y rápidas, diferenciándose unas de otras en la forma del rodete [15].

El funcionamiento de estas turbinas, depende de los siguientes componentes:

- ***Cámara espiral.***

La cámara espiral (figura 2.10) tiene como misión el dirigir convenientemente el agua en el distribuidor; su forma es tal que la velocidad media tiene que ser la misma en cualquier punto del caracol, evitándose así las pérdidas ocasionadas por los cambios bruscos de velocidad. A su vez, el agua no debe penetrar en la cámara espiral con una velocidad demasiado grande, ya que las pérdidas podrían ser excesivas [15].



Figura 2.10. Cámara espiral de la turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica UC.

- ***Distribuidor***

El distribuidor tiene como misión dirigir convenientemente el agua hacia los álabes del rodete (ver figura 2.11), regulando el caudal admitido y modificando de esta forma la potencia de la turbina, ajustándose en lo posible a las variaciones de carga de la red. El distribuidor no genera energía pero sí transforma energía de presión en energía cinética [15].



Figura 2.11. (a) Álabes del distribuidor. (b) Rodete de la turbina.

Los álabes orientables del distribuidor, se accionan mediante un anillo de maniobra que se mueve manualmente. Éste se representa esquemáticamente en la figura 2.12 donde se muestra la posición de los álabes del distribuidor para las configuraciones de cierre y apertura. En la figura 2.13 se muestra una vista frontal de la turbina Francis de Laboratorio de Hidráulica UC, donde se puede observar el anillo de maniobra y los pivotes de los álabes del distribuidor.

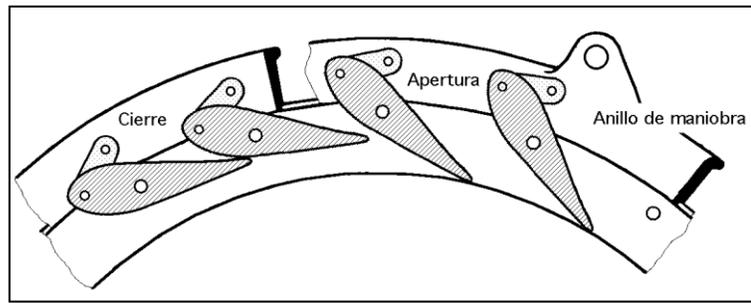


Figura 2.12. Representación esquemática del distribuidor y el anillo de maniobra.

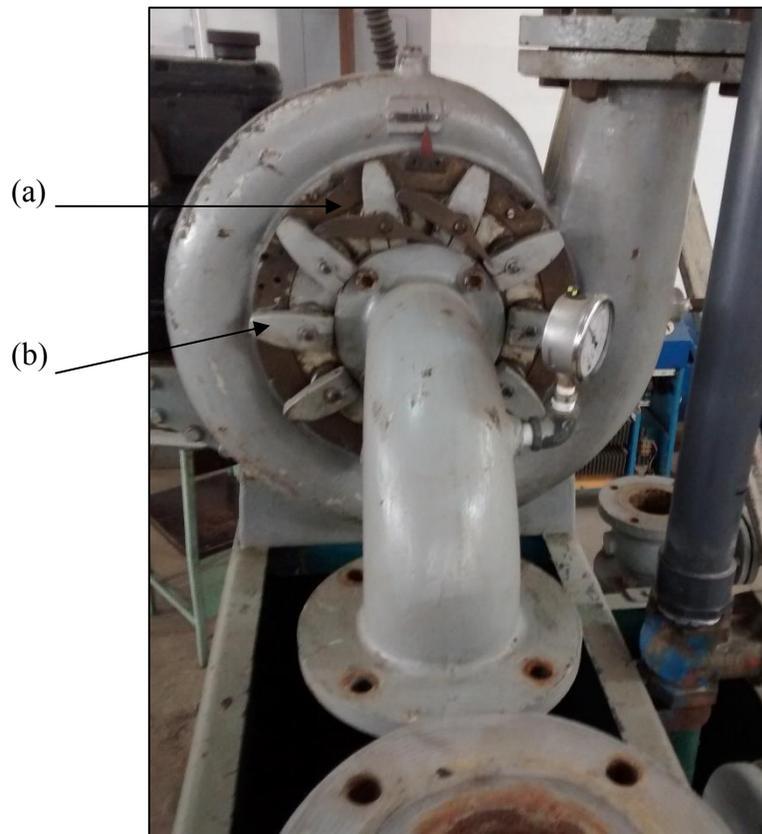


Figura 2.13. Turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica UC. (a) Anillo de maniobra del distribuidor, (b) pivote de los álabes del distribuidor.

- ***Tubo de aspiración.***

El tubo de aspiración es un auténtico transformador de energía, ya que al originar a la salida del rodete una depresión, recupera no sólo la mayor parte de la energía cinética que lleva el agua a la salida, sino que también amplía la altura geométrica del salto en

una distancia igual a la existente entre la salida del rodete y el nivel del canal de desagüe aguas abajo; este órgano se conoce también como aspirador-difusor.

Se puede concebir también un aspirador no difusor, que recupere la altura pero no la energía cinética residual, que estaría constituido simplemente por un tubo cilíndrico sumergido en el canal aguas abajo.

En las turbinas Francis lentas, el papel principal del tubo de aspiración es crear la depresión estática (vacío) correspondiente a la altura de aspiración por lo que, fundamentalmente, actúa como aspirador.

En las turbinas Francis rápidas, esta misión del aspirador disminuye, siendo su principal papel el de actuar como difusor [15].

En la figura 2.14 se muestra el tubo de aspiración del sistema de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica UC.



Figura 2.14. Tubo de aspiración de la turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica UC.

CAPÍTULO III.

MARCO METODOLÓGICO

En el presente capítulo se incluyen el nivel y tipo de la investigación, según la profundidad con que se aborda la misma. Además se muestra el diseño de la investigación, comprendiendo las fases correspondientes a la rehabilitación de los sistemas de turbinas Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz”, Universidad de Carabobo.

3.1. Nivel de la investigación.

Según Hernández et al, [17] indican que los estudios descriptivos buscan especificar las propiedades importantes de personas, grupos comunidades o cualquier otro fenómeno que sea sometido a análisis. Miden o evalúan diversos aspectos, dimensiones o componentes del fenómeno o fenómenos a investigar. Desde el punto de vista científico, describir es medir. Esto es, en un estudio descriptivo se selecciona una serie de cuestiones y se mide cada una de ellas independientemente pasa así valga la redundancia describir lo que se investiga.

La investigación es de carácter descriptivo ya que se busca identificar los componentes del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz”, Universidad de Carabobo. También se busca evaluar el estado y realizar el diagnóstico de los componentes del sistema.

3.2. Tipo de investigación.

Según Hernández et al., [17] los estudios de campo son estudios efectuados en una situación “realista” en la que una o más variables independientes son manipuladas por el experimentador en condiciones tan cuidadosamente controladas como lo permite la

situación. Es un estudio en una situación más real o natural en la que el investigador manipula una o más variables.

La investigación es de tipo campo ya que implica la recolección de datos directamente del sistema de turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica UC.

3.3. Diseño de la investigación.

Esta sección presenta el conjunto de actividades que se deben desarrollar para lograr los objetivos planteados en la presente investigación.

3.3.1. Fase 1: Identificación de los componentes del sistema de turbina Francis-Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.

La identificación del sistema de turbina Francis y turbina Pelton se lleva a cabo mediante una representación esquemática tridimensional. El método aplicado para la identificación de los componentes es la observación directa. Se miden las dimensiones constructivas del sistema de turbina Francis y turbina Pelton; utilizando herramientas de medición como vernier y cinta métrica. La representación esquemática del sistema de turbinas hidráulicas se realiza con herramientas computacionales de dibujo.

3.3.2. Fase 2: Diagnóstico del estado de los componentes del banco de ensayo de sistema de turbina Francis-Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.

El diagnóstico del estado de los componentes del banco de ensayo del sistema de turbinas Francis y turbina Pelton ha sido dividido en: preliminar

y avanzado. El diagnóstico preliminar involucra una evaluación visual y física de todas las partes del sistema para detectar el estado de las mismas y así determinar si debe ser reemplazada o no. El diagnóstico del sistema es realizado indicando: a) número de componente, b) descripción del componente y c) estado del componente categorizado según percepción visual o sónica como se muestra en la tabla 3.1. El sistema de turbinas hidráulicas se divide en sistemas y subsistemas, asignando una tabla para cada uno de éstos.

Tabla 3.1 Modelo de tabla para el Diagnóstico Preliminar de los Componentes del Sistema de Turbina Francis y Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica. Universidad de Carabobo

N°	COMPONENTE	Estado	
		Mal	Bien
1			
2			
3			
4			

El diagnóstico avanzado del sistema de turbinas consiste en indicar los siguientes aspectos: a) Subsistema, b) Componentes, c) Hallazgos, d) Causas, e) Consecuencias y f) acción ejecutada como se muestra en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Modelo de tabla para el Diagnóstico Avanzado del Sistema de Turbina Francis y Turbina Pelton. Laboratorio de Hidráulica. Universidad de Carabobo.

Subsistema	Componentes	Hallazgo	Causas	Consecuencias	Acción ejecutada

3.3.3. Fase 3: Diseño de adaptaciones para los componentes del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.

El diseño de las adaptaciones para los componentes del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC incluye los siguientes:

1. Diseño de la adaptación en la succión de la bomba de distribución de agua al sistema de turbina Francis y turbina Pelton.
2. Diseño de la adaptación en la descarga de la bomba de distribución de agua al sistema de turbina Francis y turbina Pelton.
3. Diseño de la adaptación del manifold para la distribución del agua al sistema de turbina Francis y turbina Pelton.
4. Diseño del soporte para el manifold de distribución.

3.3.4. Fase 4: Montaje y puesta punto del sistema de turbinas Francis-Pelton.

3.3.4.1. Fase 4.1: Montaje del Sistema de Turbinas Francis-Pelton.

Para llevar a cabo el montaje del sistema de turbinas Francis-Pelton se siguen los siguientes pasos:

- 1. Paso I: Instalación de la bomba.** La bomba centrífuga se instala mediante a) la fabricación de soportes metálicos inferiores ya que la altura de la bomba nueva es inferior a la de la bomba original del sistema b) fabricación de la conexión bridada de succión y c) se realiza la conexión a la alimentación eléctrica. Para llevar a cabo este paso se utiliza máquina de soldar, esmeril, tronzadora, vernier, cinta métrica, alicate mecánico, teipe eléctrico.

2. **Paso II: Instalación de la tubería de descarga de la bomba.** Se instala la tubería de descarga de la bomba centrífuga diseñada y fabricada. Esto se hace una vez fijada la bomba centrífuga. Se utilizan llaves combinadas de 15 mm y 17 mm.
3. **Paso III: Instalación del Soporte del manifold.** La instalación del soporte se logra llevando a cabo los siguientes paso a) una vez ubicada la posición del soporte se perfora el piso para introducir los ramplug de fijación inferior, b) fijación del soporte con tornillos. Se utiliza taladro, mechas, ramplug, martillo, llave combinada de 19 mm.
4. **Paso IV: Ensamble preliminar del manifold.** Se realiza un ensamble preliminar del manifold para verificar las medidas del mismo y ver el estado de todas las roscas de las uniones. Se utiliza una llave de tubo de 914,4 mm (36 pulgadas), llave de tubo 1.219,2 mm (48 pulgadas) y llave combinada de 25,4 mm.
5. **Paso V: Instalación del manifold.** Una vez verificada las dimensiones procede a instalar de la parte inferior a la superior el manifold de suministro de agua del sistema de turbinas Francis-Pelton con todos sus accesorios como lo son los codos, uniones universales, tees, manguitos y válvulas. Utilizando llave de tubo de 914,4 mm (36 pulgadas), llave de tubo 1.219,2 mm (48 pulgadas) y llave combinada de 25,4 mm (1 pulgada).

3.3.4.2. Fase 4.2: Puesta a punto del Sistema de Turbinas Francis-Pelton.

La puesta a punto del sistema de turbinas se lleva a cabo siguiendo los siguientes pasos:

1. **Paso I: Búsqueda de fugas en el sistema de turbinas.** Al encender la bomba centrífuga se verifica a) el sentido de giro del motor eléctrico y b)

se realiza una inspección visual en el manifold y válvulas de compuerta en busca de fugas de agua, en caso de existir alguna fuga por alguna las roscas de unión en la tubería se corre un poco la unión roscada, si es por alguna brida o válvula se procede a ajustar con mayor fuerza los tornillos de sujeción. Se utiliza llave de tubo de 914,4 mm (36 pulgadas), llave de tubo 1.219,2 mm (48 pulgadas) y llave combinada de 25,4 mm.

2. **Paso II: Llevar a corriente nominal a la bomba centrífuga.** Para lograr el consumo nominal de corriente de la bomba centrífuga se debe hacer a) colocar una pinza amperimétrica en una de las líneas de suministro eléctrico b) se enciende la bomba y c) se procede a abrir o cerrar la válvula a la descarga de la bomba bien sea el caso hasta llevar el consumo lo más cercano al dato indicado en la placa de información de la misma. Para lograr este paso se utiliza una pinza amperimétrica.

3.4. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.

Las técnicas a utilizar para la recolección de datos en esta investigación será la observación directa del sistema de turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica UC y el análisis de los documentos de operación proporcionados por el fabricante, así como también las especificaciones de catálogos de los elementos constitutivos del sistema.

3.5. Técnicas de procesamiento y análisis de datos.

Para el procesamiento de los datos obtenidos en esta investigación se utilizarán software computacional de diseño asistido y de ingeniería asistida (CAD y CAE por sus siglas en inglés) y los resultados en software de hojas de cálculo para la construcción de gráficas y curvas.

El análisis de los datos se realizará por medio de valores referenciales de curvas de operación suministrada por el fabricante y a través de normas y códigos de diseño e

instalación, así como las teorías dictadas en las cátedras de elementos de máquinas, turbomáquinas, mecánica de fluidos y manejo de fluidos, asignaturas dictadas en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Carabobo.

3.6. Aspectos administrativos.

Con respecto a los recursos administrativos requeridos para la obtención y análisis de datos se dispone de una computadora de escritorio y dos computadoras portátiles con software comercial de ingeniería y diseño asistido, así como herramientas de transcripción y procesamiento de hojas de cálculo. Se tiene además cámara fotográfica digital para la documentación de los componentes del sistema de turbinas. Por otra parte se dispone de multímetro, pinza amperimétrica, cinta métrica, destornilladores, llaves Allen, llaves de tubo, entre otros, para la identificación y diagnóstico de los componentes del sistema de turbina Francis y turbina Pelton.

Entre el recurso humano, se dispone del personal adscrito al mantenimiento del Laboratorio de Hidráulica así como personal adscrito a distintos departamentos de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo. Además se dispone del apoyo del personal de CORPOELEC Planta Centro, principalmente del personal adscrito a la división de Mecánica de Planta, contando con el apoyo de ingenieros, torneros, técnicos de bombas, técnicos electricistas, entre otros.

CAPÍTULO IV.

DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN

El presente capítulo tiene como finalidad presentar los resultados obtenidos luego de aplicar la metodología descrita en el Capítulo III, así como discutir los resultados mediante la comparación con las curvas de operación dadas por el fabricante Gilkes de los sistemas de turbinas de los bancos de ensayos de turbinas Francis y Pelton, correspondientes a los objetivos específicos establecidos para el logro del objetivo general del presente trabajo de investigación.

4.1. Identificación de los componentes del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC mediante una representación esquemática tridimensional.

El sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo se subdivide en un conjunto de cinco subsistemas que lo conforman, como se muestra en el flujograma de la figura 4.1. Es necesario resaltar que la altura puesta a disposición de las turbinas se realiza a través de una bomba centrífuga y el caudal se distribuye a través de un manifold de distribución.

En el flujograma de la figura 4.1, se muestran los siguientes elementos:

1. Subsistema de alimentación de agua principal.
2. Subsistema de almacenamiento del agua.
3. Subsistema de distribución de caudal.
4. Subsistema de turbina Pelton.
5. Subsistema de turbina Francis.
 - 5.1. Panel de control y banco de resistencias.

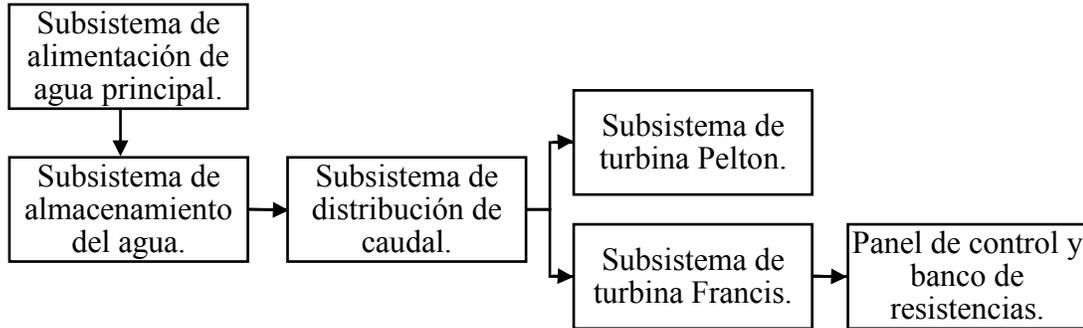


Figura 4.1. Flujograma del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Del flujograma de la figura 4.1 se destaca la independencia del funcionamiento del subsistema de turbina Pelton con respecto al subsistema de turbina Francis y su panel de control y banco de resistencias. Las turbinas de este sistema pueden trabajar únicamente por separado. El sistema para medición de caudal solo permite la medición del caudal para una turbina a la vez, lo cual imposibilita el funcionamiento de ambas en paralelo. Además la bomba centrífuga no puede satisfacer las exigencias de caudal y presión de ambas turbinas trabajando en paralelo.

En la figura 4.2 se muestra la vista general del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC el cual está constituido por un tanque de almacenamiento del agua (02) utilizada para la transformación de la energía, una turbina Francis acoplada a un motor-generador de corriente continua (05), una turbina Pelton acoplada a un freno Prony para la disipación de la energía (04), dos bombas centrífugas para suministro (01) y distribución del caudal (03), un panel de control para el funcionamiento del motor generador de la turbina Francis (06) y un manifold de distribución del agua con dos placas orificio conectadas a un piezómetro de mercurio (03) para medir el caudal. En la tabla 4.1 se detalla la identificación de cada subsistema del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo, presentado en la figura 4.2.

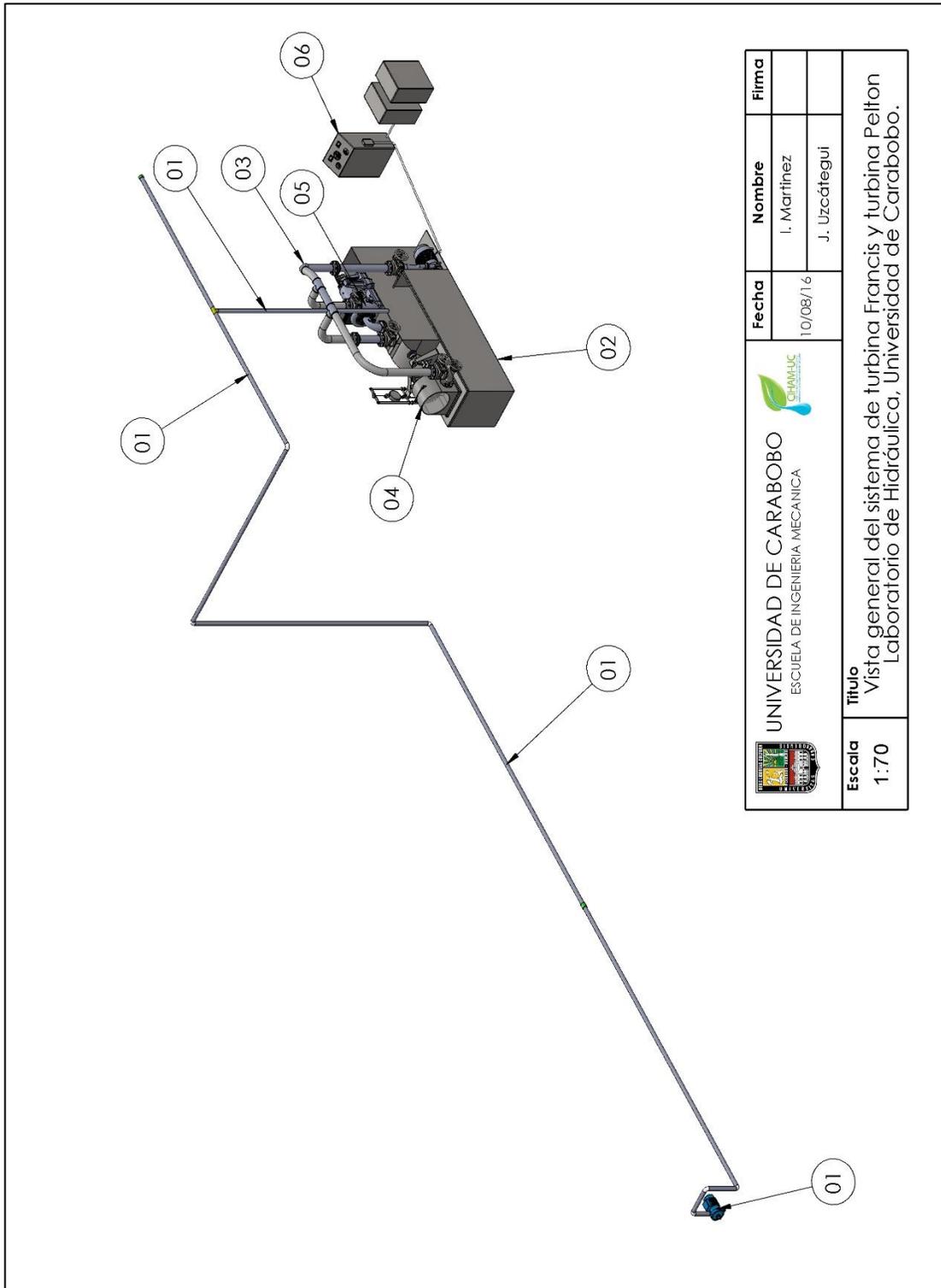


Figura 4.2. Vista general del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Tabla 4.1. Lista de componentes del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Componente	Cantidad	Descripción
01	01	Subsistema de suministro de agua al banco de turbinas
02	01	Subsistema de almacenamiento
03	01	Subsistema de distribución del caudal
04	01	Turbina Pelton
05	01	Turbina Francis
06	01	Panel de control y banco de resistencias

4.1.1. Subsistema de alimentación de agua principal (01).

La alimentación de agua principal del Sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo, viene dada a través de un tanque aéreo en las afueras de las instalaciones del Laboratorio de Hidráulica, el cual funge de reservorio para todos los bancos de ensayo presentes en el mismo, con una capacidad estimada de 1.000 m³.

La altura del tanque con respecto a la planta del laboratorio es de 7 m; dada esta altura, por diferencia de disponibilidad positiva se puede lograr el llenado del tanque del sistema de turbina Francis y turbina Pelton a través del subsistema de suministro de agua al banco de turbinas, descrito en la figura 4.3 y tabla 4.2. Alternativamente se cuenta con una bomba centrífuga KSB ETABLOC 40-200/034 de 2.237,1 W (3 hp), con punto nominal de 16 m³/h a 1.750 rpm, como una segunda opción de llenado del tanque del banco de ensayos; la cual puede ser usada para agilizar la compensación de los niveles en el tanque de almacenamiento durante la realización de clases prácticas sucesivas.

Tabla 4.2. Lista de componentes del subsistema de suministro de agua al banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Componente	Cantidad	Descripción
01	01	Bomba Centrífuga ETABLOC 40-200 de 2.237,1 W (3 hp)
02	01	Tubo ø50,8 mm Longitud: 288 mm PVC

Tabla 4.2. Lista de componentes del subsistema de suministro de agua al banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (continuación).

Componente	Cantidad	Descripción
03	06	Codo $\varnothing 50,8$ mm PVC
04	01	Tubo $\varnothing 50,8$ mm Longitud: 436 mm PVC
05	01	Tubo $\varnothing 50,8$ mm Longitud: 536 mm PVC
06	02	Tubo $\varnothing 50,8$ mm Longitud: 6.000 mm PVC
07	01	Anillo $\varnothing 50,8$ mm PVC
08	01	Tubo $\varnothing 50,8$ mm Longitud: 4.586 mm PVC
09	01	Tubo $\varnothing 50,8$ mm Longitud: 3.700 mm PVC
10	02	Tubo $\varnothing 50,8$ mm Longitud: 2.800 mm PVC
11	01	Tee $\varnothing 50,8$ mm PVC
12	01	Tapón $\varnothing 50,8$ mm PVC
13	01	Tubo $\varnothing 50,8$ mm Longitud: 3.360 mm PVC
14	01	Válvula de compuerta $\varnothing 50,8$ mm
15	01	Tubo $\varnothing 50,8$ mm Longitud: 900 mm PVC

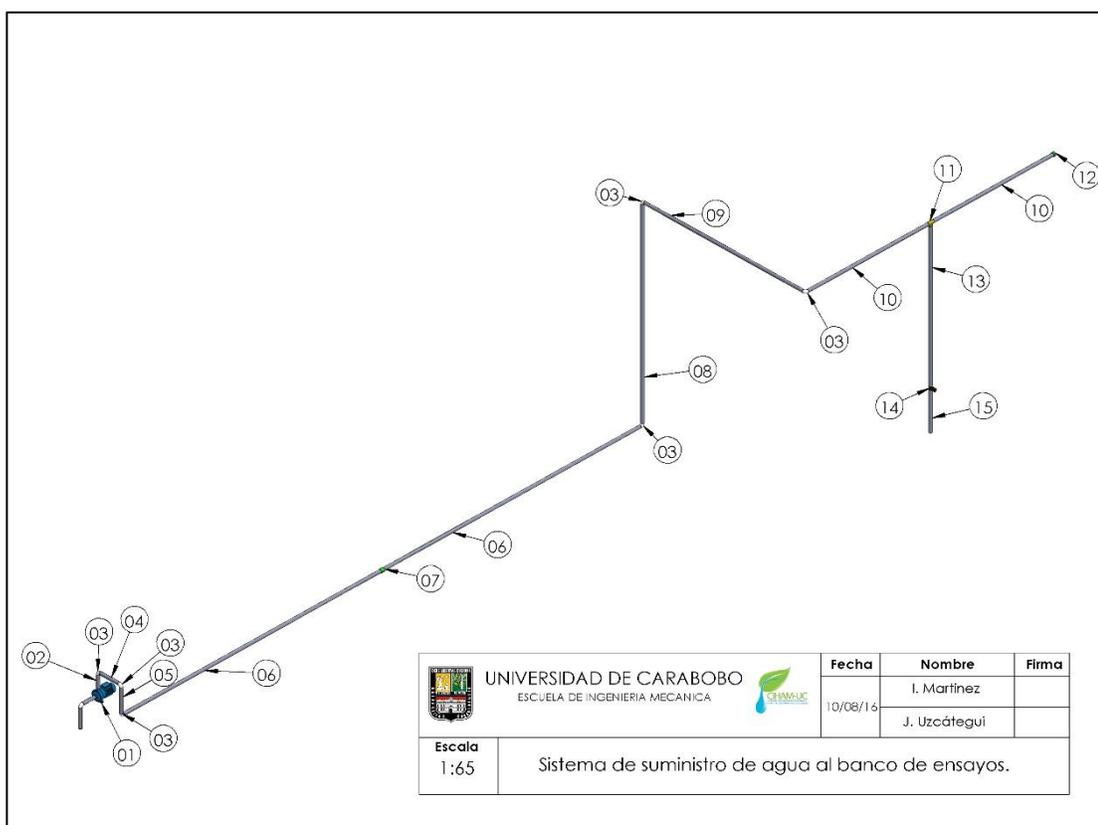


Figura 4.3 Subsistema de suministro de agua del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

4.1.2. Subsistema de almacenamiento del agua (02).

El agua utilizada en el sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo, para la transformación de energía es almacenada en dos tanques rectangulares, conjuntos y abiertos a la atmosfera, los cuales poseen una capacidad total de almacenamiento de 2,45 m³.

La bomba centrífuga utilizada en el subsistema de distribución de caudal está instalada en el tanque primario (01).

El tanque secundario (02) posee una altura mayor que el primario, cuando el nivel de agua sobrepasa la altura del tanque secundario, la caída de agua de éste se recibe en el primario a través de una abertura en una de las paredes.

Estos tanques constituyen el subsistema de almacenamiento del agua y se representa en la figura 4.4 con los componentes listados en la tabla 4.3.

Este sistema, además de fungir de reservorio para el agua utilizada por las turbinas, también tiene como función ser la base o soporte de ambas turbinas.

Las turbinas están apoyadas en las paredes del tanque, la turbina Pelton en la parte frontal del tanque primario y la turbina Francis en la parte central del tanque secundario. También el tanque secundario es quien recibe el caudal de desvío de la tubería de alivio o desagüe.

Tabla 4.3. Componentes del subsistema de almacenamiento del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Componente	Cantidad	Descripción
01	01	Tanque primario Volumen: 1.41 m ³
02	01	Tanque secundario Volumen: 1.04 m ³
03	01	Medidor de nivel
04	01	Brida de succión de la bomba
05	01	Soporte de la válvula de desagüe

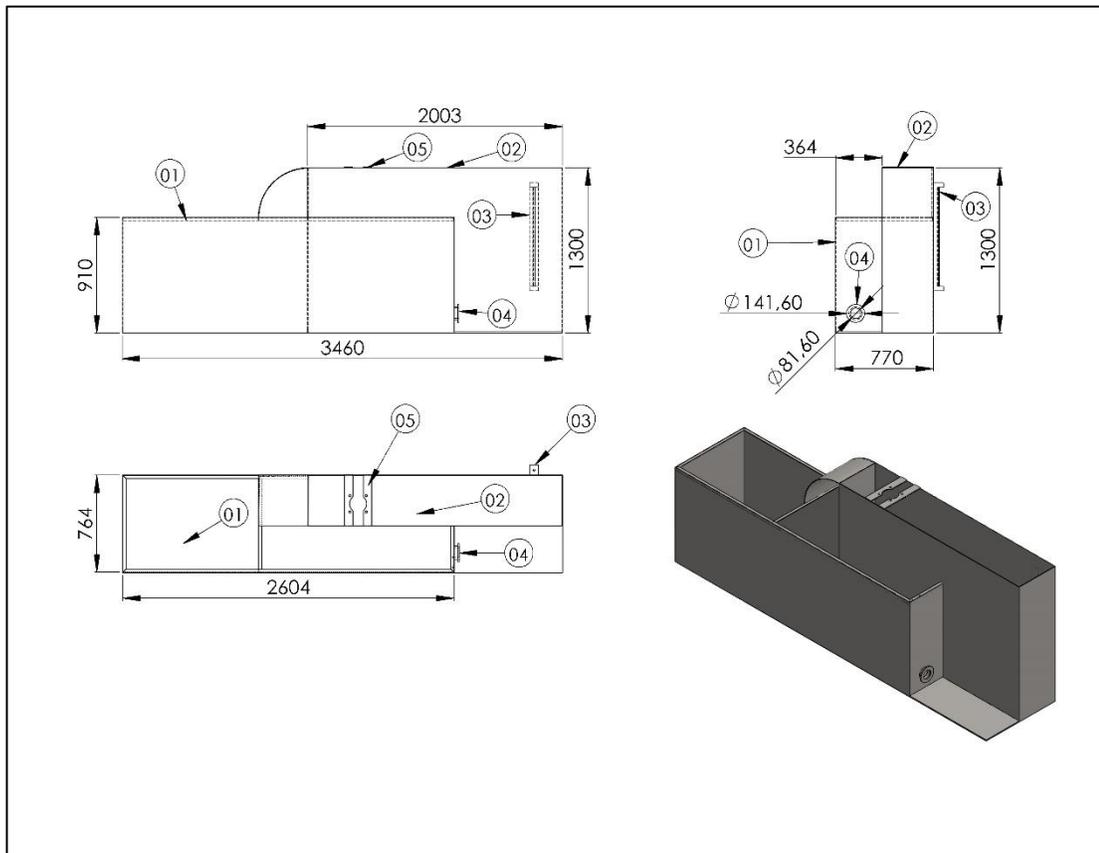


Figura 4.4. Representación del Subsistema de almacenamiento del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

4.1.3. *Subsistema de distribución de caudal (03).*

El agua es impulsada hacia las turbinas, las cuales pueden trabajar únicamente por separado dado que el sistema de medición de caudal solo así lo permite. Una bomba centrífuga MALMEDI modelo AZF 50-200A de 11185,5 W (15 hp) con punto nominal a 59,05 m³/h (260 GPM) y 45 m.c.a a una velocidad de giro de 3.500 rpm es usada para simular la caída de agua que se tendría, por ejemplo, en un embalse. La bomba se conecta al manifold del sistema a través de una tubería cónica (ver Apéndice A.5), en la cual se realiza la ampliación de Ø50,8 mm de la descarga de la bomba a 101,6 mm del diámetro que poseen las válvulas y el manifold del banco.

La distribución del agua a través del sistema de tubería y de las turbinas se realiza mediante el manifold en PVC (ver Apéndice A.1). Con éste se logra llevar el agua ya

sea a la turbina Francis, con el primer tramo de tubería (segmento \overline{ABCD} , Apéndice A.1), realizar un desvío que contribuye a regular caudal a través del segundo trayecto (segmento \overline{CEF} , Apéndice A.1) o bien a la turbina Pelton a través del último tramo del mismo (segmento \overline{EG} , Apéndice A.1).

El sistema consta de cuatro válvulas de compuerta de diámetro 101,6 mm acopladas en cada tramo y dos placas orificio conectadas a un piezómetro de mercurio para la medición del caudal, con rango de 0 a 68,14 m³/h (300 gpm).

El piezómetro posee un juego de válvulas selectoras para hacer la selección entre una placa orificio u otra, para leer el caudal sea en el tramo de la descarga de la bomba o en el tramo de desvío para regulación de caudal. Con dichas válvulas se hace la selección de las presiones de alta y baja para la placa deseada y se dejan cerradas las válvulas de alta y baja de la otra placa orificio.

En la figura 4.5 se representa el subsistema de distribución de caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo. En la Tabla 4.4 se especifica la lista de componentes observados en la figura 4.5. En el apéndice A se encuentra una representación con mayor detalle de cada elemento.

Tabla 4.4. Lista de componentes del subsistema de distribución del caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Componente	Cantidad	Descripción
01	01	Manifold del banco de turbinas
02	04	Válvula de compuerta
03	01	Piezómetro Rango: 0-68,14 m ³ /h (0-300 gpm) Alcance: 68,14 m ³ /h (300 gpm) Apreciación: 11,36 m ³ /h (50 gpm)
04	02	Placa orificio
05	24	Tornillo hexagonal M16x90 mm
06	24	Tuerca hexagonal M16
07	01	Descarga cónica de ampliación
08	01	Bomba centrífuga MALMEDI AZF 50-200A de 11185,5 W (15 hp)

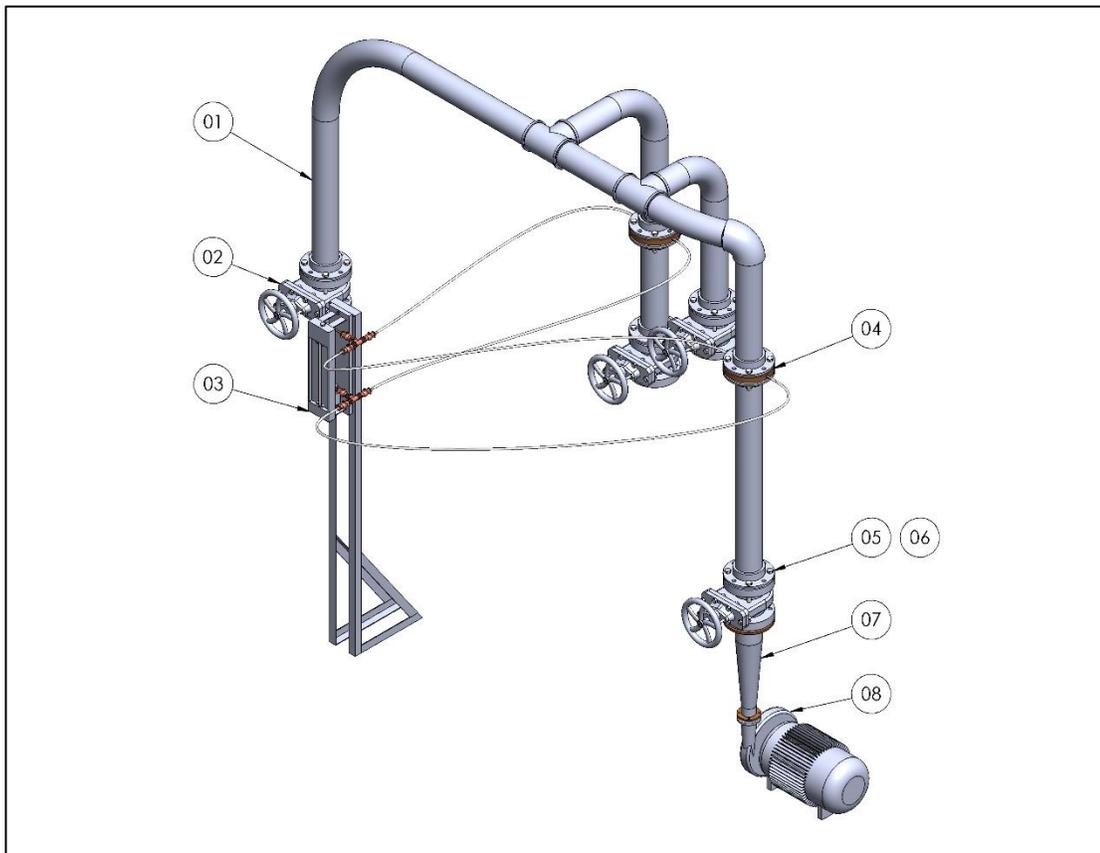


Figura 4.5. Subsistema de distribución del caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

4.1.4. Subsistema de turbina Pelton (04).

Una de las turbinas presentes en el banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, es la turbina Pelton, fabricada por la empresa Gilkes; clasificada como turbina Pelton Lenta con un $N_s = 23$ y, según datos de la placa técnica, la misma posee una potencia al eje de 3631,56 W (4,87 hp), altura nominal de 30.5 m.c.a y una velocidad de giro de 730 rpm. [12]

En la figura 4.6 se representa el plano general de dicha turbina donde se destacan las cotas más relevantes. Un despiece con la identificación de los componentes se encuentra en la figura 4.7, listados en la tabla 4.5. La representación detallada de cada elemento se muestra en el Apéndice B.

En el funcionamiento y uso de esta turbina, se pueden manipular:

De forma directa:

1) el caudal puesto a disposición de la misma, a través de las válvulas de la descarga de la bomba y/o de la tubería de desvío o alivio.

2) la velocidad de giro del rodete a través del freno Prony acoplado al eje de la misma.

De forma indirecta: la velocidad y presión con la que incide el agua sobre los álabes del rodete, a través del ajuste de la válvula de aguja o inyector, la cual realmente cambia el área por el cual puede circular el agua, lo que incide sobre estos parámetros.

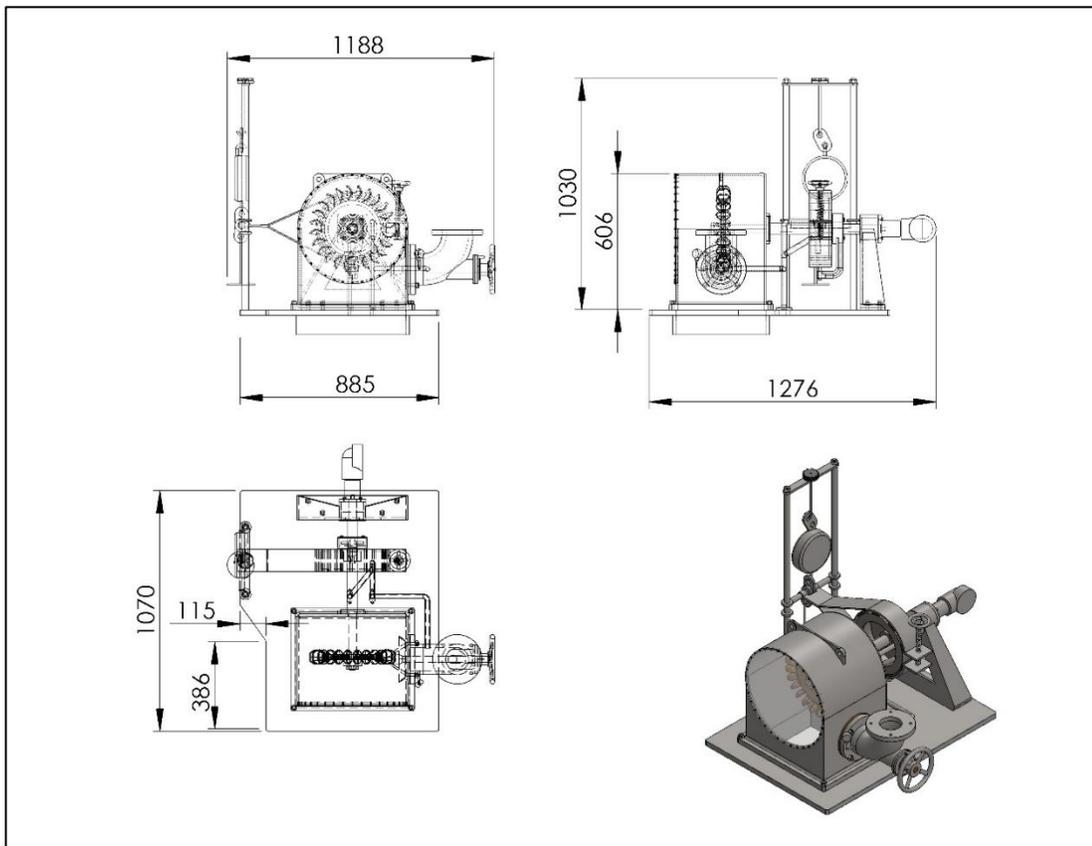


Figura 4.6. Plano general de la turbina Pelton del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

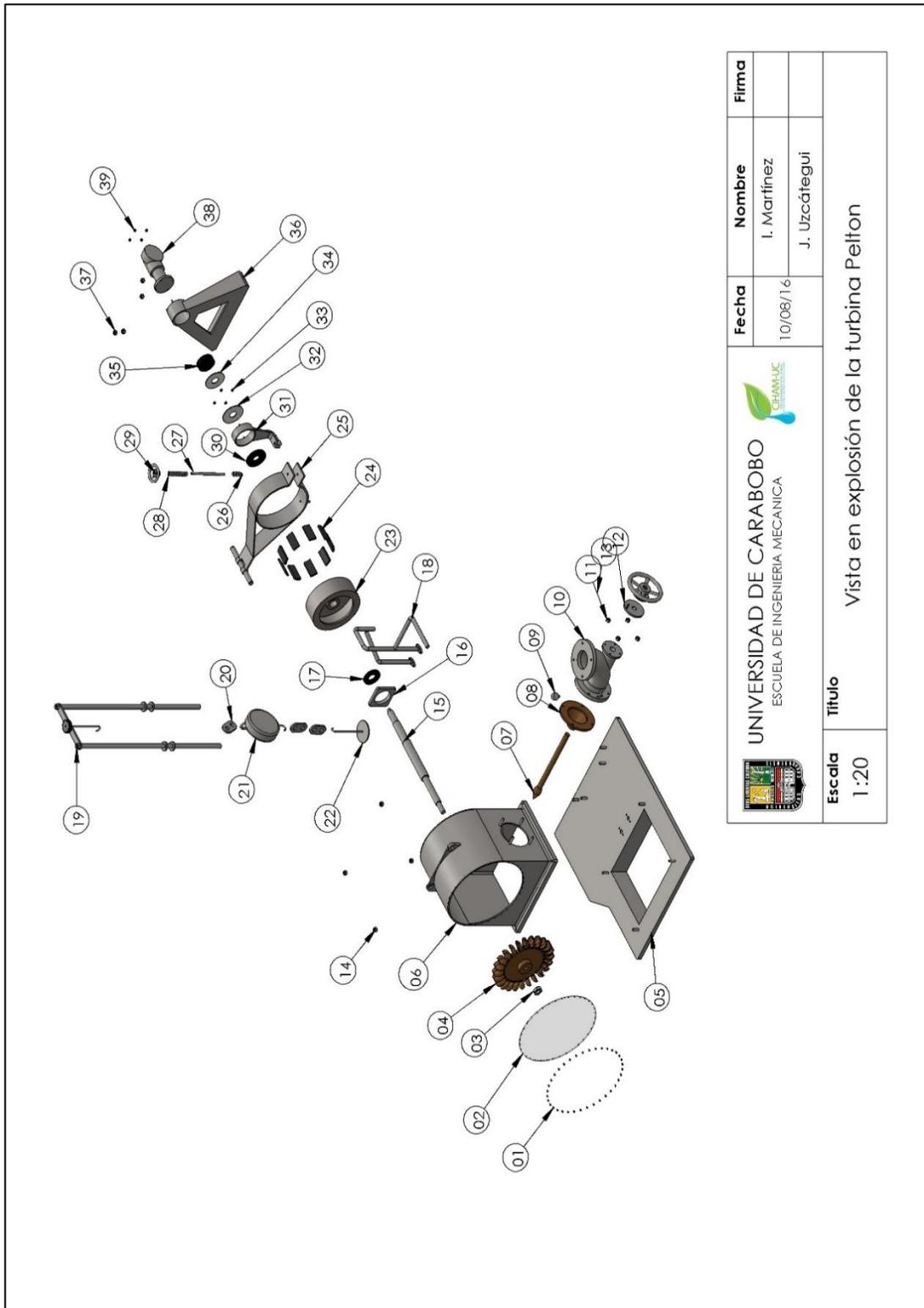


Figura 4.7. Despiece de la turbina Pelton del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo

Tabla 4.5. Lista de componentes de la turbina Pelton del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Componente	Cantidad	Descripción
01	36	Tornillos Ø 6,35 x 1,7 mm
02	01	Visor acrílico
03	01	Tuerca hexagonal Ø 26,9 mm
04	01	Rodete
05	01	Base de la turbina Pelton
06	01	Carcasa de la turbina Pelton
07	01	Válvula de aguja del inyector
08	01	Tobera del inyector
09	01	Manómetro Rango: 0 – 413,69 kPa (0-60 psi), Alcance: 413,69 kPa (60 psi), Apreciación: 6,89 kPa (1 psi)
10	01	Codo de entrada
11	01	Tuerca hexagonal Ø 19 mm
12	01	Tapa roscada
13	01	Volante de graduación de válvula de aguja
14	01	Tornillo Hexagonal Ø 19 x 37 mm
15	01	Eje
16	01	Chumacera
17	01	Rodamiento NLJ 1.1/4 TN
18	01	Tubos de refrigeración del sistema de freno
19	01	Soporte de dinamómetro
20	03	Gancho soporte del dinamómetro
21	01	Dinamómetro analógico Rango: 0-200 kg, Alcance: 200 kg, Apreciación: 0,4 kg.
22	01	Soporte de pesas
23	01	Tambor de freno (Freno Prony)
24	09	Zapatas de freno (Freno Prony)
25	01	Abrazadera de freno (Freno Prony)
26	01	Resorte Ø 8 mm Longitud: 60 mm (Freno Prony)
27	01	Barra roscada para graduar abrazadera (Freno Prony)
28	01	Resorte Ø 8 mm Longitud: 60 mm (Freno Prony)
29	01	Volante para graduar abrazadera (Freno Prony)
30	01	Rodamiento NLJ 1.1/4 TN
31	01	Chumacera soporte del freno Prony
32	01	Tapa de rodamiento
33	04	Tuerca Ø 12,7 mm
34	01	Tapa de rodamiento

Tabla 4.5. Lista de componentes de la turbina Pelton del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (*continuación*).

Componente	Cantidad	Descripción
35	01	Rodamiento NLJ 1.1/4 TN
36	01	Base trasera de la turbina Pelton
37	04	Tuerca Ø 19 mm
38	01	Tacómetro Rango 0-1.400 rpm, Apreciación 20 rpm y Alcance 1400 rpm
39	01	Tuerca Ø 12,7 mm

4.1.5. Subsistema de turbina Francis (05).

La otra turbina que posee el banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo, es la turbina Francis, también fabricada por la empresa Gilkes, considerada una turbinas Francis del modelo normal, dado su número específico de revoluciones $N_s = 141$. Los datos técnicos de placa indican una altura nominal de 48,77 m.c.a y potencial al eje de 3.027,5 W (4,06 hp) [12].

En la figura 4.8 se representa el plano general de dicha turbina donde se destacan las dimensiones más relevantes. Un despiece con la identificación de los componentes se encuentra en la figura 4.9, listados en la tabla 4.6. En el Apéndice C se encuentra una representación detallada de cada elemento que compone el subsistema de turbina Francis.

En el funcionamiento y uso de esta turbina, se pueden manipular:

De forma directa:

- 1) El caudal puesto a disposición de la misma, a través de las válvulas de la descarga de la bomba y/o de la tubería de desvío o alivio.

- 2) La velocidad de giro, a través del gobernador hidráulico acoplado a un lado de la caja de engranes, conectado al eje de la turbina a través de un eje con engranes helicoidales que comunica el movimiento de uno al otro.

De forma indirecta

- 1) La presión y/o velocidad del agua justo antes de entrar al rodete de la turbina, a través del ajuste de la apertura de los álabes del distribuidor, los cuales tiene un rango de acción de 0 a 12,7 mm (1/2 pulgada). Este ajuste se realiza manualmente moviendo en sentido anti horario para abrir y en sentido horario para cerrar la apertura de los álabes del distribuidor.

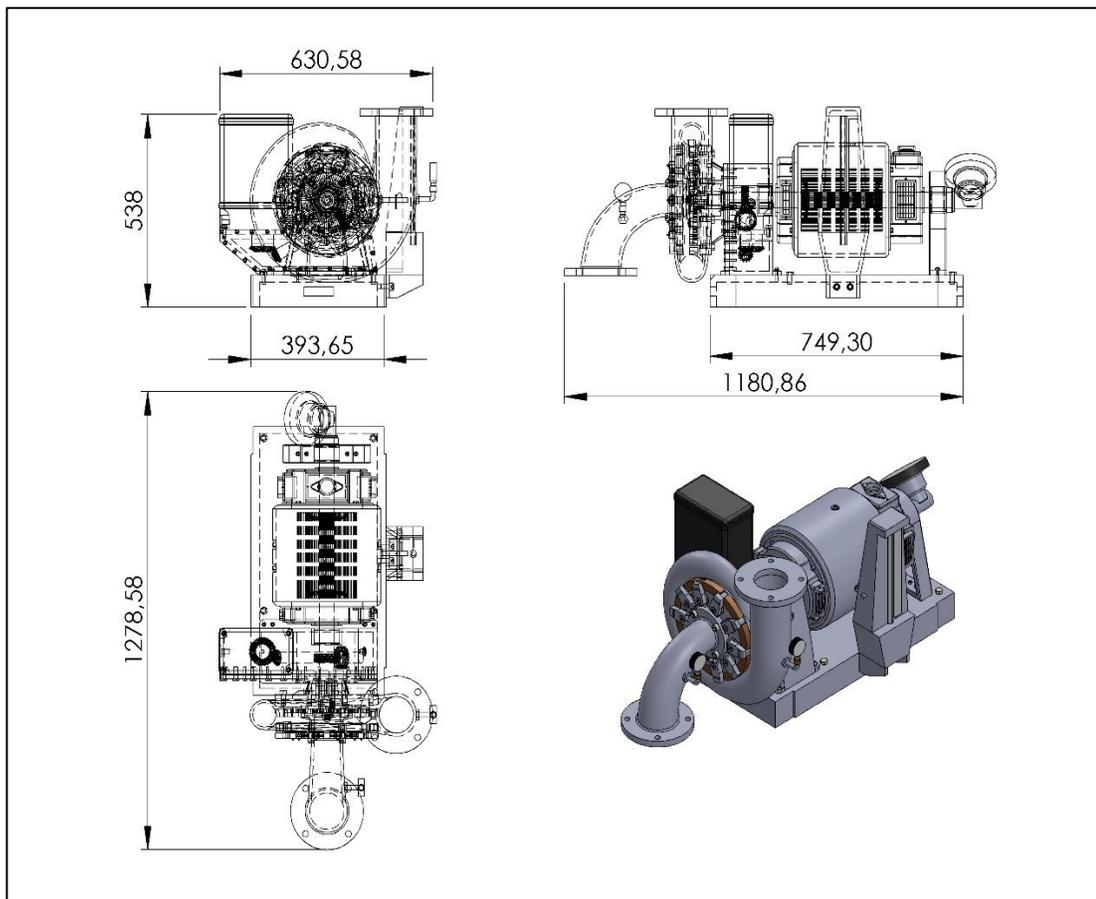


Figura 4.8. Plano general de la turbina Francis del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

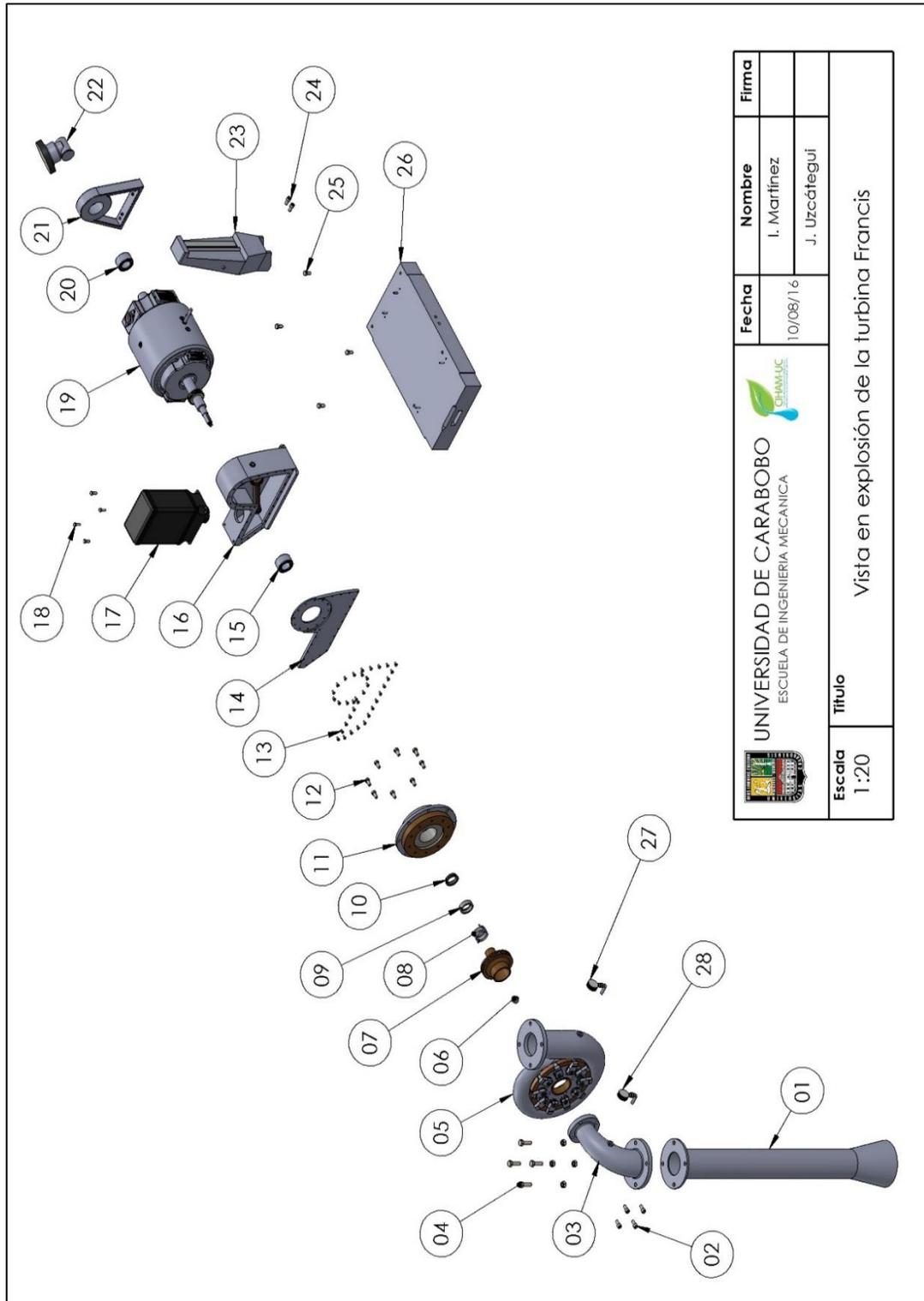


Figura 4.9. Despiece de la turbina Francis del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo

Tabla 4.6. Lista de componentes de la turbina Francis del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Componente	Cantidad	Descripción
01	01	Tubo de aspiración en fibra de vidrio
02	04	Tornillos Allen 14,29 x 25,4 mm
03	03	Codo de aspiración
04	04	Tornillo y tuerca hexagonal 17,46 x 50,8 mm
05	01	Caja espiral
06	01	Tuerca de apriete del rodete
07	01	Rodete \varnothing 152,4 mm
08	01	Resorte del sello mecánico
09	01	Sello rotativo metálico
10	01	Sello estacionario al carbono
11	01	Plato o carcasa trasera
12	08	Tornillo hexagonal 12,7 x 25,4 mm
13	36	Tornillo hexagonal 6,35 x 25,4 mm
14	01	Tapa de la caja de engranes
15	01	Rodamiento 5213ZZG15
16	01	Caja de engranes
17	01	Gobernador hidráulico serie 1100 1G por Regulateurs Europa LTD
18	04	Tornillo hexagonal 9,54 x 25,4 mm
19	01	Motor/Generador eléctrico DC
20	01	Rodamiento 5213ZZG15
21	01	Chumacera trasera
22	01	Tacómetro analógico Rango: 0-3.750 rpm Alcance: 3.750 rpm Apreciación: 100 rpm
23	01	Dinamómetro analógico Rango: 0-71,17 N (0-16 Lbf) Alcance: 71,17 N Apreciación: 0,89 N
24	02	Tornillo Allen 12,7 x 25,4 mm
25	04	Tuerca hexagonal 12,7 mm
26	01	Base de la turbina
27	01	Manómetro Rango: 0 – 413,69 kPa (0-60 psi), Alcance: 413,69 kPa, Apreciación: 6,89 kPa
28	01	Mano-Vacuómetro Rango: (-100 kPa) – 200 kPa Alcance: 300 kPa Apreciación: 10 kPa

El sistema de turbina Francis cuenta además, como se mencionó anteriormente, con un panel de control para el funcionamiento del motor-generador acoplado al eje de la misma, la identificación de éste se realiza en la sección siguiente.

4.1.5.1. *Panel de control y banco de resistencias (06).*

El motor-generator acoplado al eje de la turbina Francis se encuentra conectado al panel de control y un banco de resistencias, en la figura 4.10 se muestra la representación de éstos y en la tabla 4.7 se encuentra la lista de componentes. A través del selector del panel de control (02) se realiza el cambio de operación del motor-generator. Este equipo puede trabajar como generador si se tiene el selector colocado en GEN, en este caso, se debe activar el interruptor (08) que alimenta el banco de resistencias (07), cuya función es transformar la energía eléctrica, generada por la turbina, en calor a través de las resistencias eléctricas que lo forman. Si se selecciona la opción motor, el generador girará a la inversa o como motor y consumirá energía eléctrica que el Panel de control le proporcionara. La velocidad de giro al funcionar como motor, se regula a través del volante (05) y perilla (03) que regulan el voltaje y corriente suministrado a la bobina.

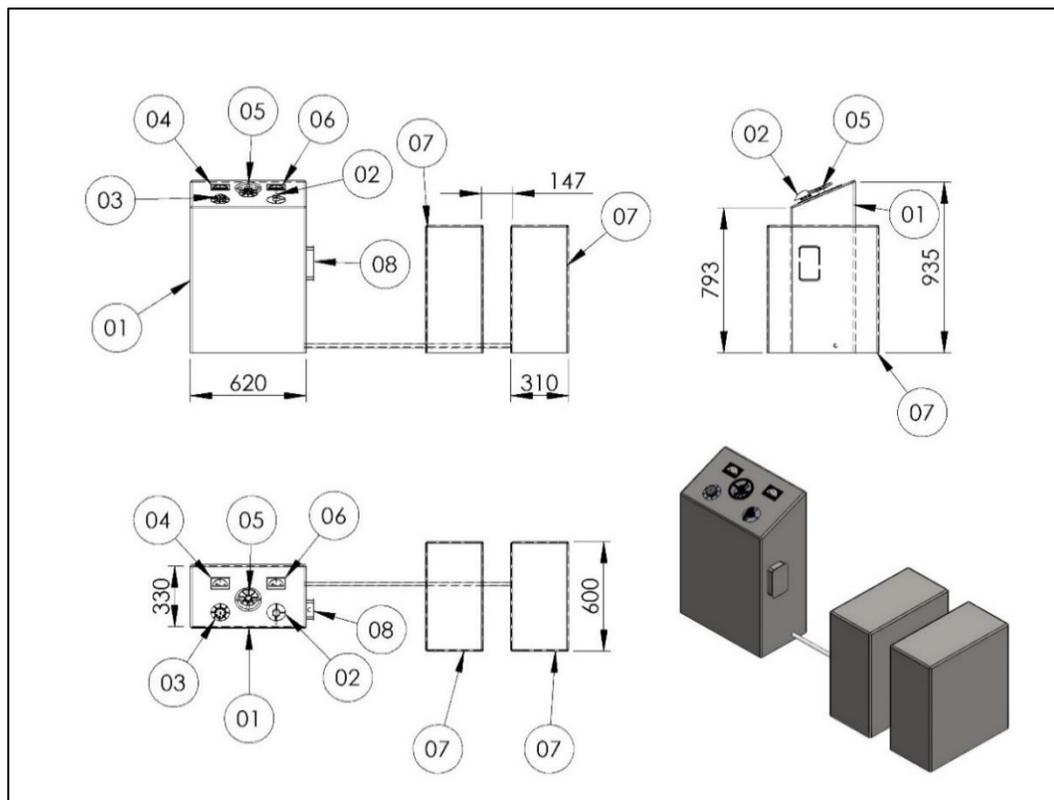


Figura 4.10. Panel de control y banco de resistencias del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Tabla 4.7. Lista de componentes del panel de control del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Componente	Cantidad	Descripción
01	01	Panel de control
02	01	Selector del motor-generator de la turbina Francis
03	01	Perilla para regular voltaje
04	01	Amperímetro Alcance: 30 A Rango: 0 - 30 A Apreciación: 2
05	01	Volante para regular corriente suministrada al motor.
06	01	Voltímetro Alcance: 300 V Rango: 0 - 300 V. Apreciación: 20 V.
07	02	Banco de resistencia
08	01	Interruptor del banco de resistencias

4.2. Diagnóstico del estado de los componentes del banco de ensayo de sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.

El sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo, ha estado fuera de servicio por más de 50 años. No existe registro del lapso de operación pasada y las causas que motivaron a este abandono. Este tiempo en desuso trajo como consecuencia el deterioro de muchos componentes del sistema de turbina Francis y turbina Pelton debido a la exposición al ambiente, entre otros. La mayoría de los equipos que poseen partes móviles necesitan ser utilizados con cierta frecuencia para garantizar su funcionamiento, además de requerir el debido mantenimiento.

El banco de ensayos se divide en subsistemas, como se especificó en el objetivo anterior. El estado de cada componente de estos subsistemas se presenta en las tablas 4.8 a la 4.11. Luego en la tabla 4.12 se detalla el diagnóstico; consistente de los siguientes cuatro aspectos: 1) hallazgo, 2) causas, 3) consecuencias y 4) acción ejecutada para acondicionar cada componente que lo necesite.

4.2.1. *Subsistema de almacenamiento del agua.*

En la tabla 4.8 se muestra el estado de los componentes del subsistema de almacenamiento del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo. Las paredes internas del tanque principal y secundario del subsistema de almacenamiento se encontraban corroídas, presentaban una gran cantidad de óxido y escoria. Las paredes externas y las válvulas de desagüe para vaciar el tanque se encontraron en buen estado. El nivel para medir la cantidad de agua se encontraba ocluido por sedimentos.

Tabla 4.8. Estado de los componentes del subsistema de almacenamiento del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

N°	COMPONENTE	Estado	
		Mal	Bien
1	Tanque principal	X	
2	Tanque secundario	X	
3	Válvulas de desagüe		X
4	Medidor de nivel	X	

4.2.2. *Subsistema de distribución de caudal.*

En la tabla 4.9 se muestra el estado de los componentes del subsistema de distribución de caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo. En este subsistema se encontraron gran cantidad de componentes deteriorados. La bomba centrífuga presentaba un alto consumo eléctrico y atascamiento del eje con un funcionamiento escalonado. El breaker de suministro energético estaba defectuoso. El manifold de PVC presentaba zonas con fisuras o cuarteadas al igual que la Tee que conecta a la turbina Francis, siendo zonas potenciales de fractura. Las empaaduras de goma originales del sistema, adheridas a cada unión presentaban alto deterioro o “vencimiento” del material, con pedazos faltantes y mucho material que se desprendía en forma de polvo. El manguito portabrida de conexión a la turbina Pelton estaba fracturado en la zona de unión. Las válvulas de compuerta atascadas además de fugas de agua por el cuerpo de la válvula.

Las válvulas selectoras del piezómetro de mercurio no funcionaban correctamente y no permitían hacer la selección entre una u otra placa orificio. A las placas orificio les faltaban las conexiones de espiga, así como mangueras y abrazaderas para conectarlas al piezómetro.

Tabla 4.9. Estado de los componentes del subsistema de distribución de caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

N°	COMPONENTE	Estado	
		Mal	Bien
1	Bomba Centrífuga	X	
2	Manifold PVC Ø 101,6 mm	X	
3	Codo 90° Ø101,6 mm		X
4	Tees Ø101,6 mm	X	
5	Ampliación de Ø50,8 a 101,6 mm		X
6	Empacaduras de goma	X	
7	Manguitos portabrida	X	
8	Bridas		X
9	Tubo Aspiración		X
10	Válvulas de compuerta	X	
11	Placas orificio		X
12	Piezómetro	X	

4.2.3. Turbina Pelton.

En la tabla 4.10 se muestra el estado de los componentes de la turbina Pelton del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

En este caso, la empaquetadura del visor acrílico estaba deteriorada, se desprendía el material con facilidad. El manómetro ubicado en el codo de entrada para medir la presión en la entrada de la turbina, no estaba operativo además de que poseía una escala de medición obsoleta. La turbina también presentaba sonido de roce metal-metal con un giro escalonado del eje de la misma. El sistema carecía de dinamómetro para medir la fuerza.

Tabla 4.10. Estado de los componentes de la turbina Pelton del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

N°	Componente	Estado	
		Mal	Bien
1	Visor acrílico	X	
2	Rodete		X
3	Base de la turbina Pelton		X
4	Carcasa de la turbina Pelton		X
5	Válvula de aguja del inyector		X
6	Tobera del inyector		X
7	Manómetro Rango: 0 – 413,69 kPa (0-60 psi), Alcance: 413,69 kPa (60 psi), Apreciación: 6,89 kPa (1 psi)	X	
8	Codo de entrada		X
9	Tapa roscada		X
10	Volante de graduación de válvula de aguja		X
11	Eje		X
12	Chumacera		X
13	Rodamiento		X
14	Tubos de refrigeración del sistema de freno		X
15	Soporte de dinamómetro		X
16	Gancho soporte del dinamómetro		X
17	Soporte de pesas		X
18	Tambor de freno (Freno Prony)		X
19	Zapatas de freno (Freno Prony)		X
20	Abrazadera de freno (Freno Prony)		X
21	Resorte Ø 8 mm Longitud: 60 mm (Freno Prony)		X
22	Barra roscada para graduar abrazadera (Freno Prony)		X
23	Resorte Ø 8 mm Longitud: 60 mm (Freno Prony)		X
24	Volante para graduar abrazadera (Freno Prony)		X
25	Rodamiento		X
26	Chumacera soporte del freno Prony		X
27	Tapa de rodamiento		X
28	Tapa de rodamiento		X
29	Rodamiento	X	

Tabla 4.10. Estado de los componentes de la turbina Pelton del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (*continuación*).

N°	Componente	Estado	
		Mal	Bien
30	Base trasera de la turbina Pelton		X
31	Tacómetro Rango 350-1.400 rpm, Apreciación 20 rpm y Alcance 1.050 rpm		X

4.2.4. Turbina Francis.

En la tabla 4.11 se muestra el estado de los componentes de la turbina Pelton del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

La turbina Francis, siendo ésta más compleja que la turbina Pelton, no funcionaba en absoluto. El rodete presentaba abolladuras y deformaciones en la cara frontal y lateral, las cuales hacían contacto con la caja espiral. Se pudo comprobar que existía roce del impulsor con el anillo de desgaste de la caja espiral. Se observó una fisura en el sello estacionario al carbono así como incrustaciones en la superficie de contacto del sello mecánico rotativo. El generador acoplado al eje de la turbina no realizaba su función correctamente. El dinamómetro analógico no mantenía la medición de la fuerza al freno de la turbina haciendo imposible la lectura de la misma. Los medidores de tensión y corriente del panel de control no estaban operativos así como el breaker se encontraba defectuoso. El cilindro del selector de funcionamiento del motor-generador se encontraba dañado y trancado.

Tabla 4.11. Estado de los componentes de la turbina Francis del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

N°	COMPONENTE	Estado	
		Mal	Bien
01	Tubo de aspiración		X
02	Codo de aspiración		X
03	Caja espiral	X	
04	Tuerca de apriete del rodete		X
05	Rodete	X	

Tabla 4.11. Estado de los componentes de la turbina Francis del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (*continuación*).

N°	COMPONENTE	Estado	
		Mal	Bien
06	Resorte del sello mecánico		X
07	Sello rotativo metálico	X	
08	Sello estacionario al carbono	X	
09	Plato o carcasa trasera		X
10	Tapa de la de caja engranes		X
11	Rodamiento		X
12	Caja de engranes		X
13	Gobernador hidráulico		X
14	Motor/Generador eléctrico DC	X	
15	Rodamiento		X
16	Chumacera trasera		X
17	Tacómetro analógico		X
18	Dinamómetro analógico	X	
19	Base de la turbina		X
20	Manómetro		X
21	Mano-Vacuómetro		X
22	Panel de Control	X	

4.2.5. Diagnóstico de los componentes del sistema de turbina Francis y turbina Pelton.

Tabla 4.12. Diagnóstico del estado de los componentes del banco de ensayo del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Subsist.	Comp.	Hallazgo	Causas	Consecuencias	Acción ejecutada.
Almacenamiento del agua.	Tanque	Paredes del tanque corroídas.	Exposición al ambiente sin ningún tipo de cuidado.	Deterioro de las paredes que podía generar fugas a futuro.	Remoción del material corroído y pintura en todas las paredes a dos manos de anticorrosivo y una mano de pintura en esmalte.

Tabla 4.12. Diagnóstico del estado de los componentes del banco de ensayo del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (*continuación*).

Subsist.	Comp.	Hallazgo	Causas	Consecuencias	Acción ejecutada.
Almacenamiento del agua.	Medidor de Nivel de agua	Oclusión del tubo visor	Sedimentos remanentes en el sistema	Imposibilidad de visualizar el nivel de agua en el tanque	Limpieza del tubo visor con surfactante
Distribución de caudal.	Válvulas de compuerta (VC)	Obstrucción en la carrera de la compuerta.	Corrosión en la parte interna de la válvula.	Imposibilidad de regular el flujo.	Limpieza interna con cepillo de alambre y pintura externa anticorrosiva y en esmalte.
		Fugas de agua por la empacadura de unión entre el cuerpo de la válvula y la tapa superior.	Deterioro de las empacaduras de todas las válvulas debido al tiempo en desuso.	Disminución del rendimiento del sistema ya que todo el caudal que suministra la bomba no es aprovechado en las turbinas.	Se fabricaron nuevas empacaduras en las 4 válvulas.
	Bomba centrífuga de distribución	Alto consumo eléctrico.	Posible cortocircuito	Recalentamiento de equipo y cables de suministro.	Sustitución por una bomba centrífuga con condiciones de trabajo similar.
		Cables de suministro a la bomba derretidos.	Alto consumo de corriente de la bomba.	Instalación eléctrica en cortocircuito.	Sustitución de los cables por unos nuevos y de mayor calibre.
		Breaker defectuoso.	Posible cortocircuito y alto consumo de corriente de la bomba.	Instalación eléctrica en cortocircuito.	Sustitución del Breaker por uno nuevo de 30 A por línea.

Tabla 4.12. Diagnóstico del estado de los componentes del banco de ensayo del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (*continuación*).

Subsist.	Comp.	Hallazgo	Causas	Consecuencias	Acción ejecutada.
Distribución de caudal	Manifold	Fractura en uno de los manguitos de unión.	Deterioro de la pieza en PVC debido a la vida del mismo y el tiempo en desuso.	Fuga de agua en la unión.	Sustitución por un manguito nuevo.
	Piezómetro	Mal funcionamiento de las válvulas selectoras.	Corrosión y deterioro por el desuso.	Imposibilidad de realizar la selección entre una placa orificio o la otra.	Se reemplazó el sistema por un arreglo de válvulas sencillas.
		Mal funcionamiento al momento de realizar la medición de caudal.	Nivel bajo de mercurio en el reservorio.	Lecturas erradas del caudal.	Reposición del mercurio.
	Placas orificio	Ausencia de mangueras, conectores de espiga y abrazaderas.	-	Imposibilidad de conexión de las placas con el piezómetro.	Se instalaron nuevas mangueras, conexiones de espiga y abrazaderas.
Turbina Pelton.	Chumacera trasera	Ruido al girar por roce metal-metal.	Rodamiento trasero en mal estado.	Giro de la turbina escalonado.	Se reemplazó el rodamiento por uno nuevo.
	Manómetro	Mal funcionamiento	Daño en los componentes internos.	Imposibilidad de medir la presión a la entrada de la turbina.	Se reemplazó por un manómetro nuevo.
	Dinamómetro	Ausencia del dinamómetro.	-	Imposibilidad de medir la fuerza al freno de la turbina.	Se instaló un nuevo dinamómetro (balanza tipo reloj de 0-200 kgf)

Tabla 4.12. Diagnóstico del estado de los componentes del banco de ensayo del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (*continuación*).

Subsist.	Comp.	Hallazgo	Causas	Consecuencias	Acción ejecutada.
Turbina Francis	Sello mecánico	Sello mecánico estacionario fracturado.	Mala operación y manejo.	Fuga de agua entre motor-generador y turbina.	Se fabricó el sello mecánico bajo muestra original.
		Incrustaciones en la superficie de contacto del sello mecánico rotativo.	Tiempo en desuso y exposición al ambiente.	Fuga de agua entre motor-generador y turbina.	Lapeado a la superficie de contacto.
	Impulsor	Roce del impulsor con el anillo de desgaste de la caja espiral.	Deformación de las superficies del impulsor y el anillo de desgaste.	Mal funcionamiento de la turbina debido al gran roce existente.	Se mecanizaron ambas piezas en un torno.
	Dinamómetro	Mal funcionamiento del dinamómetro.	Deterioro del sello del reservorio de mercurio.	Imposibilidad de leer la fuerza al freno de la turbina Francis.	Se fabricó el sello.
	Generador DC	Mal funcionamiento del generador.	Tiempo en desuso y exposición al ambiente.	No generaba energía eléctrica lo cual podía acarrear en otras fallas, además de imposibilitar la medición de la fuerza al freno de la turbina.	Sustitución del cableado de salida del generador con conexión directa a voltímetro y amperímetro.
	Panel de control	Breaker del panel de control defectuoso.	Posible cortocircuito.	Imposibilidad de energizar panel de control y banco de resistencias.	Sustitución del Breaker por uno nuevo de 30 A por línea.

Tabla 4.12. Diagnóstico del estado de los componentes del banco de ensayo del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (*continuación*).

Subsist.	Comp.	Hallazgo	Causas	Consecuencias	Acción ejecutada.
Turbina Francis	Panel de control	Cilindro Selector motor-generador defectuoso	-	Imposibilidad de selección en el funcionamiento del motor-generador.	Servicio de cerrajero con fabricación de llave nueva.
		Voltímetro y amperímetro defectuosos.	Tiempo en desuso y exposición al ambiente.	Imposibilidad de realizar la lectura de tensión y corriente generados.	Sustitución por dispositivos nuevos.

4.3. Diseño de adaptaciones para los componentes del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Díaz-UC.

Para lograr la rehabilitación del sistema de turbina Francis y turbina Pelton se diseñaron ciertos componentes los cuales sustituyen a piezas originales que se encontraban fuera de funcionamiento o en mal estado. A continuación, se describen las adaptaciones realizadas:

4.3.1. Succión y descarga de bomba centrífuga para distribución del caudal.

La bomba centrífuga de circulación original del sistema de turbinas fue sustituida ya que presentaba un funcionamiento incorrecto como se indicó en la sección 4.2, lo cual la hacía un equipo inseguro de operar. La bomba centrífuga de reemplazo fue seleccionada en un trabajo de grado anterior (referencia bibliográfica Nro. 12) para

cumplir los puntos de trabajo de cada turbina. En la figura 4.11 se muestra la placa de identificación de dicho equipo.

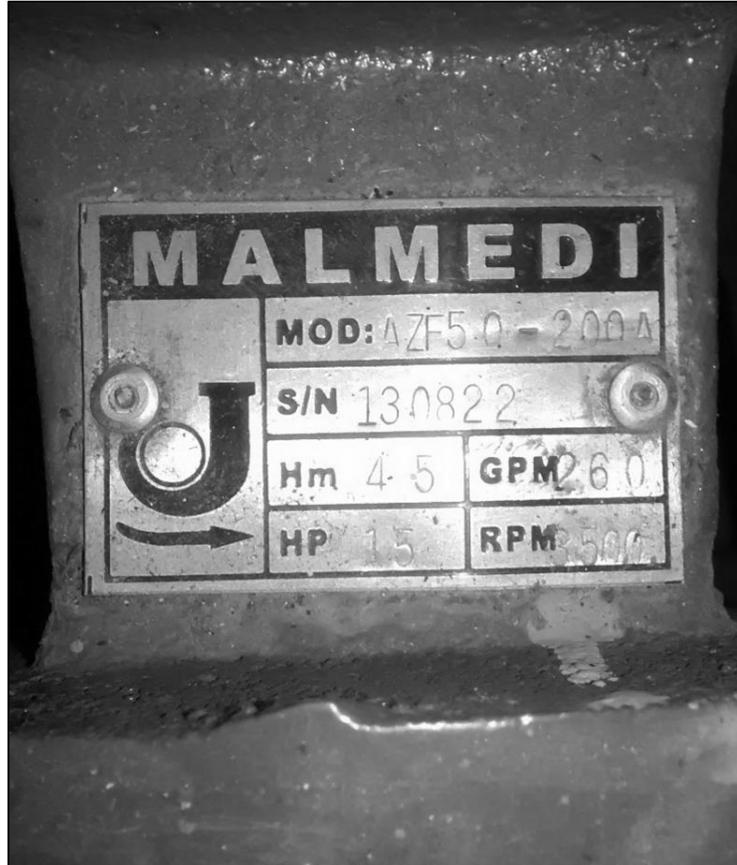


Figura 4.11. Placa de datos (DataSheet) de la nueva bomba instalada en el sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Aunque ambas bombas poseen puntos de trabajo similares, las dimensiones de la succión y descarga son diferentes entre una y otra, lo cual trajo como consecuencia:

- 1) La necesidad de fabricar una conexión bridada de succión para conectar la bomba al tanque.
- 2) Diseño de una nueva tubería a la descarga de la bomba ya que en la nueva bomba la descarga queda excéntrica respecto a la válvula de compuerta como se observa en la figura 4.12.



Figura 4.12. Desalineación entre brida de descarga de la bomba centrífuga y tubería de descarga en PVC del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

4.3.1.1. Diseño de la conexión bridada de succión de la bomba:

Las dimensiones de las bridas necesarias son tomadas de la norma ASME B16.5 lo cual garantiza la resistencia del elemento. El diámetro nominal de las conexiones es 63,5 mm, con éste se consulta dicha norma y de allí se realiza el plano de construcción para las bridas.

En la figura 4.13 se observa la sección de un catálogo basado en la norma ASME B16.5 con las dimensiones necesarias.

En la figura 4.14 se muestra el plano de las bridas a construir.

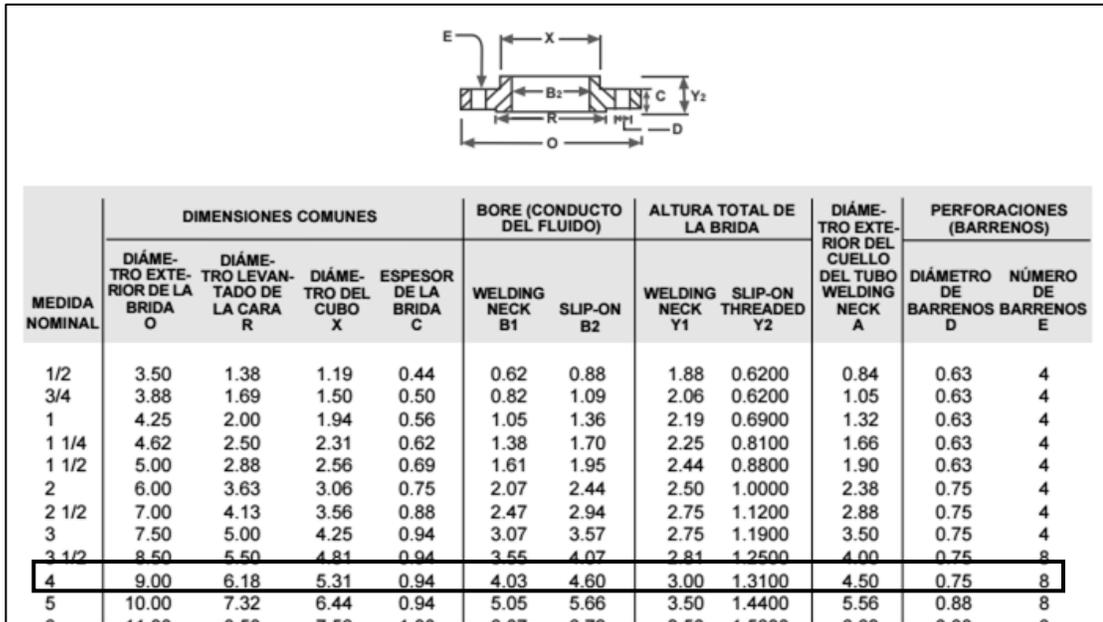


Figura 4.13. Dimensiones de bridas según norma ASME B16.5.

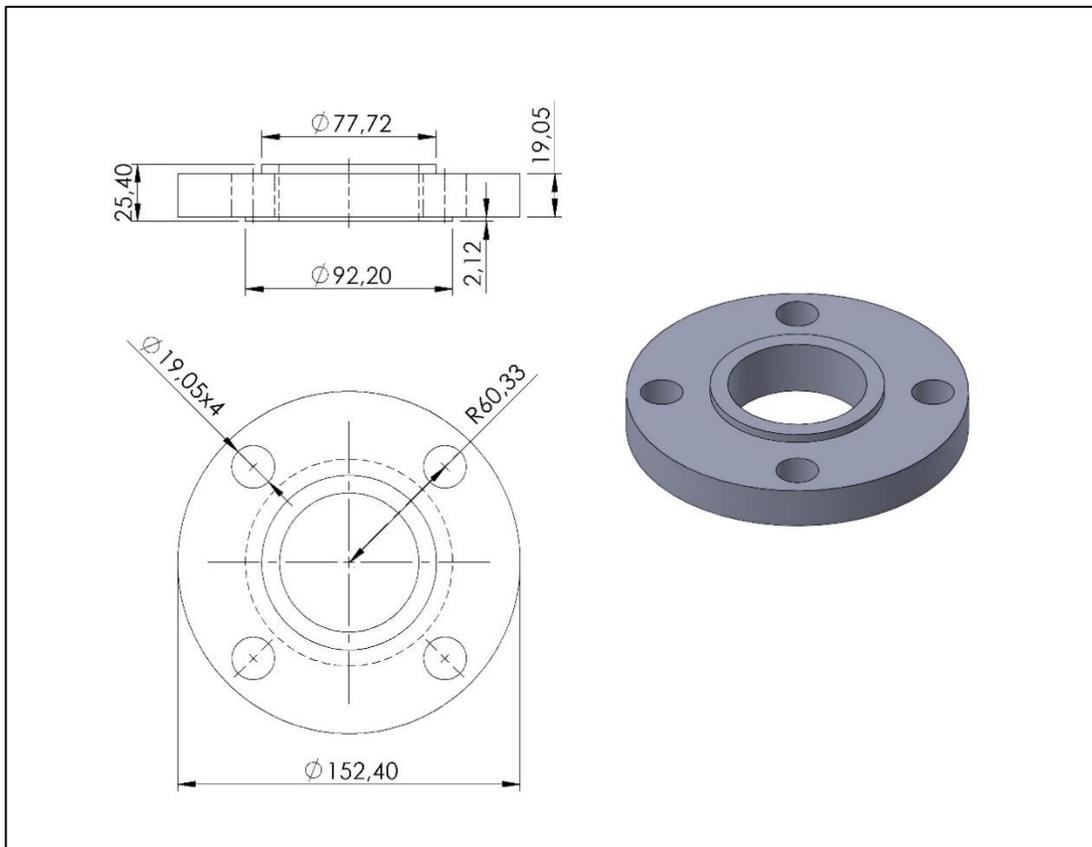


Figura 4.14. Bridas para la entrada o succión de la bomba centrífuga del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Luego personal adscrito al Departamento de Mecánica de Planta de CORPOELEC, sede Planta Centro, Morón, prestó su ayuda y asistencia para la unión de ambas bridas con un niple de 50,8 mm (2 pulgadas) para cubrir la separación entre la conexión del tanque y la bomba de 65 mm. En el sistema original esto no era necesario dado que la bomba tenía un alargamiento con brida en la succión. El resultado se muestra en la figura 4.15.

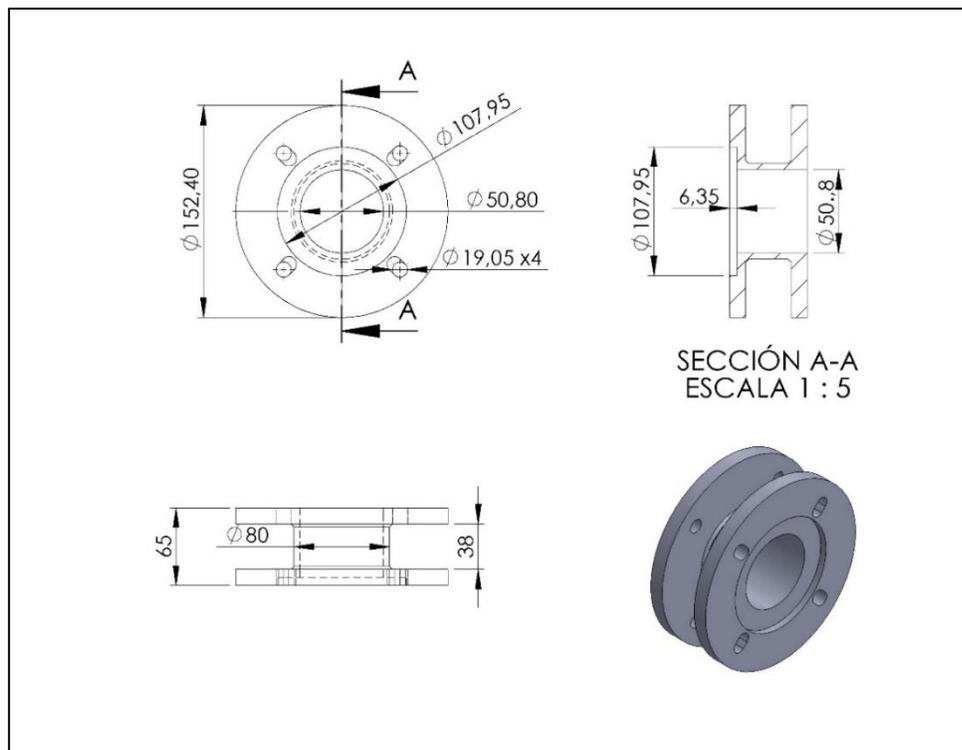


Figura 4.15. Conexión Bridada de la succión de la bomba del subsistema de distribución del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

4.3.1.2. Diseño de la tubería a la descarga de la bomba:

Para ello se diseñó una nueva tubería a la descarga, con tubos de 50,8 mm (2") de alta presión. Dado que el cambio de sección de 50,8 (2") a 101,6 mm (4") viene dado por la tubería de descarga original, en el tramo de la nueva tubería que se conecta a la válvula se colocó una copa de ampliación de 50,8 a 101,6 mm (2 a 4"). En la figura 4.16 se muestra el plano de la tubería a la descarga.

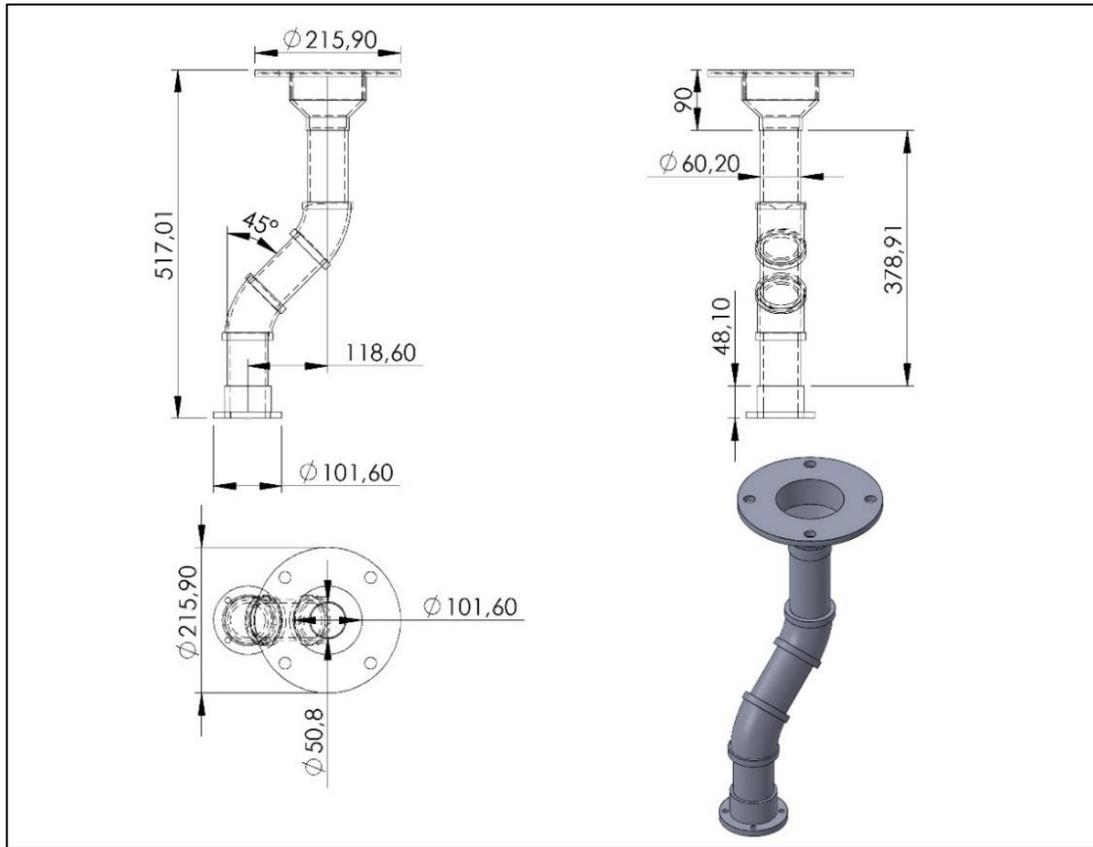


Figura 4.16. Plano tubería de centros excéntricos para la bomba centrífuga del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

4.3.1.3. Determinación y comparación de pérdidas entre la descarga original en PVC y la nueva de centros excéntricos.

Para determinar cuánto afecta este cambio en el desempeño del banco de ensayos, se procede a calcular las pérdidas por fricción tanto en la descarga original de PVC como en la nueva de acero galvanizado.

4.3.1.3.1. Descarga en PVC.

La descarga original en PVC se estudia con el modelo de “Ensanchamiento brusco y gradual” de las cartas Crane [14], para lo que se necesitan los datos listados en la tabla 4.13.

Tabla 4.13. Datos descarga PVC del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo para cálculo de pérdidas.

D_1 (m)	0,0525	β	0,51341282
D_2 (m)	0,1023	θ (rad)	$\pi/20$

Donde:

D_1 : Diámetro menor de la tubería (m).

D_2 : Diámetro mayor de la tubería (m).

β : Relación entre el diámetro menor y el mayor (Adimensional).

θ : Ángulo de apertura del ensanchamiento, ampliación gradual (rad).

Se verifica cual condición cumple el ángulo de ensanchamiento “ θ ”, esto determina la ecuación a utilizar, sea 4.1 o 4.2:

Sí $\theta \leq 45^\circ$:

$$k_2 = \frac{2.6 \left(\sin \frac{\theta}{2} \right) (1-\beta^2)^2}{\beta^4} \quad (4.1)$$

Sí $45^\circ < \theta \leq 180^\circ$:

$$k_2 = \frac{(1-\beta^2)^2}{\beta^4} \quad (4.2)$$

Donde, en ambos casos:

k_2 : coeficiente de resistencia del accesorio, referenciado en el diámetro mayor (adimensional).

θ : ángulo de ensanchamiento ($^\circ$ o rad)

β : relación del diámetro menor entre el diámetro mayor.

Se debe tener en cuenta que el subíndice “2” del coeficiente de resistencia “k” (k_2) se refiere al diámetro mayor, por lo que se deben utilizar los datos evaluados en dicho diámetro.

Se procede al cálculo del área interna de la tubería (ecuación 4.3) y a la velocidad promedio del fluido (ecuación 4.4) a través de la misma:

$$A = \frac{\pi}{4}(D)^2 \quad (4.3)$$

Donde:

A: Área interna de la tubería (m²)

D: Diámetro interno de la tubería (m).

$$V = \frac{Q}{A} \quad (4.4)$$

Donde:

V: Velocidad del fluido a través de la tubería (m/s)

Q: Caudal a través de la tubería (m³/s)

A: Área interna de la tubería (m²)

Luego se determinan las pérdidas por fricción en el accesorio a través de la ecuación 4.5:

$$h_L = K \frac{V^2}{2g} \quad (4.5)$$

Donde:

h_L: Pérdidas por fricción (m)

K: Coeficiente de resistencia del accesorio

V: Velocidad del fluido a través del accesorio (m/s)

g: Aceleración de la gravedad (m/s²)

Ejemplo de cálculo de pérdidas en descarga de PVC:

Dados los datos de la tabla 4.13, se verifica la condición $\theta < 45^\circ$ ($\pi/4$) lo cual conduce a utilizar la ecuación 4.1

Sustituyendo los valores de la tabla 4.13, en la ecuación 4.1 se tienen:

$$k_2 = \frac{2,6 \left(\text{sen} \frac{\pi}{2 \cdot 20} \right) (1 - 0,5134^2)^2}{0,5134^4} = 1,5921$$

Con un caudal $Q = 3,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (50 gpm), se calculan el área de la sección transversal y la velocidad promedio del fluido, a través de las ecuaciones 4.3 y 4.4 respectivamente:

$$A = \frac{\pi}{4} (0,1023 \text{ m})^2 = 8,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V = \frac{3,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{8,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 0,384 \text{ m/s}$$

Sustituyendo en la ecuación. 4.5, se tiene:

$$h_L = 1,5921 \frac{(0,384 \text{ m/s})^2}{(2)9,81 \text{ m/s}^2} = 0,0119 \text{ m. c. a.}$$

Se repite el procedimiento para cada uno de los caudales a estudiar, obteniendo así las pérdidas por fricción en la descarga original de PVC.

En la tabla 4.14 se encuentran listados los resultados de las pérdidas por fricción en la descarga original de PVC.

Tabla 4.14. Pérdidas por fricción en la descarga original de PVC del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Q (m ³ /s)	V (m/s)	h _L (m.c.a)
0	0	0
0,00315	0,38353561	0,01193709
0,0063	0,76707123	0,04774835
0,00945	1,15060684	0,10743378
0,0126	1,53414246	0,19099339
0,01575	1,91767807	0,29842718
0,0189	2,30121369	0,42973513

4.3.1.3.2. Descarga de centros excéntricos.

La nueva tubería, de centros excéntricos, o la “nueva descarga”, se estudia según pérdidas por fricción en el tramo de tubería más las pérdidas en los accesorios.

- Pérdidas en la tubería:

Las pérdidas en tramo de tubería se determinan a través de las tablas del Manual del Instituto de Hidráulica [18]. En dicho Manual, para diámetros nominales de tubería, a distintos caudales, se reflejan las pérdidas por fricción en metros por cada 30,48 m de tubería ($m.c.a./30,48m$).

Se ubica el tipo de tubería y diámetro nominal; con cada caudal deseado se lee las pérdidas por cada 30,48 metros.

Luego se multiplica la pérdida por fricción obtenida del M.I.H. por la longitud en metros de la tubería del sistema, según la ecuación 4.6:

$$h_f = \frac{h'_f}{30,48 m} L \quad (4.6)$$

Donde:

h_f : pérdidas por fricción en tubería (m.c.a).

h'_f : pérdidas por fricción por cada 30,48 metros de tubería (m.c.a).

L: Longitud de tubería del sistema (m).

Ejemplo de cálculo de pérdidas en tramo de tubería.

Para tubería de diámetro nominal 50,8 mm (2 pulgadas), con un caudal $Q= 11,36$ m³/h (50 gpm), el M.I.H. arroja pérdidas por fricción igual a 1,42 m.c.a por cada 30,48 m de tubería, es decir, $1,42 m.c.a./30,48m$.

La nueva descarga tiene una longitud en tramo de tubería aproximada de 0,63 m, sustituyendo en la ecuación 4.6:

$$h_f = 1,42 \frac{m.c.a}{30,48m} (0,63 m) = 0,0294 m$$

Se repite el procedimiento para cada uno de los caudales a estudiar, obteniendo así las pérdidas por fricción en el tramo de tubería.

En la tabla 4.15 se listan los resultados de pérdidas por fricción en la tubería.

Tabla 4.15. Pérdidas por fricción en el tramo de tubería de la descarga en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Q (m ³ /s)	$h_f / 30,48 m$	h_f (m.c.a)
0	0	0
0,00315	1,42	0,02942059
0,0063	5,30	0,10961845
0,00945	11,58	0.23939663
0,0126	20,20	0.41768411
0,01575	31,39	0.64889085
0,0189	44,50	0.91978704

- Conexión de entrada:

Se estudia con el modelo de “Entrada de tubería” de las cartas Crane [14].

Si el tipo de conexión posee resalte, el coeficiente de resistencia es:

k: 0,78

Si es una conexión a tope, se verifica la relación del radio de curvatura de la entrada entre el diámetro del accesorio y según éste, k (tabla 4.16):

Tabla 4.16. Coeficientes de resistencia según relaciones de r/d [14].

r/d	k
0,00	0,5
0,02	0,28
0,04	0,24
0,06	0,15
0,10	0,09
0,15 y más	0,04

Ejemplo de cálculo para las pérdidas por fricción en la conexión de entrada.

El tipo de conexión es a tope, con una relación r/d igual a cero, por lo que se estipula el coeficiente de resistencia $k= 0,5$ (tabla 4.16). Con éste se procede a calcular las pérdidas de la singularidad:

Para un caudal $Q= 3,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (50 gpm), se calculan el área de la sección transversal y la velocidad promedio del fluido, a través de las ecuaciones 4.3 y 4.4 respectivamente:

$$A = \frac{\pi}{4} (0,0525\text{m})^2 = 2,16 \cdot 10^{-3} \text{m}^2$$

$$V = \frac{3,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{2,16 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 1,46 \text{ m/s}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.5:

$$h_L = 0,5 \frac{(1,46\text{m/s})^2}{2 * 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,054 \text{ m}$$

Se repite el procedimiento para cada uno de los caudales a estudiar, obteniendo así las pérdidas por fricción en la conexión de entrada de la nueva descarga, ver tabla 4.17.

Tabla 4.17. Pérdidas en la conexión de entrada de la descarga de centros excéntricos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Q (m ³ /s)	V (m/s)	h (m.c.a)
0	0	0
0,00315	1,45503113	0,053953
0,0063	2,91006227	0,21581199
0,00945	4,3650934	0,48557697
0,0126	5,82012453	0,86324795
0,01575	7,27515566	1,34882492
0,0189	8,7301868	1,94230789

- Codo a 45°:

Se estudia con el modelo “Codo estándar” de las cartas Crane [14]. El coeficiente de resistencia depende del ángulo del codo, teniéndose dos casos: codo a 90° y codo a 45°.

Para codos a 90°, el coeficiente se estima a través de la ecuación 4.7:

$$k = 30f_T \quad (4.7)$$

Para codos a 45° se utiliza la ecuación 4.8:

$$k = 16f_T \quad (4.8)$$

Donde, en ambos casos:

k: Coeficiente de resistencia del accesorio

f_T : Factor de fricción.

Para determinar el factor de fricción, se debe consultar la tabla “factores de fricción para tuberías comerciales” de las cartas Crane [14], donde se presentan los factores de fricción según las medidas nominales de los accesorios (tabla 4.18):

Tabla 4.18. Factores de fricción para tuberías comerciales, Crane [14].

Diámetro Nominal	mm	15	20	25	32	40	50	65-80	100
	in	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2-3	4
Factor de fricción (f_T)		0,027	0,025	0,023	0,022	0,021	0,019	0,018	0,017

Ejemplo de cálculo de pérdidas para el codo a 45°

El codo posee un diámetro nominal de 50,8 mm (2 pulgadas), con este se obtiene el valor del factor de fricción f_t en la tabla 4.18.

Así,

$$f_t = 0,019$$

Sustituyendo en la ecuación 4.8:

$$k = 16(0,019) = 0,304. \text{ Evaluando:}$$

Para un caudal $Q = 3,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (50 gpm), se calculan el área de la sección transversal y la velocidad promedio del fluido, a través de las ecuaciones 4.3 y 4.4 respectivamente:

$$A = \frac{\pi}{4} (0,0525 \text{ m})^2 = 2,16 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V = \frac{3,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{2,16 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 1,46 \text{ m/s}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.5:

$$h_L = 0,304 \frac{(1,46 \text{ m/s})^2}{2 * 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,033 \text{ m}$$

Se repite el procedimiento para cada uno de los caudales a estudiar, obteniendo así las pérdidas por fricción en cada codo a 45° de la nueva descarga, ver tabla 4.19.

Tabla 4.19. Pérdidas en codo a 45° de 50,8 mm para la descarga en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Q (m ³ /s)	V (m/s)	h (m.c.a)
0	0	0
0,00315	1,45503113	0,032803422
0,0063	2,91006227	0,131213688
0,00945	4,3650934	0,295230799
0,0126	5,82012453	0,524854754
0,01575	7,27515566	0,820085553
0,0189	8,7301868	1,180923196

- Copa de ampliación 50.8 a 101.6 mm (2 a 4"):

En este caso se utiliza el Manual del Instituto de Hidráulica [18], en la tabla “Coeficientes de resistencia para válvulas y accesorios”, se aproximan las pérdidas bajo el caso “ensanchamiento brusco”. Las pérdidas se determinan con la ecuación 4.9.

$$h_L = 1.4 \frac{(V_1 - V_2)^2}{2 * g} \quad (4.9)$$

Donde:

V_1 : Velocidad promedio del fluido en el diámetro menor (m/s)

V_2 : Velocidad promedio del fluido en el diámetro mayor (m/s)

g : Aceleración de la gravedad (m/s^2)

Ejemplo de cálculo de pérdidas en la copa de ampliación:

Para un caudal $Q = 3,15 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (50 gpm), se calculan el área de la sección transversal y la velocidad promedio del fluido, a través de las ecuaciones 4.3 y 4.4 respectivamente:

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (0,0525\text{m})^2 = 2,16 * 10^{-3} \text{m}^2$$

$$V_1 = \frac{3,15 * 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}}{2,16 * 10^{-3} \text{m}^2} = 1,46 \text{m/s}$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} (0,1022\text{m})^2 = 8,21 * 10^{-3} \text{m}^2$$

$$V_2 = \frac{3,15 * 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}}{8,21 * 10^{-3} \text{m}^2} = 0,38 \text{m/s}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.9:

$$h_L = 1,4 \frac{(1,46\text{m/s} - 0,38\text{m/s})^2}{2 * 9,81\text{m/s}^2} = 0,083\text{m}$$

Se repite el procedimiento para cada uno de los caudales a estudiar, obteniendo así las pérdidas por fricción en la copa de ampliación, ver tabla 4.20.

Tabla 4.20. Pérdidas en copa de ampliación del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Q (m ³ /s)	V ₁ (m/s)	V ₂ (m/s)	h (m.c.a)
0	0	0	0
0,00315	1,455031133	0,383535615	0,081923736
0,0063	2,910062266	0,767071229	0,327694945
0,00945	4,365093399	1,150606844	0,737313626
0,0126	5,820124532	1,534142458	1,310779779
0,01575	7,275155665	1,917678073	2,048093405
0,0189	8,730186798	2,301213687	2,949254504

- Total de pérdidas de la descarga de centros excéntricos:

Para determinar el total de las pérdidas en conjunto de tubería y accesorios, se realiza una sumatoria en serie de cada pérdida, es decir, para caudales iguales se suman las pérdidas de cada componente. Se debe considerar que la nueva descarga posee dos codos a 45° por lo que estas pérdidas se deben sumar dos veces. Esto se resume en la ecuación 4.10.

$$h_f = h_{tub} + h_{ent} + 2 * h_{codo} + h_{copa} \quad (4.10)$$

Donde:

h_f : Pérdida total de la nueva descarga (m.c.a)

h_{tub} : Pérdida en tubería (m.c.a)

h_{ent} : Pérdida en la conexión de entrada (m.c.a)

h_{codo} : Pérdida en el codo (m.c.a)

h_{copa} : Pérdida en la copa de ampliación (m.c.a)

Ejemplo de cálculo de pérdidas totales de la descarga:

Para el caudal $Q = 3,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, se sustituyen los valores de cada pérdida en la ecuación 4.10.

$$h_f = 0,0294 \text{ m.c.a} + 0,054 \text{ m.c.a} + 2 \cdot 0,033 \text{ m.c.a} + 0,083 \text{ m.c.a} = 0,23 \text{ m.c.a}$$

Repitiendo la operación para cada uno de los caudales, se obtienen las pérdidas por fricción en la nueva descarga de centros excéntricos y con éstos se puede realizar la gráfica de pérdidas para la comparación con el sistema original.

En la tabla 4.21 se reflejan los resultados de las pérdidas totales de la nueva descarga de centros excéntricos.

Tabla 4.21. Pérdidas en la nueva descarga de centros excéntricos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Q (m ³ /s)	h _{tub} (m.c.a)	h _{ent} (m.c.a)	h _{codo} (m.c.a)	h _{copa} (m.ca.)	h _f (m.c.a)
0	0	0	0	0	0
3,15*10 ⁻³	0,02942059	0,053953	0,03280342	0,08192374	0,23090416
6,31*10 ⁻³	0,10961845	0,21581199	0,13121369	0,32769494	0,91555276
9,46*10 ⁻³	0,23939663	0,48557697	0,2952308	0,73731363	2,05274882
12,62*10 ⁻³	0,41768411	0,86324795	0,52485475	1,31077978	3,64142135
15,77*10 ⁻³	0,64889085	1,34882492	0,82008555	2,04809341	5,68598029
18,93*10 ⁻³	0,91978704	1,94230789	1,1809232	2,9492545	8,17319582

Para poder observar cuanta diferencia existe entre la descarga original y la nueva adaptación, en la figura 4.17 se muestran las curvas de pérdidas de cada componente en un mismo sistema de coordenadas.

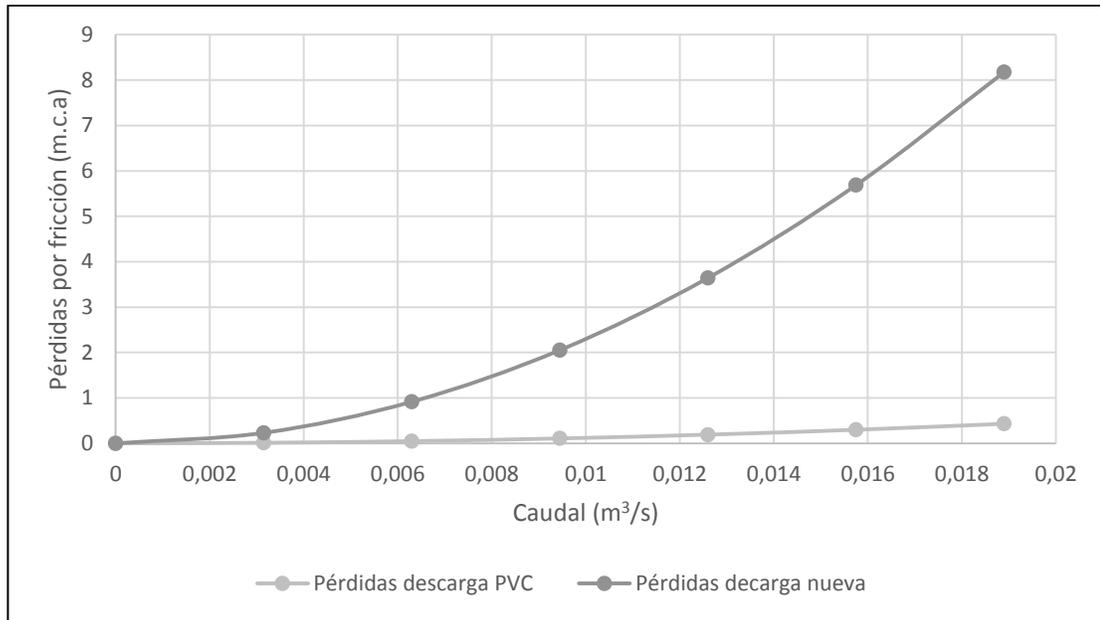


Figura 4.17. Curvas de pérdidas de la descarga original en PVC y de la nueva descarga de centros excéntricos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

4.3.2. *Manifold de distribución.*

Como se comentó en la sección 4.2, el manifold original de PVC del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo presentaba zonas con fisuras, la Tee que conectaba a la turbina Francis presentaba goteo, entre otros, siendo zonas potenciales de fractura.

Durante las pruebas de funcionamiento que se le realizó al banco de ensayos a mediados de Enero de 2016, el manifold estallo y se partió por la mitad como se muestra en la figura 4.18. Esto llevó a la necesidad de fabricar un nuevo manifold. Para garantizar la durabilidad de dicho sistema y aprovechando la disponibilidad del material y apoyo por parte de empresas, se diseñó con tuberías en acero galvanizado sin costura de alta presión.



Figura 4.18. Manifold original del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo fracturado.

Tomando como referencia el manifold original, y con las dimensiones del tanque y posiciones de las turbinas y válvulas, se realizó el diseño de la nueva tubería. Se utilizó tubos sin costura de acero galvanizado para alta presión con diámetro nominal de 101,6 mm (4"). Estos tubos de alta presión poseen una resistencia equivalente a 6.894,76 kPa (1.000 psi) [19] y la presión máxima de trabajo del sistema de turbina Francis y Pelton es de 413,69 kPa (60 psi).

El conjunto requirió de 4 codos radio corto a 90° para lograr el cambio de dirección en las tuberías. Además se utilizaron dos tees para llevar el caudal a la turbina Francis y al tramo de alivio del caudal al lado de la Francis. Para el empalme de los tramos de la turbina Pelton, la turbina Francis y la válvula de alivio, se utilizaron 3 uniones universales (una en cada tramo). Por último fue necesaria la fabricación de ocho manguitos portabridas para lograr la unión con las turbinas, las válvulas y la sujeción de las placas orificio. En la figura 4.19 se muestra el plano general del nuevo manifold. En el Apéndice E se encuentran otros planos de despiece y detalle del manifold.

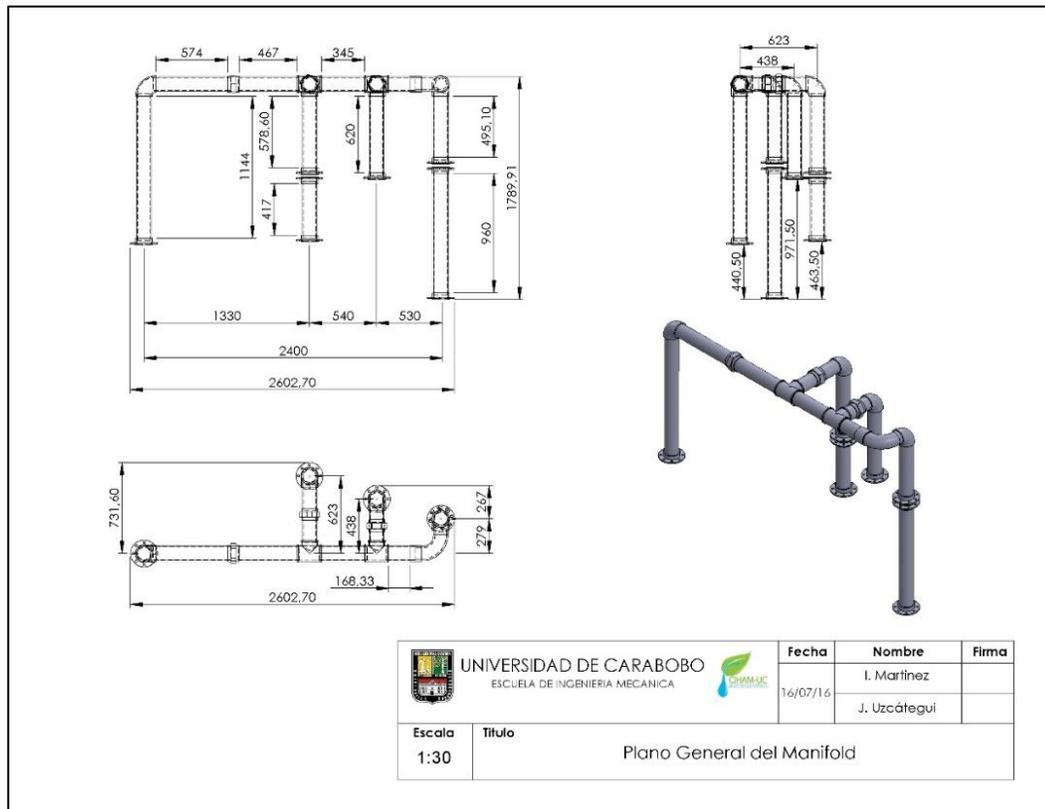


Figura 4.19. Plano general del manifold del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

4.3.2.1. Determinación y comparación de pérdidas entre el manifold original en PVC y el nuevo en acero galvanizado.

Para determinar cuánto afecta este cambio en el desempeño del banco de ensayos, se procede a calcular las pérdidas por fricción tanto en la manifold original de PVC como en el nuevo de acero galvanizado.

4.3.2.1.1. Manifold en PVC.

Se deben determinar las pérdidas por fricción en tubería a distintos caudales, considerando que el fluido de trabajo (agua) se encuentra a 25° C para obtener sus propiedades.

A través de las ecuaciones 4.3 y 4.4 se determinan el área y la velocidad promedio del fluido a través de la tubería. Luego se determina el número de Reynolds utilizando la ecuación 4.11:

$$Re = \frac{\bar{V}D}{\nu} \quad (4.11)$$

Donde:

Re. Número de Reynolds

\bar{V} : Velocidad del fluido a través de la tubería (m/s)

D: Diámetro interno de la tubería (m).

ν : viscosidad cinemática del agua (m²/s)

Ahora, con la rugosidad absoluta (ϵ) del PVC [20], además de la relación de la rugosidad entre el diámetro de la tubería (ϵ/D), se entra al Diagrama de Moody (VER ANEXO A) para obtener el factor de fricción (f) propio a este caudal.

Se sustituyen estos valores en la ecuación 4.5 y se obtiene la pérdida por fricción.

Ejemplo de cálculo de pérdidas para el manifold de PVC.

El diámetro interno de la tubería de PVC era de 102,46 mm (4,026 pulgadas) y se debe considerar que el fluido de trabajo (agua) se encuentra a 25° C para obtener sus propiedades.

Para un caudal $Q = 3,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (50 gpm), se calculan el área de la sección transversal y la velocidad promedio del fluido, a través de las ecuaciones 4.3 y 4.4 respectivamente:

$$A = \frac{\pi}{4} (0,1022 \text{ m})^2 = 8,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V = \frac{3,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{8,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 0,384 \text{ m/s}$$

El agua a 25° C posee una viscosidad cinemática de $0,894 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, así, el número de Reynolds, ecuación 4.11, resulta:

$$Re = \frac{0,384 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,10246\text{m}}{0,894 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 44009,66$$

Ahora, el PVC posee una rugosidad absoluta de $0,3 \times 10^{-6} \text{ m}$ [20], con éste y la relación de la rugosidad entre el diámetro, se entra al Diagrama de Moody (VER ANEXO A) para obtener el factor de fricción f propio a este caudal.

$$\varepsilon/D = \frac{0,3 \times 10^{-6} \text{ m}}{0,10246\text{m}} = 0,293 \times 10^{-5}$$

Con estos valores (ε y ε/D), se lee el factor de fricción en el Diagrama de Moody:

$$f = 0,021$$

Se sustituyen estos valores en la ecuación 4.5, y se obtiene la pérdida por fricción en la tubería a dicho caudal.

Las longitudes de tubería del manifold son aproximadamente, 5,32 m para el tramo de tubería desde la descarga de la bomba hasta la válvula de la turbina Pelton, 1,21 m desde la tee correspondiente hasta la válvula de la turbina Francis y 1,90 m desde la tee correspondiente hasta la válvula de alivio.

$$h_{f@5,32} = 0,021 \frac{5,32\text{m}}{0,10246\text{m}} \frac{(0,384\text{m/s})^2}{2 * 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,082\text{m}$$

$$h_{f@1,21} = 0,021 \frac{1,21\text{m}}{0,10246\text{m}} \frac{(0,384\text{m/s})^2}{2 * 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,019\text{m}$$

$$h_{f@1,90} = 0,021 \frac{1,90\text{m}}{0,10246\text{m}} \frac{(0,384\text{m/s})^2}{2 * 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,029\text{m}$$

Se repite el procedimiento para cada uno de los caudales a estudiar, obteniendo así las pérdidas por fricción en el manifold de PVC, ver tabla 4.22.

Tabla 4.22. Pérdidas por fricción en el manifold de PVC del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Q (m ³ /s)	V (m/s)	Re	ε/D	f	$h_{f@5.32}$ (m)	$h_{f@1.21}$ (m)	$h_{f@1.90}$ (m)
0	0	0	0	0	0	0	0
$3,15 \cdot 10^{-3}$	0,384	43928,82	$2,93 \cdot 10^{-6}$	0,021	0,0082	0,0019	0,0029
$6,31 \cdot 10^{-3}$	0,767	87857,63	$2,93 \cdot 10^{-6}$	0,0185	0,0289	0,0066	0,0103
$9,46 \cdot 10^{-3}$	1,150	131786,45	$2,93 \cdot 10^{-6}$	0,017	0,0598	0,0136	0,0214
$12,62 \cdot 10^{-3}$	1,534	175715,27	$2,93 \cdot 10^{-6}$	0,0165	0,1032	0,0235	0,0369
$15,77 \cdot 10^{-3}$	1,918	219644,09	$2,93 \cdot 10^{-6}$	0,016	0,1564	0,0356	0,0559
$18,93 \cdot 10^{-3}$	2,301	263572,91	$2,93 \cdot 10^{-6}$	0,015	0,2112	0,0480	0,0754

Dado que se desea observar de forma referencial en cuanto afecta el cambio en el manifold de distribución, se considerarán las pérdidas de la descarga de la bomba hasta la turbina Pelton, para de esta manera facilitar la comprensión de las curvas de pérdidas.

4.3.2.1.2. *Manifold en acero galvanizado.*

Se deben determinar las pérdidas por fricción en tubería a distintos caudales, considerando que el fluido de trabajo (agua) se encuentra a 25° C para obtener sus propiedades.

A través de las ecuaciones 4.3 y 4.4 se determinan el área y la velocidad promedio del fluido a través de la tubería. Luego se determina el número de Reynolds utilizando la ecuación 4.11.

Ahora, con la rugosidad absoluta (ϵ) del acero galvanizado [20], además de la relación de la rugosidad entre el diámetro de la tubería (ϵ/D), se entra al Diagrama de Moody (VER ANEXO A) para obtener el factor de fricción (f) propio a este caudal.

Se sustituyen estos valores en la ecuación 4.5 y se obtiene la pérdida por fricción.

Ejemplo de cálculo de pérdidas para el manifold de acero galvanizado:

El diámetro interno de la tubería en acero galvanizado es de 102,46 mm (4,026 pulgadas) y se debe considerar que el fluido de trabajo (agua) se encuentra a 25° C para obtener sus propiedades.

Para un caudal $Q = 3,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (50 gpm), se calculan el área de la sección transversal y la velocidad promedio del fluido, a través de las ecuaciones 4.3 y 4.4 respectivamente:

$$A = \frac{\pi}{4} (0,1022 \text{ m})^2 = 8,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V = \frac{3,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{8,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2} = 0,384 \text{ m/s}$$

El agua a 25° C posee una viscosidad cinemática de $0,894 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, así, el número de Reynolds, ecuación 4.11, resulta:

$$Re = \frac{0,384 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0,10246 \text{ m}}{0,894 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 44009,66$$

Ahora, el acero galvanizado posee una rugosidad absoluta de $0,15 \times 10^{-3} \text{ m}$ [20], con éste, además de la relación de la rugosidad entre el diámetro, se entra al Diagrama de Moody (VER ANEXO A) para obtener el factor de fricción f propio a este caudal.

$$\epsilon/D = \frac{0,15 \times 10^{-3} \text{ m}}{0,10246 \text{ m}} = 0,146 \times 10^{-2}$$

Con estos valores (ε y ε/D), se lee el factor de fricción en el Diagrama de Moody:

$$f = 0,0255$$

Se sustituyen estos valores en la ecuación 4.5, y se obtiene la pérdida por fricción en la tubería a dicho caudal.

Las longitudes de tubería del manifold son aproximadamente, 5,32 m para el tramo de tubería desde la descarga de la bomba hasta la válvula de la turbina Pelton, 1,21 m desde la tee correspondiente hasta la válvula de la turbina Francis y 1,90 m desde la tee correspondiente hasta la válvula de alivio.

$$h_{f@5,32} = 0,0255 \frac{5,32 \text{ m} (0,384 \text{ m/s})^2}{0,10246 \text{ m} 2 * 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,01 \text{ m}$$

$$h_{f@1,21} = 0,0255 \frac{1,21 \text{ m} (0,384 \text{ m/s})^2}{0,10246 \text{ m} 2 * 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,023 \text{ m}$$

$$h_{f@1,90} = 0,0255 \frac{1,90 \text{ m} (0,384 \text{ m/s})^2}{0,10246 \text{ m} 2 * 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,036 \text{ m}$$

Se repite el procedimiento para cada uno de los caudales a estudiar, obteniendo así las pérdidas por fricción en el manifold de acero galvanizado, ver tabla 4.23.

Tabla 4.23. Pérdidas por fricción en el manifold de acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Q (m ³ /s)	V (m/s)	Re	ε/D	f	$h_{f@5.32}$ (m)	$h_{f@1.21}$ (m)	$h_{f@1.90}$ (m)
0	0	0	0	0	0	0	0
$3,15 \cdot 10^{-3}$	0,385	43928,82	$2,93 \times 10^{-6}$	0,0255	0,0100	0,0023	0,0036
$6,31 \cdot 10^{-3}$	0,767	87857,63	$2,93 \times 10^{-6}$	0,0235	0,0368	0,0084	0,0131
$9,46 \cdot 10^{-3}$	1,151	131786,45	$2,93 \times 10^{-6}$	0,023	0,0810	0,0184	0,0289
$12,62 \cdot 10^{-3}$	1,534	175715,27	$2,93 \times 10^{-6}$	0,0225	0,1408	0,0320	0,0503
$15,77 \cdot 10^{-3}$	1,918	219644,09	$2,93 \times 10^{-6}$	0,022	0,2151	0,0489	0,0768
$18,93 \cdot 10^{-3}$	2,301	263572,91	$2,93 \times 10^{-6}$	0,021	0,2957	0,0672	0,1056

Para la comparación de las pérdidas, a pesar de las aproximaciones que se realizan, es necesario agregar en el manifold de acero galvanizado el codo de 90° radio corto y la unión universal, puesto que son cambios bastante notorios en la configuración del sistema.

- *Codo 90° radio corto.*

El codo se estudia con el modelo “Codo estándar a 90°” de las cartas Crane [14], en donde se estipula el coeficiente de resistencia $k = 30 f_t$ según la ecuación 4.7.

Con un diámetro nominal de 101,6 mm (4 pulgadas), se obtiene el valor del factor de fricción f_t en la tabla 4.18 Así,

$$f_t = 0,017$$

$$\text{Por ello, } k = 30(0,017) = 0,51$$

El resto del procedimiento de cálculo es el mismo realizado para codo de 45° en la sección 4.3.1.3.2.

En la tabla 4.24 se muestran los resultados obtenidos de las pérdidas por fricción en el codo de radio corto.

Tabla 4.24. Pérdidas en codo a 90° radio corto del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Q (gpm)	Q (m ³ /s)	V (m/s)	h (m)
0	0	0	0
50	0,00315	0,38453561	0,00382369
100	0,0063	0,76707123	0,01529476
150	0,00945	1,15060684	0,0344132
200	0,0126	1,53414246	0,06117903
250	0,01575	1,91767807	0,09559223
300	0,0189	2,30121369	0,13765281

- *Unión universal.*

Se estudia con el modelo “Acoples y uniones” del Manual del Instituto de Hidráulica [18], en donde se determina el coeficiente de resistencia a través de un gráfico que depende únicamente del diámetro nominal en pulgadas del accesorio. El mismo se presenta en la figura 4.20 [14], donde se observa el grafico en escala bilogarítmica, en el eje horizontal se presentan distintos diámetros en pulgadas y al intersectar con la recta presente en el gráfico, se lee en el eje vertical el coeficiente de resistencia.

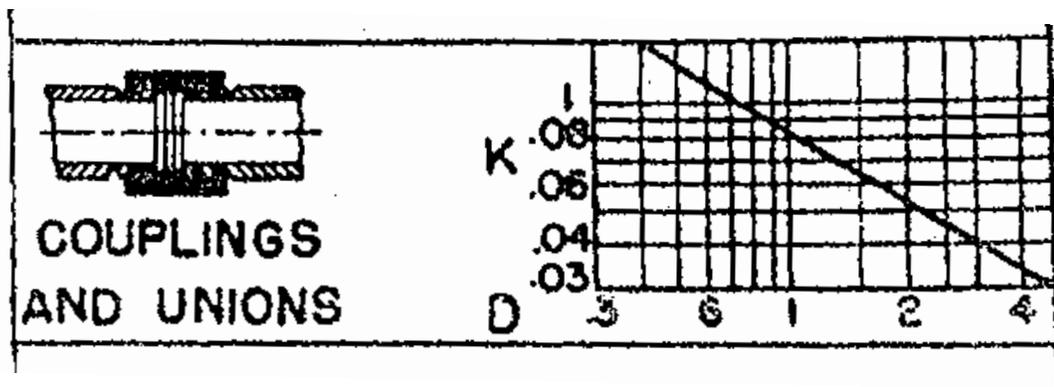


Figura 4.20. Gráfico para determinar factor de resistencia en uniones universales [14].

A través de las ecuaciones 4.3 y 4.4 se determinan el área y la velocidad promedio del fluido a través de la tubería. Luego se determinan las pérdidas por fricción del accesorio mediante la ecuación 4.5.

Ejemplo de cálculo de pérdidas en la unión universal.

La unión universal se estudia con el modelo “Acoples y uniones” del Manual del Instituto de Hidráulica [15], en donde se estipula el coeficiente de resistencia para diámetro de 101,6 mm (4 pulgadas), $k = 0,035$, a través de la figura 4.20.

Para un caudal $Q = 3,15 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (50 gpm), se calculan el área de la sección transversal y la velocidad promedio del fluido, a través de las ecuaciones 4.3 y 4.4 respectivamente:

$$A = \frac{\pi}{4} (0,1022 \text{ m})^2 = 8,21 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V = \frac{3,15 * 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{8,21 * 10^{-3} \text{ m}^2} = 0,384 \text{ m/s}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.5:

$$h_L = 0,035 \frac{(0,384 \text{ m/s})^2}{2 * 9,81 \text{ m/s}^2} = 0,000262 \text{ m}$$

Se repite el procedimiento para cada uno de los caudales a estudiar, obteniendo así las pérdidas por fricción en la unión universal, tabla 4.25.

Tabla 4.25. Pérdidas en unión universal del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Q (m ³ /s)	V (m/s)	h (m.c.a)
0	0	0
0,00315	0,38453561	0,00026241
0,0063	0,76707123	0,00104964
0,00945	1,15060684	0,00236169
0,0126	1,53414246	0,00419856
0,01575	1,91767807	0,00656025
0,0189	2,30121369	0,00944676

- Total de pérdidas para el manifold de acero galvanizado.

Para el manifold en acero galvanizado se consideran pérdidas en los tramos de tubería desde la descarga de la bomba hasta la turbina Pelton, en el codo radio corto y en la unión universal, se deben sumar las correspondiente pérdidas para obtener el total de las pérdidas en serie, según la ecuación 4.12:

$$h_{\text{ftotal}} = h_{\text{tubería}} + h_{\text{codo}} + h_{\text{unión}} \quad (4.12)$$

Donde:

h_{total} : pérdidas totales en el manifold de acero galvanizado (m.c.a)

$h_{\text{tubería}}$: pérdidas por fricción en tubería (m.c.a)

h_{codo} : pérdidas por singularidad en codo (m.c.a)

$h_{\text{unión}}$: pérdidas por singularidad en unión universal (m.c.a)

Ejemplo de cálculo para pérdidas totales en manifold de acero galvanizado.

Para un caudal $Q = 0,00315 \text{ m}^3/\text{s}$, se sustituyen en la ecuación 4.12 los valores correspondientes de las pérdidas para dicho caudal:

$$h_{\text{ftotal}@0,00315} = 0,010 \text{ m.c.a} + 0,00383 \text{ m.c.a} + 0,000262 \text{ m.c.a} = 0,0141 \text{ m.c.a}$$

Se repite el procedimiento para cada caudal, obteniendo las pérdidas en serie.

En la tabla 4.26 se presenta los resultados obtenidos de las pérdidas totales del manifold en acero galvanizado.

Tabla 4.26. Pérdidas por fricción en manifold de acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Q (m ³ /s)	h_f (m.c.a)	h_{codo} (m.c.a)	$h_{\text{unión}}$ (m.c.a)	h_{total} (m.c.a)
0	0	0	0	0
0,00315	0,01	0,00382369	0,0002624	0,0140861
0,0063	0,0368	0,01529476	0,0010496	0,0531444
0,00945	0,081	0,0344132	0,0023617	0,11777489
0,0126	0,1408	0,06117903	0,0041986	0,20617759
0,01575	0,2151	0,09559223	0,0065603	0,31725248
0,0189	0,2957	0,13765281	0,0094468	0,44279957

Para poder observar cuanta diferencia existe entre manifold de PVC y manifold de acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo, en la Figura 4.21 se muestran ambas curvas en un mismo sistema de coordenadas.

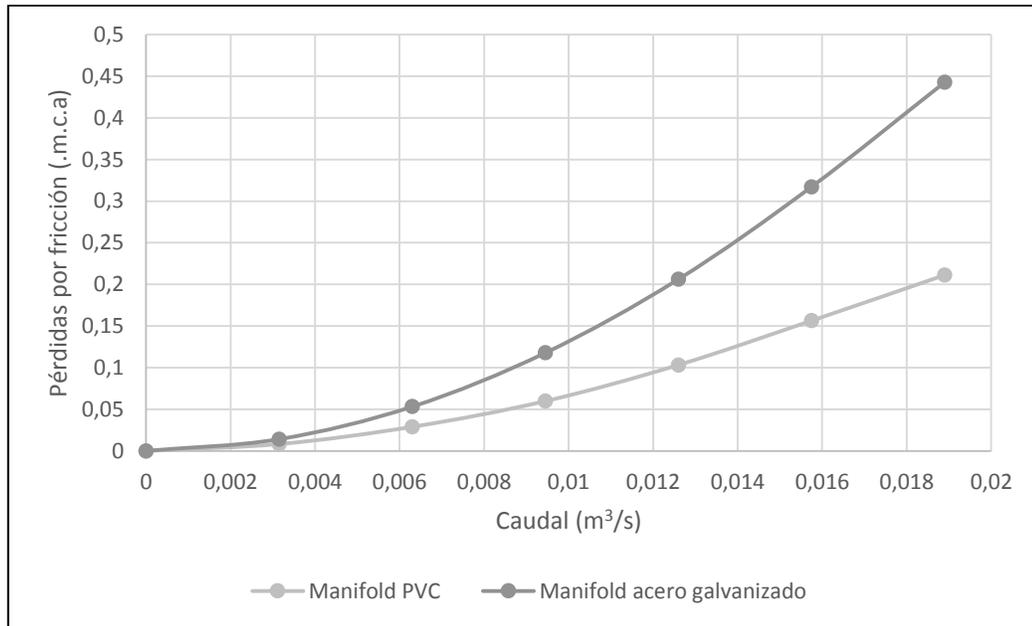


Figura 4.21. Curvas de pérdidas del manifold en PVC y manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

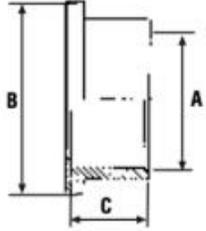
4.3.2.2. *Diseño de Manguito portabrida para manifold en acero galvanizado.*

Para lograr la unión adecuada de las tuberías con las válvulas de compuerta de la bomba, la turbina Francis, la turbina Pelton y la descarga de desvío se utilizan las bridas originales del sistema. Para ello se requieren manguitos portabrida acoplados a la tubería de acero galvanizado para lograr el ajuste.

Las dimensiones del manguito portabrida son tomadas de un catálogo de portabridas en PVC [21] lo cual garantiza la resistencia del elemento en acero galvanizado. El diámetro nominal de la tubería es 101,6 mm, con éste se consulta las dimensiones en el catálogo y con ellas se realiza el plano de construcción para los portabrida.

La fabricación de los manguitos portabrida fue realizada por la división de Mecánica de Planta, CORPOELEC Planta Centro. Los portabrida fueron mecanizados a partir de uniones universales que ya cumplían con las dimensiones de diámetro y cuello del portabrida, mecanizándose el anillo que soporta propiamente la brida.

En la figura 4.22 se observa la sección del catálogo con las dimensiones necesarias, en la figura 4.23 se muestra el plano del portabrida a construir.



Portabrida plano.

CODIGO	Ø TUBO A	MATERIAL	PESO GRS. UNIDAD	B	C
10130	50	PVC	62	73	31
10131	63	PVC	107	90	38
10132	75	PVC	185	106	44
10133	90	PVC	275	125	51
10134	110	PVC	497	150	60
10135	125	PVC	597	168	69

Figura 4.22. Catálogo de selección de portabridas [21].

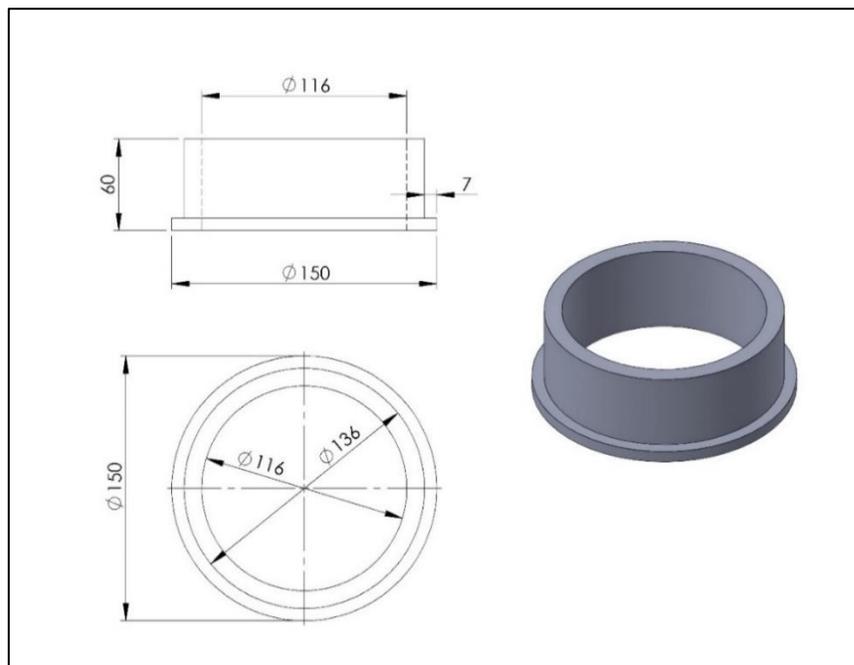


Figura 4.23. Manguito portabrida a fabricar para el manifold de distribución del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

4.3.3. Soporte para manifold de distribución.

Con la instalación del nuevo manifold, surgió un inconveniente, el banco de ensayos no estaba diseñado para soportar un sistema de distribución tan pesado como lo es el manifold en acero galvanizado. Por ello fue necesario la construcción de una estructura de apoyo para el manifold y de esta manera disminuir los esfuerzos a los que se ven sometidas las válvulas y demás accesorios del banco de ensayos.

Dadas las limitaciones de espacio físico alrededor del banco de ensayos, las dimensiones de dicho soporte estaban restringidas, por lo que el diseño del mismo se basó en comprobar si el perfil a disposición, a través de una empresa que prestó su apoyo, cumplía los requerimientos necesarios para dicho soporte. En la figura 4.24 se muestra el plano de la estructura con las dimensiones que debía cumplir. Posteriormente se le realiza el estudio estático para comprobar su factibilidad.

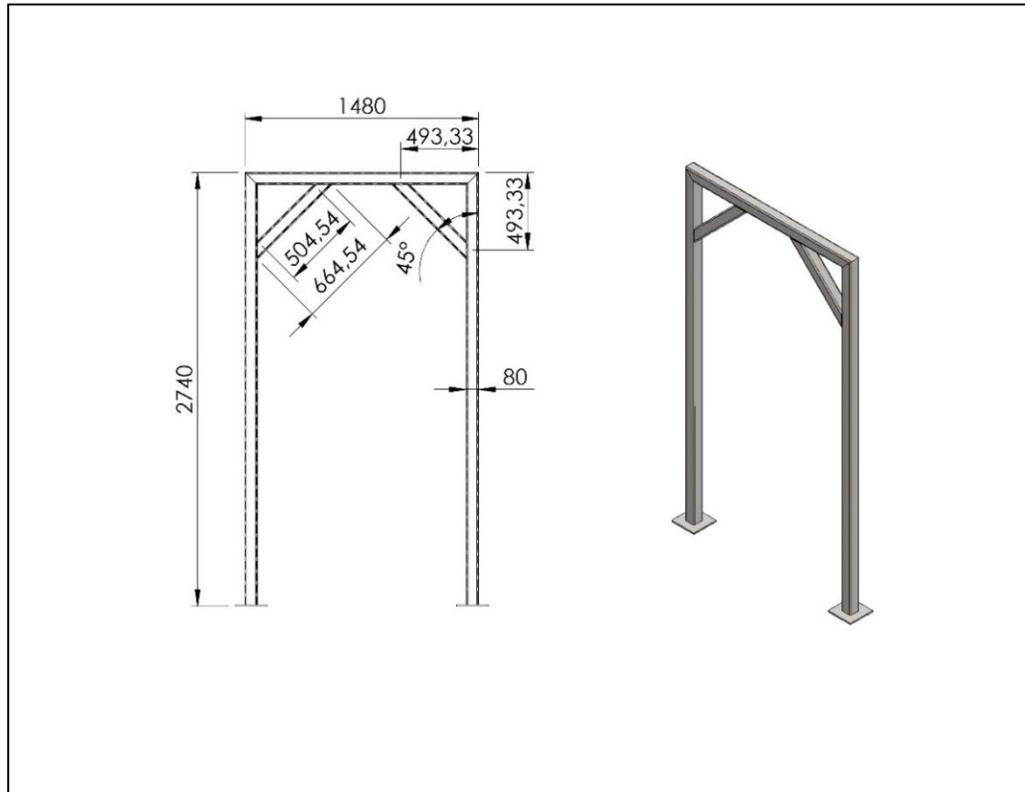


Figura 4.24. Soporte para manifold de acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Teniendo las dimensiones definidas, se procede a determinar las reacciones, primeramente del manifold sin apoyo y luego del manifold apoyado en el soporte, ubicándolo en distintas posiciones para determinar donde resulta más favorable. A través de un software computacional de diseño asistido, se realiza el modelado y estudio de las piezas del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo facilita el diseño.

En la figura 4.25 se muestra el manifold de acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo con las reacciones presentes en las válvulas de la bomba centrífuga del subsistema de distribución de caudal, la turbina Francis, la tubería de alivio y la turbina Pelton.

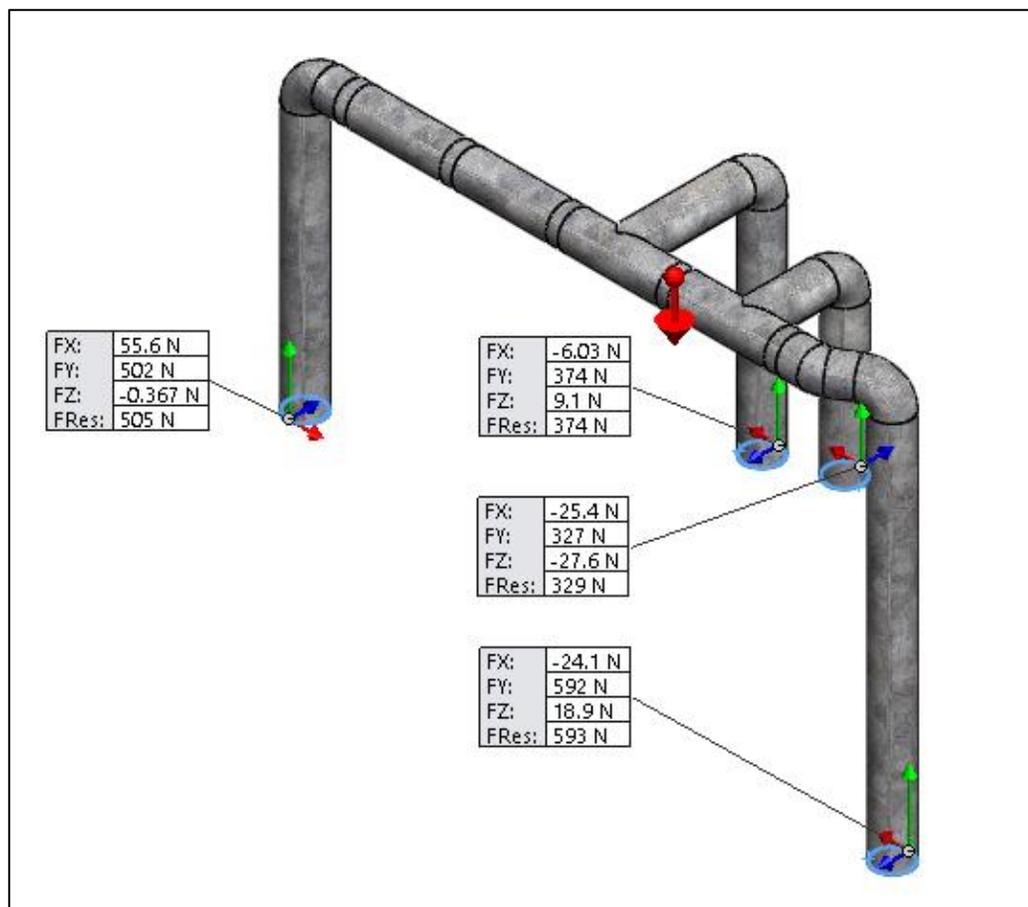


Figura 4.25. Reacciones del manifold de acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo sin apoyo estructural.

La misma operación se realiza considerando la reacción del soporte para el manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo, ubicándolo en cinco distintas posiciones para determinar la más adecuada, tres entre la válvula de la turbina Pelton y la válvula del tramo de alivio, una entre la turbina Francis y el tramo de alivio y otra entre la bomba centrífuga y la turbina Francis (ver figura 4.26).

En la tabla 4.27 se reflejan los resultados del estudio de cada posición.

En el apéndice F se encuentran las imágenes correspondientes a cada estudio del manifold del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

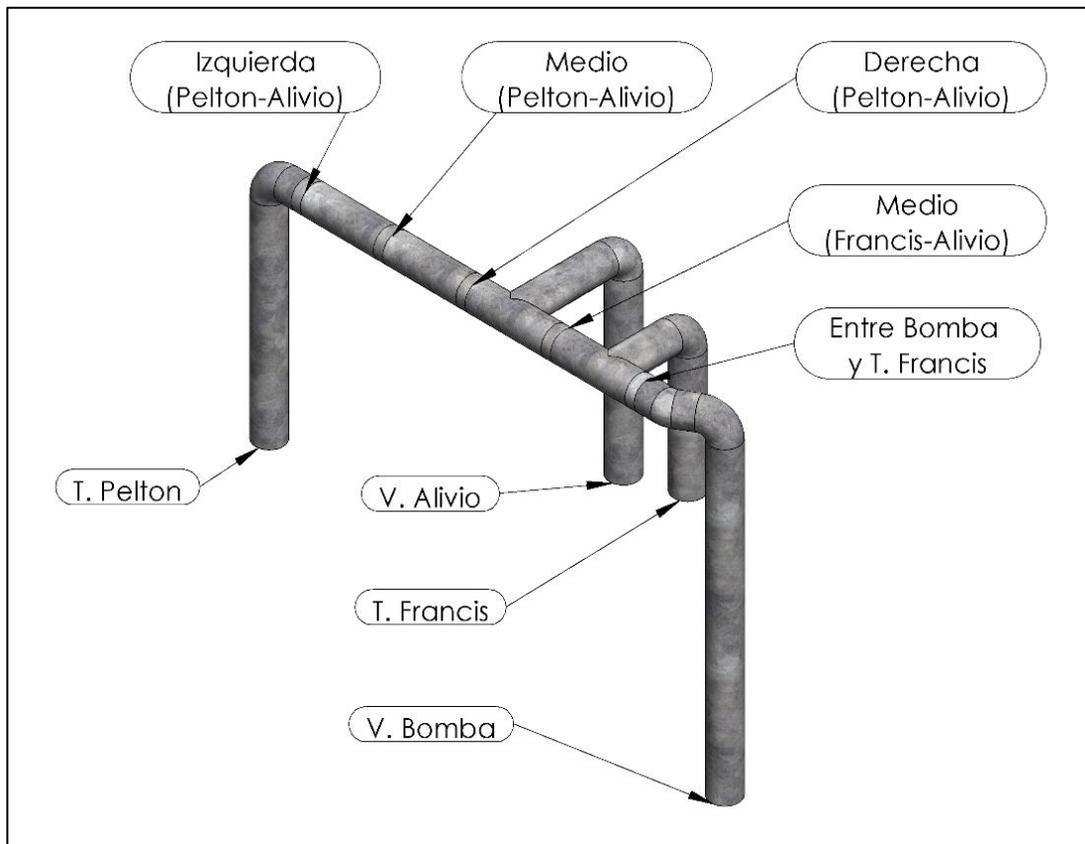


Figura 4.26. Posiciones a estudiar para el apoyo estructural del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Tabla 4.27 Reacciones del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo apoyado sobre el soporte estructural en distintas posiciones.

Ubicación	T. Pelton	V. Alivio	T. Francis	V. Bomba	Soporte
Izquierda (Pelton-Alivio)	368 N	606 N	518 N	937 N	592 N
Medio (Pelton-Alivio)	541 N	541 N	481 N	898 N	552 N
Derecha (Pelton-Alivio)	626 N	488 N	432 N	842 N	619 N
Medio Francis-Alivio	709 N	521 N	368 N	762 N	648 N
Entre Bomba y T. Francis	775 N	619 N	375 N	607 N	640 N

Las válvulas de desagüe utilizadas para descargar el agua almacenada en el tanque del subsistema de almacenamiento obstaculizan el montaje de la estructura, afectando directamente el posicionamiento en la ubicación “Derecha (Pelton-Alivio)”.

A partir de estos resultados se consideran como mejores opciones las ubicaciones “Medio Francis-Alivio” y “Entre Bomba y T. Francis”, dado que en éstas las reacciones en la válvula de la tubería de alivio, que se soporta sobre un flange en vibra de vidrio, en la turbina Francis y en la descarga de la bomba son mucho menores que el sistema sin ningún soporte. No se toma en consideración la turbina Pelton ya que el acople en ésta es más robusto y el peso de la tubería no tendría incidencia directamente sobre la turbina como pudiese suceder con la turbina Francis en cuyo caso el peso de la tubería en acero galvanizado podría desalinearse la caja espiral y bloquear el giro del rodete y por ende el giro del eje y su funcionamiento íntegramente.

Por último, debido a las restricciones de espacio en y alrededor del banco de ensayos del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo, se tiene como la ubicación de montaje en el niple que conecta la tee hacia la turbina Francis y la tee de la descarga de alivio, es decir, en la ubicación “Medio Francis-Alivio”. Por ello se tiene que la reacción en el soporte es de 648 N, valor con el cual se realiza el estudio de la estructura para verificar la factibilidad del perfil disponible a través de empresas que aportaron la fabricación del soporte en un perfil de 101,6 x 38,1 mm (4” x 1 ½”).

En la figura 4.27 se muestran las tensiones a las que se encuentra sometida la estructura, considerando la carga de 648 N del peso del manifold y el peso del agua, así como el peso propio de la estructura agregando los efectos de la gravedad. Como se puede observar, la tensión máxima es de 2,01 MPa y el material posee un límite elástico de 220,6 MPa.

A partir de estos resultados, y con el límite de fluencia del material se determina el factor de seguridad de la estructura utilizando la ecuación 4.16:

$$N_s = \frac{\sigma_f}{\sigma_a} \quad (4.13)$$

Donde:

N_s : Factor de seguridad

σ_f : Límite elástico del material (MPa).

σ_a : Esfuerzo actuante sobre la estructura (MPa).

Así, sustituyendo en la ecuación 4.13, el factor de seguridad de la estructura de soporte del manifold resulta:

$$N_s = \frac{220,6 \text{ MPa}}{2,01 \text{ MPa}} = 109,75$$

Es decir, la estructura soporta 109 veces la carga a la cual está sometida por el peso del agua y del nuevo manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Esto último implica un sobre diseño o sobre dimensionamiento de la estructura, lo cual en general acarrea mayores costos en la fabricación. Sin embargo, como se comentó anteriormente, se utiliza el perfil estructural disponible a través de empresas que prestaron su colaboración y por ello se realiza la verificación de la resistencia del mismo con el fin de asegurar su funcionamiento y no se utilizaran criterios de economía en el diseño de la estructura.

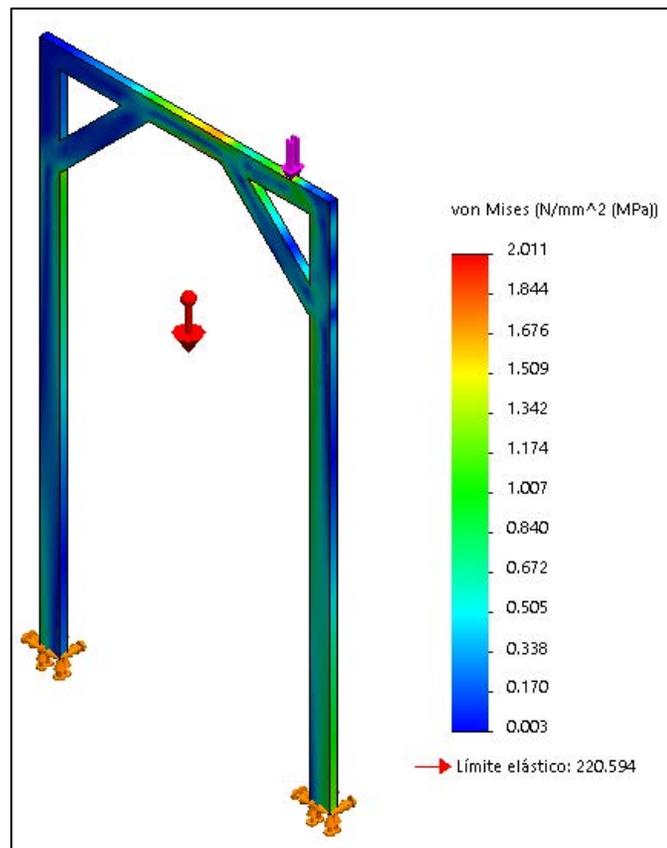


Figura 4.27. Tensiones en el soporte del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

4.3.3.1. *Diseño de placa base de las columnas del soporte.*

Ya comprobada la factibilidad de la estructura, se procede a calcular las placas de base de las columnas, las cuales se utilizan para distribuir la carga de la columna sobre el apoyo de concreto. A través del software computacional de diseño asistido se determinan las reacciones presentes en cada columna, necesarias para el cálculo de las placas base.

En la figura 4.28 se observan las reacciones presentes en cada columna. Dado que la carga sobre el soporte no está centrada, las reacciones son distintas en cada columna y para el diseño de las placas base se utiliza el valor mayor de estas (1.061 N) para garantizar la resistencia en ambos casos.

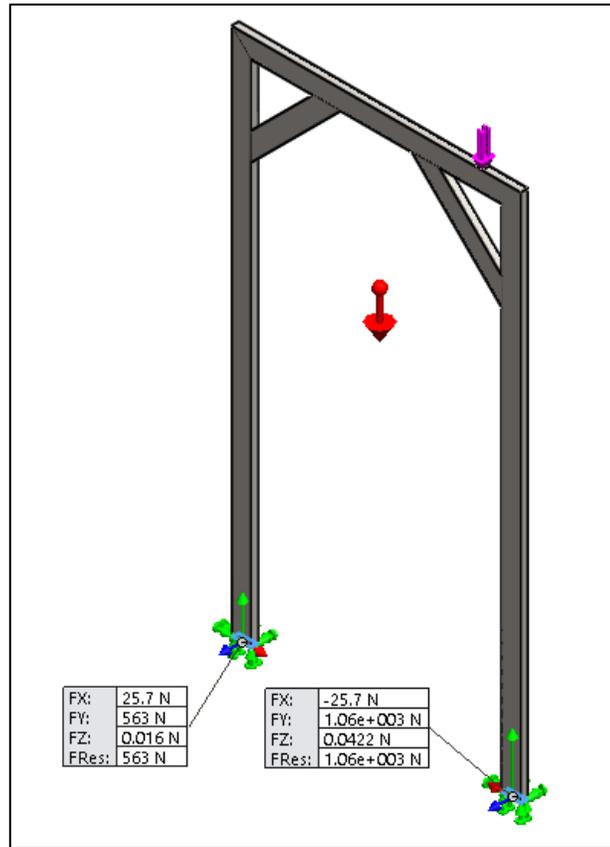


Figura 4.28. Reacciones en la base del soporte del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

A través de la ecuación 4.14 se determina la presión de apoyo unitaria del concreto F_p [22], utilizando una resistencia media del concreto a la compresión:

$$F_p = 0.35f'c \quad (4.14)$$

Donde:

F_p : Presión de apoyo unitaria del concreto (MPa).

$f'c$: Resistencia media del concreto a la compresión (MPa).

Ahora, se determina el área necesaria de placa base utilizando la ecuación 4.15:

$$A = \frac{P}{F_p} \quad (4.15)$$

Donde:

A: Área necesaria de placa base (mm²)

P: Carga (N)

F_p: Presión de apoyo unitaria del concreto (MPa)

Se calcula la raíz cuadrada de dicha área para obtener largo y ancho de iguales dimensiones, y se redondea por la medida superior.

Se determina la presión de apoyo unitaria real a través de la ecuación 4.16, utilizando las dimensiones mostradas en la figura 4.29:

$$f_p = \frac{P}{NB} \quad (4.16)$$

Donde:

f_p: presión de apoyo unitaria real (MPa)

P: Carga (N)

N y B: Lados de la placa base (mm); ver Figura 4.29.

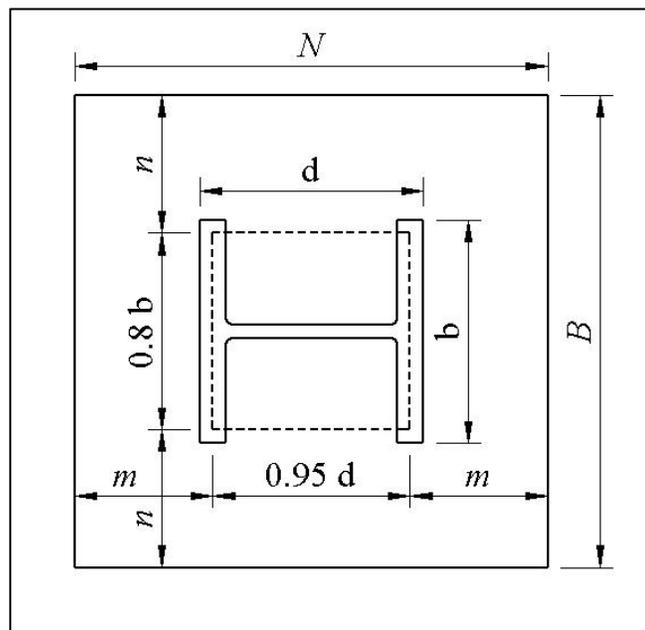


Figura 4.29. Dimensiones de perfil y placa base para diseño de placa base [22].

Se determinan las separaciones horizontal y vertical del perfil respecto los lados de la placa base con las ecuaciones 4.17 y 4.18:

$$m = \frac{N - 0.95d}{2} \quad (4.17)$$

Donde:

m: separación horizontal del perfil respecto los lados de la placa base (mm)

N: Longitud horizontal de la placa base (mm)

d: longitud horizontal del perfil (mm)

$$n = \frac{B - 0.8b}{2} \quad (4.18)$$

Donde:

n: separación vertical del perfil respecto los lados de la placa base (mm)

B: Longitud vertical de la placa base (mm)

b: longitud vertical del perfil (mm)

Se determina el esfuerzo a la flexión permisible utilizando la ecuación 4.19:

$$F_b = 0.75 * F_y \quad (4.19)$$

Donde:

F_b: Esfuerzo a la flexión permisible (MPa)

F_y: Limite elástico (MPa)

Por último se determina el espesor de la placa de base, utilizando una de las dos siguientes ecuaciones (4.20 y 4.21), dependiendo de cuál valor entre n y m sea mayor:

$$t = \sqrt{\frac{3 f_p m^2}{F_b}} \quad (4.20)$$

O

$$t = \sqrt{\frac{3 f_p n^2}{F_b}} \quad (4.21)$$

Donde:

t: Espesor de la palca base (mm)

f_p : presión de apoyo unitaria real (MPa)

F_b : Esfuerzo a la flexión permisible (MPa)

m: separación horizontal del perfil respecto los lados de la placa base (mm)

n: separación vertical del perfil respecto los lados de la placa base (mm)

Cálculo de placa base.

Utilizando una resistencia media del concreto a la compresión de 29,42 MPa [23], se determina la presión de apoyo unitaria del concreto a través de la ecuación 4.14:

$$F_p = 0,35(29,42 \text{ MPa}) = 10,297 \text{ MPa}$$

Ahora, se determina el área necesaria de placa base utilizando la ecuación 4.15:

$$A = \frac{1.061 \text{ N}}{10,297 \text{ MPa}} = 103,04 \text{ mm}^2$$

Calculando la raíz cuadrada de dicha área para obtener largo y ancho de iguales dimensiones se tiene: $\sqrt{103,04 \text{ mm}^2} = 10,15 \text{ mm}$, es decir, se necesita mínimo una placa de 11 x 11 mm.

Dadas las dimensiones del perfil, 101,6 x 38,1 mm (4" x 1 1/2"), se establece dimensiones de la placa base de 200 x 200 mm de manera que sobren al menos 50 mm de cada lado del perfil en su zona más amplia.

Se determina la presión de apoyo unitaria real a través de la ecuación 4.16:

$$f_p = \frac{1061 \text{ N}}{200 \text{ mm} * 200 \text{ mm}} = 0,0265 \text{ MPa}$$

Se determinan las separaciones horizontal y vertical del perfil respecto los lados de la placa base con las ecuaciones 4.17 y 4.18:

$$m = \frac{200 \text{ mm} - 0,95 * 38,1 \text{ mm}}{2} = 81,90 \text{ mm}$$

$$n = \frac{200 \text{ mm} - 0,8 * 101,6 \text{ mm}}{2} = 59,36 \text{ mm}$$

Por ello se determina que “m” es el mayor de los dos. Entonces se calcula el esfuerzo a la flexión permisible con la ecuación 4.19:

$$F_b = 0,75 * 250 \text{ MPa} = 187,5 \text{ MPa}$$

Sustituyendo en la ecuación 4.20 para determinar el espesor de la placa de base:

$$t = \sqrt{\frac{3 * 0,0265 \text{ MPa} * (81,90 \text{ mm})^2}{187,5 \text{ MPa}}} = 1,69 \text{ mm}$$

Es decir, la placa base debe tener un espesor mínimo de 1,7 mm. El material disponible a través de la empresa que presta su colaboración tiene un espesor de 4 mm por ende satisface las necesidades.

4.3.4. Costos de inversión en el desarrollo de los objetivos específicos 2 y 3.

En la tabla 4.28 se muestra un cuadro resumen de los costos de inversiones necesarias para la reparación, ajustes y construcción de los elementos descritos en los objetivos específicos 2 y 3, Diagnóstico de componentes y Diseño de adaptaciones respectivamente. En la misma se muestran los gastos acarreados en los años 2014 y 2015 y se contraponen con una actualización referencial a la presente fecha, Octubre de 2016. También se subdividen entre la inversión a través de FONACIT y las donaciones realizadas por distintas empresas, personas naturales y entes gubernamentales.

En el apéndice G se encuentran desglosados y detallados cada rubro del aporte total en labores de rehabilitación del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Tabla 4.28. Costos de inversión en el desarrollo del diagnóstico del estado de los componentes y diseño de adaptaciones en el sistema de turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

<u>FONDOS FONACIT</u>		
RUBRO	AÑO INVERSIÓN	ESTIMADO ACTUAL
	2014-2015	2016
Equipos	665.759,04	5.498.933,69
Materiales	435.939,09	2.931.359,48
Servicios	8.400,00	8.400,00
<u>TOTAL FONACIT</u>	1.110.098,13	8.438.693,17
<u>DONACIONES</u>		
RUBRO	AÑO INVERSIÓN	ESTIMADO ACTUAL
	2014-2015	2016
Planta Centro	483.232,96	483.232,96
MAKROFUSION	361.961,60	361.961,60
Envases Internacionales	79.206,40	79.206,40
FERREAGROINDUSTRIALJS	25.800,00	25.800,00
Profesora Bettys Farías	56.784,00	56.784,00
Alcaldía De Municipio Guacara	33.600,00	33.600,00
Alumnos Servicio Comunitario	13.440,00	13.440,00
<u>TOTAL DONACIONES</u>	1.054.024,96	1.054.024,96
<u>TOTAL FONACIT + DONACIONES</u>	2.164.123,09	9.492.718,13

4.4. Montaje y puesta a punto del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Al seguir y ejecutar los pasos mencionados en el capítulo III se logra la rehabilitación del sistema de turbinas. Esto da oportunidad a una enseñanza didáctica para los estudiantes de las escuelas de ingeniería civil y mecánica con la cual puedan familiarizarse con el funcionamiento de las turbinas, no solo teórica sino también de manera práctica.

En la figura 4.30 se muestra la representación del sistema turbina Francis y turbina Pelton en su estado original. Luego en la figura 4.31 se tiene la representación del sistema actual con las adaptaciones instaladas.

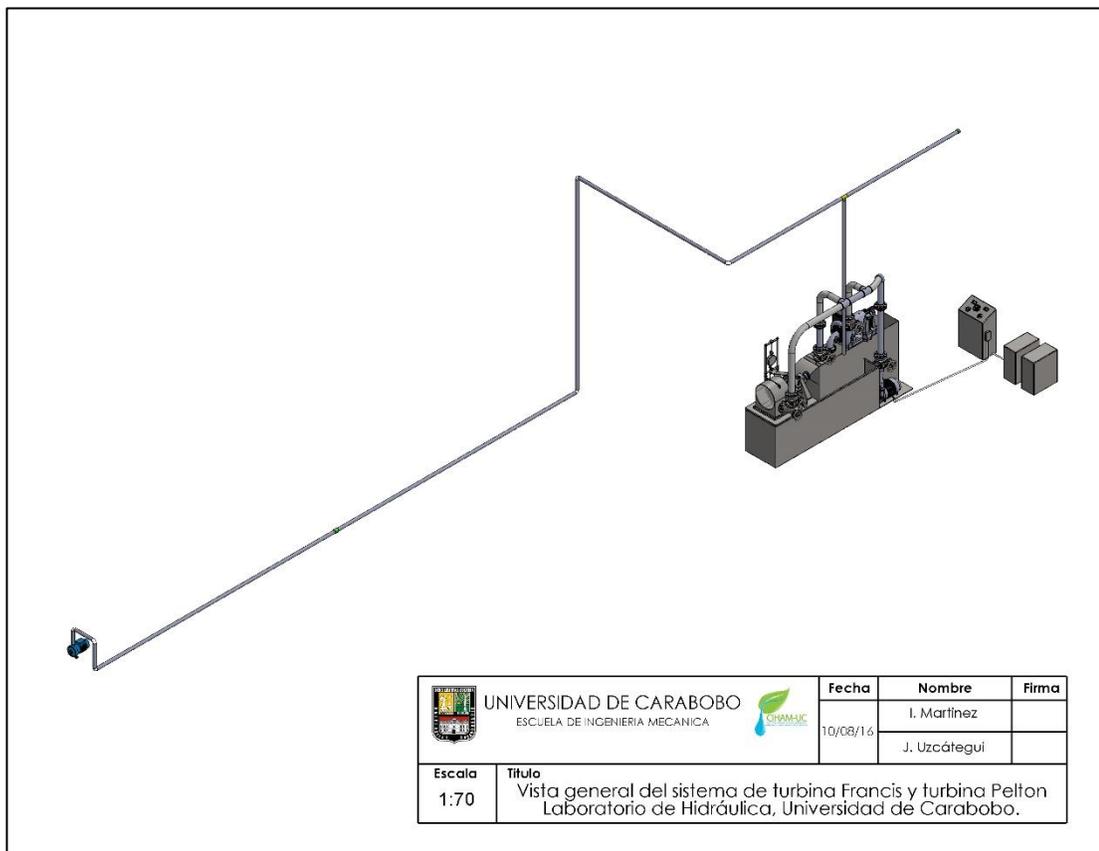


Figura 4.30. Vista general del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo en su estado original.

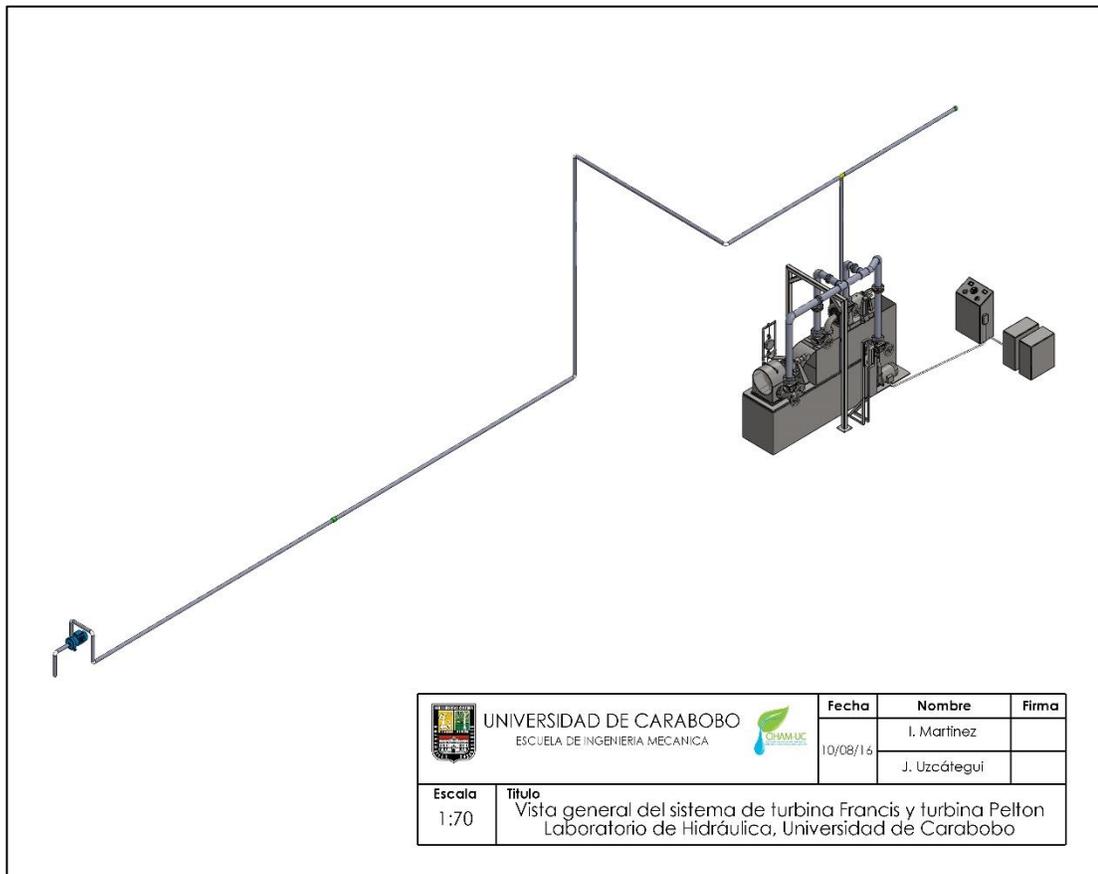


Figura 4.31. Vista general del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo en su estado actual.

La mayoría de las modificaciones se dieron en el subsistema de distribución de caudal, con el reemplazo de la bomba centrífuga, el diseño, fabricación y montaje de un nuevo manifold en acero galvanizado que reemplaza el original de PVC, el cambio de la tubería de descarga de la bomba y la adición de la estructura de soporte para el nuevo manifold.

En la figura 4.32 se muestra la representación del subsistema de distribución de caudal en su estado original.

En la figura 4.33 se tiene la representación del subsistema actual con las adaptaciones instaladas.

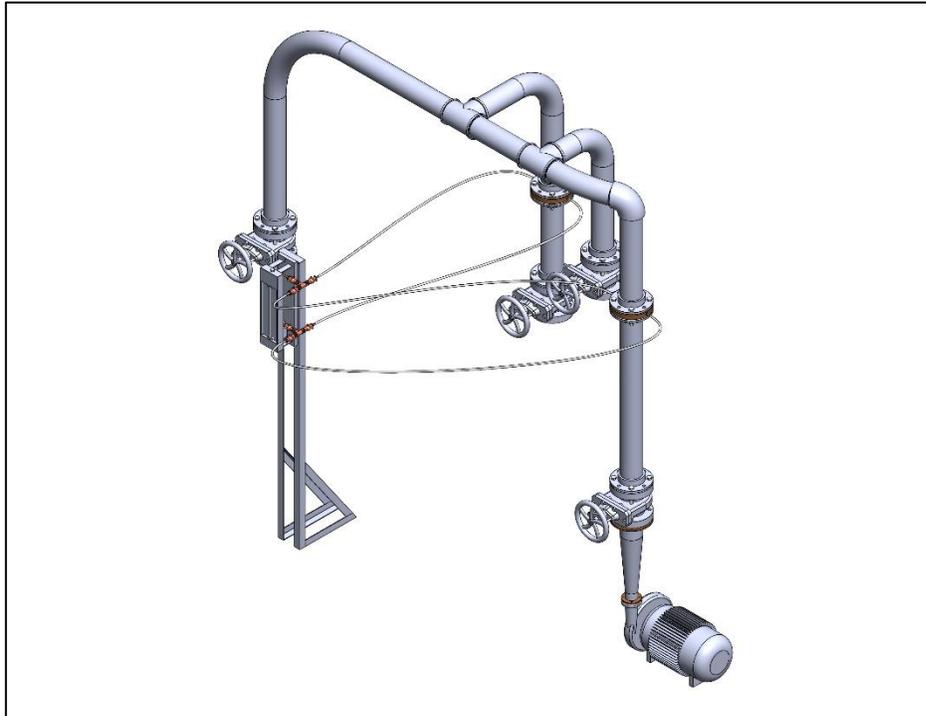


Figura 4.32. Subsistema de distribución del caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo en su estado original.

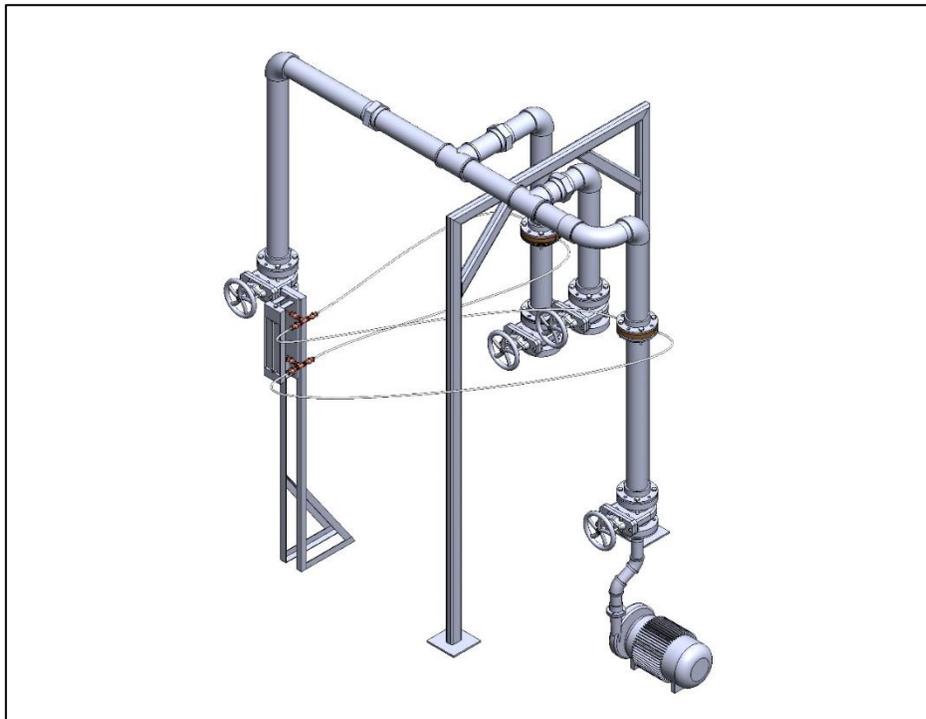


Figura 4.33. Subsistema de distribución del caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo en el estado actual.

La figura 4.34 muestra la fabricación de las bases de soporte para la bomba centrífuga.



Figura 4.34. Fabricación de soportes metálicos inferiores de la bomba centrífuga del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

En la figura 4.35 se aprecia la instalación de la conexión eléctrica para la bomba.



Figura 4.35. Instalación de la conexión eléctrica a la bomba centrífuga de distribución de caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

En las figuras 4.36 y 4.37 se muestran el pre ensamble e instalación de la nueva tubería de descarga de la bomba.



Figura 4.36. Pre ensamble de la tubería de descarga de la bomba centrífuga del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.



Figura 4.37. Instalación de la tubería de descarga de la bomba centrífuga del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

La figura 4.38 muestra el pre ensamble del manifold de distribución en acero galvanizado con el cual se busca verificar que las dimensiones sean las correctas.



Figura 4.38. Ensamble preliminar del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

En las figuras 4.39, 4.40 y 4.42 se muestra parte del proceso de ensamble definitivo del manifold de distribución.



Figura 4.39. Ensamble del codo de la turbina Pelton en el manifold de acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.



Figura 4.40. Ensamble del tramo principal de tubería del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.



Figura 4.41. Uniones universales, nipples y tees del manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

En la figura 4.42 muestra la bomba centrífuga instalada con los soportes metálicos inferiores, conexión bridada de succión y con conexión a la alimentación eléctrica.



Figura 4.42. Bomba centrífuga del subsistema de distribución instalada en su ubicación final, con soportes inferiores, conexión bridada e instalación eléctrica. Sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

La figura 4.43 muestra la tubería de descarga de la bomba instalada.



Figura 4.43. Tubería de descarga de la bomba centrífuga de distribución de caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

En la figura 4.44 se aprecia la lectura de consumo de corriente de la bomba llevada a su punto nominal de trabajo.



Figura 4.44 Corriente de consumo por línea del motor de la bomba centrífuga del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

En las siguientes figuras se muestran el soporte instalado y fijado a los cimientos del Laboratorio (figura 4.45) y el manifold en acero galvanizado y todos los componentes del subsistema de distribución instalados (figura 4.46).



Figura 4.45. Estructura de soporte del manifold en acero galvanizado instalado y fijado a los cimientos del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.



Figura 4.46. Manifold de distribución en acero galvanizado instalado en el sistema de turbina Francis y Turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Para comprobar el funcionamiento de las turbinas se encendió el banco de ensayos y se tomaron datos representativos en ambas turbinas (tablas 4.29 y 4.30). Con estos datos se realizan curvas de funcionamiento de las turbinas.

La curva de la turbina Pelton se contrapone con datos de prácticas realizadas en el año 1966 (tabla 4.31). La curva de la turbina Francis se visualiza junto a la curva de fabricante que se tiene en los archivos del Laboratorio de Hidráulica (figura 4.47 y tabla 4.32).

Tabla 4.29. Datos de la turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo en funcionamiento actual.

Q (m ³ /s)	Q (gpm)	Apertura inyector	Velocidad de giro (rpm)	Presión de entrada (kPa)	Altura neta (m.c.a)
0	0	3/5	0	0	0
0,0063	100	3/5	500	110,30	11,27764
0,00945	150	3/5	500	227,50	23,26014
0,0126	200	3/5	500	365,42	37,35719

Tabla 4.30. Datos de la turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo en funcionamiento actual.

Q (m ³ /s)	Q (gpm)	Apertura distribuidor	Presión de entrada (kPa)	Velocidad de giro (rpm)
0	0	25,4 mm	0	0
0,00945	150	25,4 mm	82,74	300
0,0126	200	25,4 mm	124,10	400
0,0158	250	25,4 mm	179,26	900
0,0173	275	25,4 mm	206,84	1.100

Tabla 4.31. Datos de la turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo obtenidos en documentos de prácticas realizadas en el año 1966.

Q (m ³ /s)	Q (gpm)	Altura neta (m.c.a)
0	0	0,00
0,0041	65	6,096
0,00536	85	9,144
0,00649	103	12,192
0,00807	128	18,288
0,00896	142	21,336
0,00965	153	24,384
0,0103	163	27,432
0,0117	177	32,3088

Tabla 4.32. Datos de operación del sistema original de turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo obtenidos de curva de fabricante (figura 4.47).

Q (m ³ /s)	Q (gpm)	Apertura distribuidor	Velocidad de giro (rpm)
0	0	25,4 mm	0
0,0301	477	25,4 mm	300
0,0290	460	25,4 mm	400
0,0240	380	25,4 mm	900
0,0202	320	25,4 mm	1100

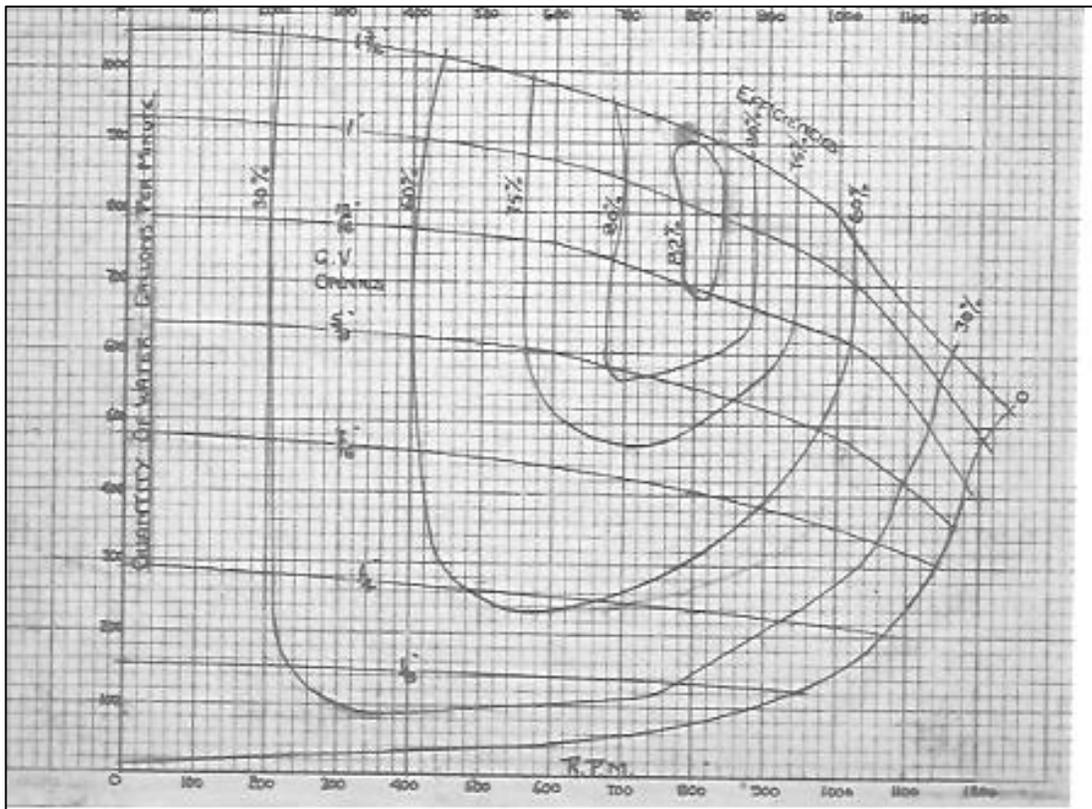


Figura 4.47. Curvas de operación de fabricante GILKES de la turbina Francis del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (GILKES, 1963).

En la figura 4.48 se observa la curva de funcionamiento de la turbina Pelton, contrapuesta con los datos de las prácticas de 1966, en éstas se aprecia la similitud en la tendencia de la curva y la coincidencia de los valores tomados.

En la figura 4.49 se tiene la curva de funcionamiento de la turbina Francis junto con la curva de los datos obtenidos de curvas de fabricante. En este caso la tendencia de las curvas es inversa y en el rango de datos no se aprecia coincidencia de valores. Esta turbina si bien es funcional, debe estudiarse más a fondo para determinar la eficiencia y curvas de operación que permitan tener un punto de comparación para los estudiantes que cursen el laboratorio de mecánica de fluidos en el Laboratorio de Hidráulica Elías Sánchez Días.

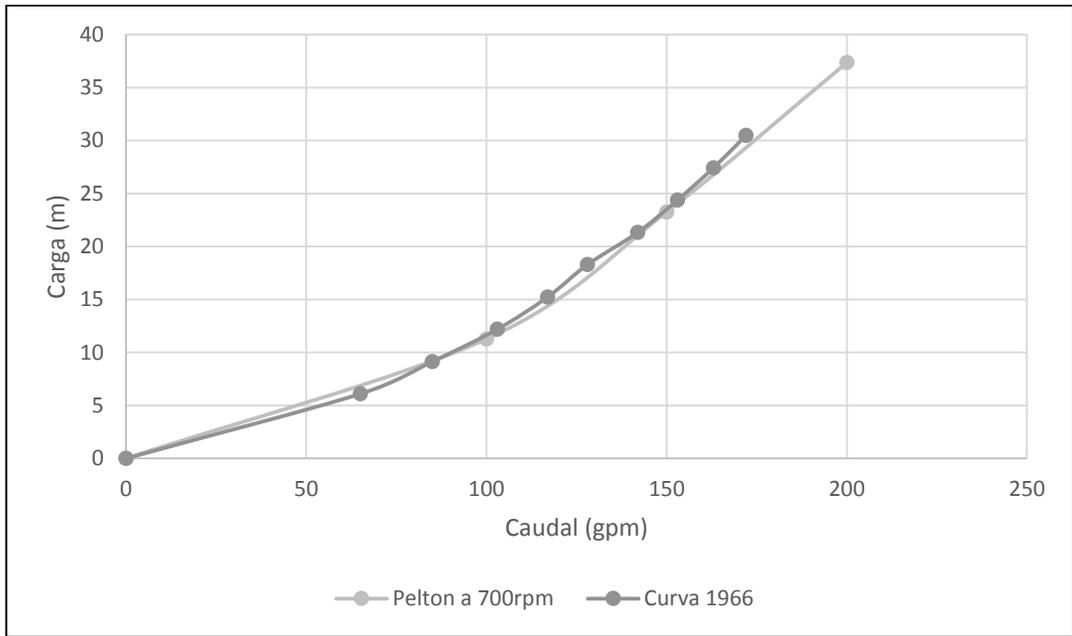


Figura 4.48. Curvas de funcionamiento de la turbina Pelton, datos de sistema actual contrapuestos con datos de práctica de 1966. Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

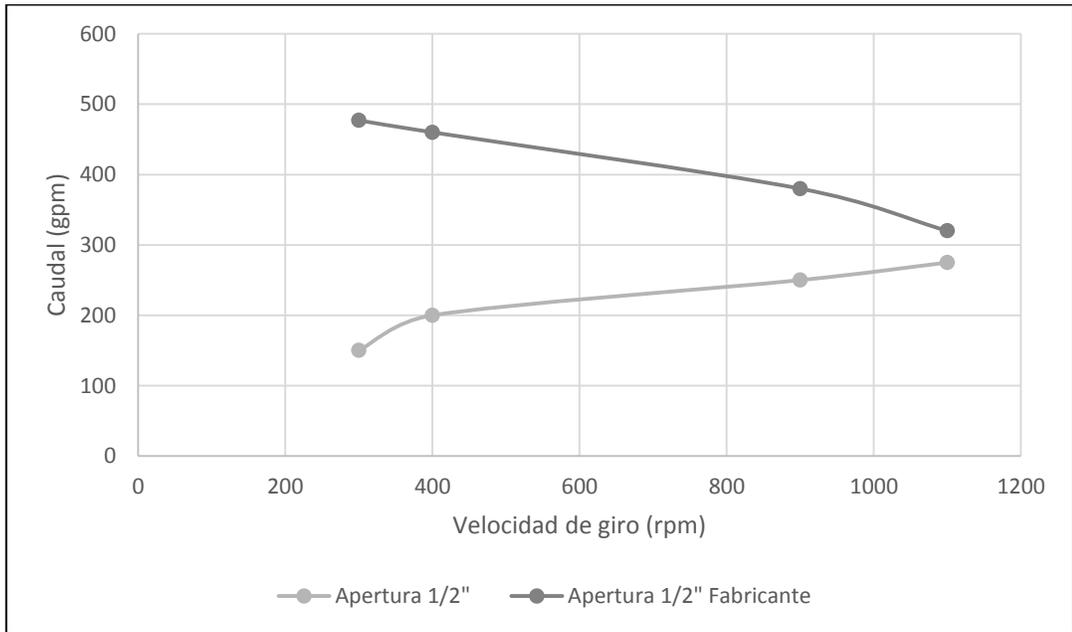


Figura 4.49. Curva de funcionamiento de la turbina Francis, datos del sistema actual contrapuestos con datos obtenidos de curvas de fabricante.

CONCLUSIONES

- El sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo, se divide en cinco subsistemas que lo conforman como los son: subsistema de alimentación de agua principal, subsistema de almacenamiento del agua, subsistema de distribución de caudal, subsistema de turbina Pelton y subsistema de turbina Francis. Las turbinas pueden trabajar únicamente por separado dado que el sistema para medición de caudal solo así lo permite, además que la bomba centrífuga no puede satisfacer las exigencias de caudal de ambas turbinas trabajando en paralelo.
- En gran parte el mal estado de los componentes se debió a la falta de uso y al deterioro o “vencimiento” de los materiales constitutivos, como es el caso del manifold original del sistema que era de PVC. La mayoría de las piezas metálicas fueron afectadas por la corrosión, como fue el caso de las válvulas de compuerta.
- Con el diseño de nuevos componentes y adaptaciones al sistema de turbinas Francis y Pelton se garantiza el correcto funcionamiento del banco de ensayos y su perdurabilidad en el tiempo.
- A través del montaje y puesta a punto del sistema de turbinas Francis y Pelton, se da oportunidad a una enseñanza didáctica para los estudiantes de las escuelas de ingeniería civil y mecánica con la cual puedan familiarizarse con el funcionamiento de las turbinas, no solo teórica sino también de manera práctica.
- Dado el desarrollo del presente trabajo especial de grado y las labores realizadas durante el mismo, se puede concluir que el sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo, queda rehabilitado, beneficiando a más de 240 estudiantes por semestre que cursan la asignatura mecánica de fluidos.

RECOMENDACIONES

- Realizar trabajos de investigación que busquen simular el comportamiento hidráulico de las turbinas Francis y Pelton del Laboratorio de Hidráulica a través de programas de simulación computacional.
- Realizar la modernización de la instrumentación de toma de datos instalada en el sistema de turbinas. Pasar de instrumentos analógicos los cuales son poco exactos, a instrumentos electrónicos y/o digitales que mejoran la exactitud y facilitan la toma de datos.
- Instruir al personal adscrito al Laboratorio de Hidráulica, directamente encargados del funcionamiento y mantenimiento de los bancos de ensayos, sobre el correcto funcionamiento del sistema y las mejores prácticas de uso para garantizar la perdurabilidad del mismo en el tiempo.
- Realizar la evaluación del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo, en cuanto a rendimientos y curvas de operación.

REFERENCIAS

- [1] UNESCO, “La energía hidroeléctrica”, 2015. [En línea]. Disponible: <http://www.unesco.org/new/es/natural-sciences/environment/water/wwap/facts-and-figures/all-facts-wwdr3/fact-6-hydropower/> [Consulta el 04/11/2015]
- [2] IEA, “Panorama energético mundial”, 2008. [En línea]. Disponible: <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/weo-2008.html> [Consulta el 04/11/2015]
- [3] C. Neal, “Energía hidroeléctrica: Panorama general”, Marzo 2014. [En línea]. Disponible: <http://www.bancomundial.org/es/topic/hydropower/overview#1> [Consulta el 04/11/2015]
- [4] National Geographic Society, “Energía hidroeléctrica”, 2013. [En línea]. Disponible: <http://www.nationalgeographic.es/medio-ambiente/calentamiento-global/hydropower-profile> [Consulta el 04/11/2015]
- [5] A. Tavío, “Generando Energía”, Marzo 2011. [En línea]. Disponible: http://www.mppee.gob.ve/download/revista_generando_energ%C3%ADa/Generado-edicin-1.pdf [Consulta el 05/11/2015]
- [6] Escuela de Ingeniería de Antioquia, “Elección Turbinas Pelton – Francis”, 2008. [En línea]. Disponible: http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinashidraulicas/sel_turbinas/fondos/eleccion.htm [Consulta el 05/11/2015]
- [7] E. Rodriguez, “Las centrales hidroeléctricas más grandes del mundo”, Diciembre 2013. [En línea]. Disponible: <http://www.fierasdelaingenieria.com/las-centrales-hidroelectricas-mas-grandes-del-mundo/>
- [8] A. Guillén, A. Marcalla, “Automatización de las turbomáquinas del Laboratorio de Fluidos de la Facultad de Mecánica”, Trabajo Especial de Grado, Escuela Superior

Politécnica de Chimborazo, Riobamba, Ecuador, 2011.

[9] J. Mantilla, “Construcción de un banco de pruebas para una turbina hidráulica LH 1000”, Trabajo Especial de Grado, Facultad de Ingeniería, Universidad Pontificia Bolivariana, Bucaramanga, Santander, 2012.

[10] L. Ferrada. “Diseño de Rodete de Turbina Hidráulica tipo Pelton para Microgeneración.” Universidad de Chile, Chile, 2012.

[11] J. García, M. Pacheco, “Evaluación de la operación del sistema de turbina Kaplan en el Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” de la Escuela de Ingeniería Civil de la Universidad de Carabobo”, Trabajo Especial de Grado, Facultad de Ingeniería, Universidad de Carabobo, Valencia, Carabobo, 2015.

[12] I. Salazar, “Propuesta de reactivación de los bancos de turbinas Kaplan, Pelton y Francis en el Laboratorio de Hidráulica “Elías Sánchez Díaz” de la Escuela de Ingeniería Civil-UC”, Trabajo Especial de Grado, Facultad de Ingeniería, Universidad de Carabobo, Valencia, Carabobo, 2015.

[13] C. Mataix, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, Segunda Edición, Madrid, España: Ediciones del Castillo S.A., 1986.

[14] CRANE, “Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías”, Primera Edición, México: McGraw-Hill, 1977.

[15] F. Díez, Turbinas Hidráulicas, Cantabria, España: Universidad de Cantabria.

[16] B. E. Babcock, “Gas Engine Magazine. The Design, Construction and Use of a Small Prony Brake”, Agosto 2000. [En Línea]. Disponible: <http://www.gasenginemagazine.com/farm-shows/the-design-construction-and-use-of-a-small-prony-brake>

[17] R. Hernández, et al, Metodología de la Investigación, Quinta Edición, México D.F., México: McGraw-Hill, 2010.

[18] Instituto de Hidráulica, “Manual de fricción en Tuberías”, Primera Edición, New York, EE.UU, 1954.

[19] Materiales Los Andes, “Tubos de alta Presión”, 2016. [En línea]. Disponible: http://www.materialeslosandes.com/tproductos.php?pagina=unicon_tubos_alta_presion

[20] Universidad de Castilla-La Mancha, “Rugosidad absoluta de materiales”, 2016. [En línea]. Disponible: https://www.uclm.es/area/ing_rural/Hidraulica/Temas/TablaRugosidadAbsolutaMateriales.pdf

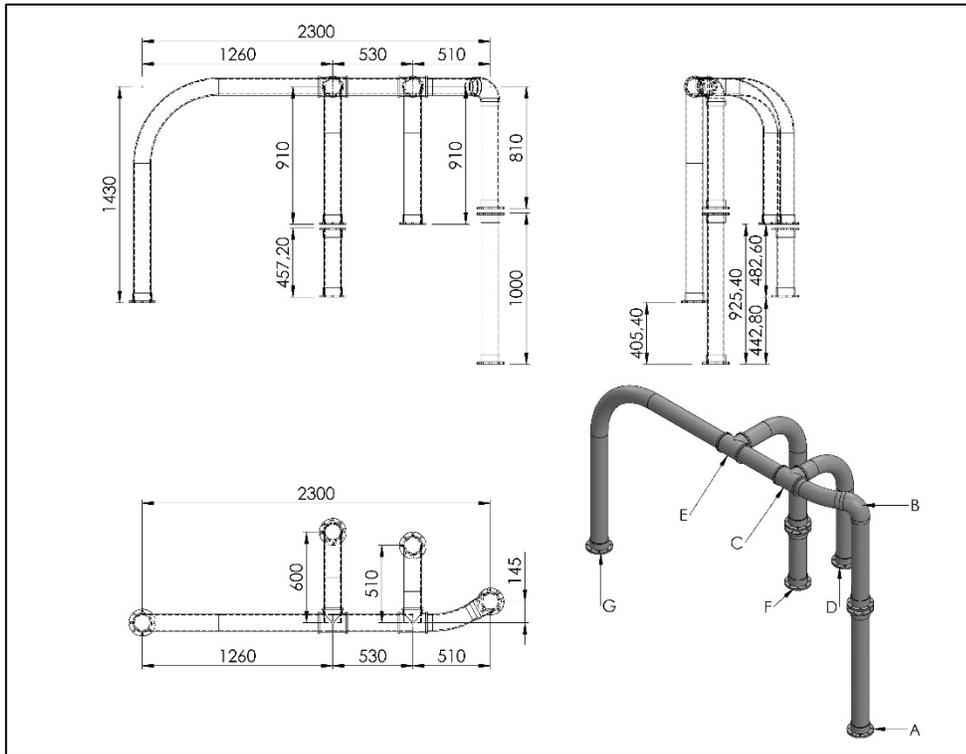
[21] HIDROTEN, “Portabrida plano PVC”, 2016. [En línea]. Disponible: <http://hidroten.com/es/subfamilia/bridas-y-portabridas-portabrida-plano-pvc>

[22] J. Wiley, “Estructuras de Acero- Análisis y Diseño”, Primera Edición, México: Editorial Limusa, S.A, 1992.

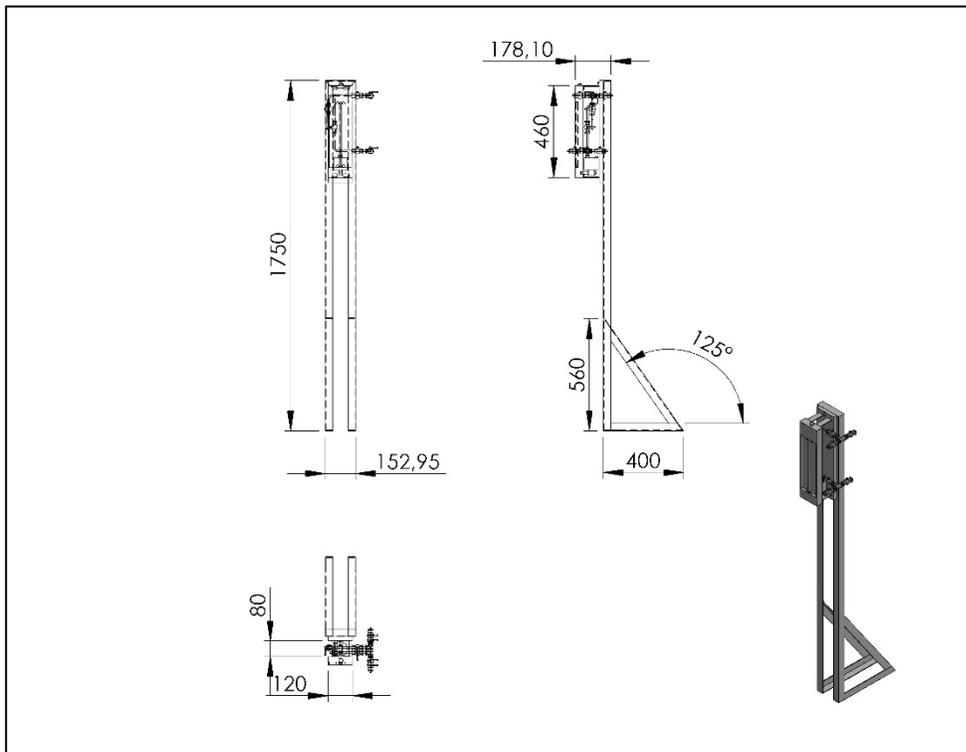
[23] COVENIN, “Estructuras de concreto armado para edificaciones. Análisis y Diseño”, 1980, Caracas, Venezuela.

APÉNDICE A

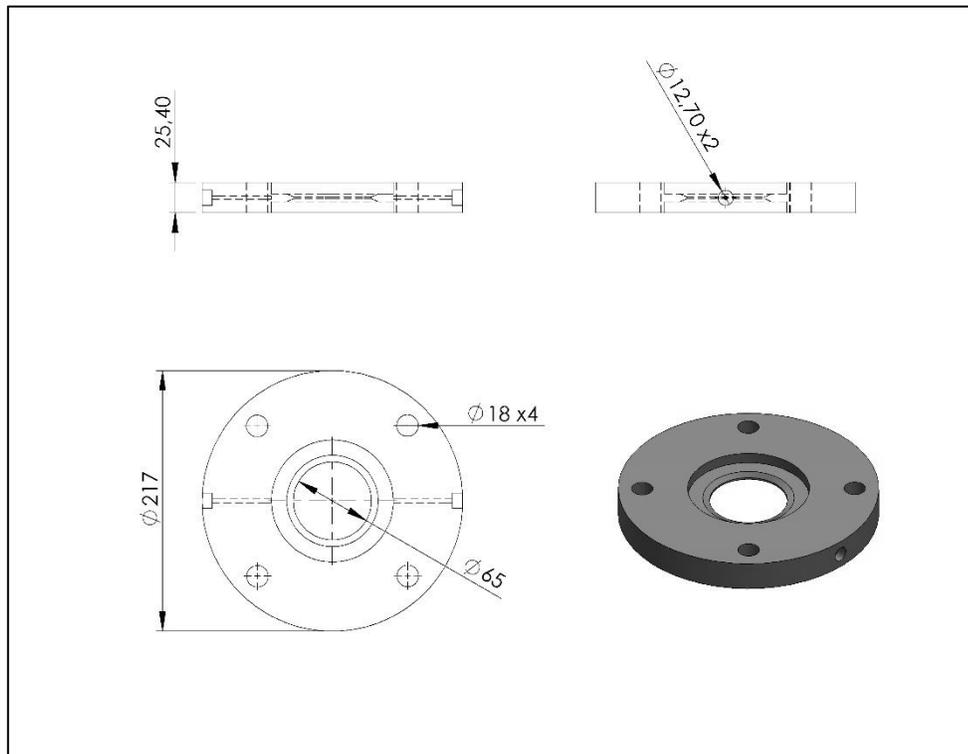
(Representación de componentes del sistema de distribución del caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo)



Apéndice A.1. Manifold de PVC del sistema de turbinas del Laboratorio de Hidráulica.



Apéndice A.2. Piezómetro del sistema de turbinas del Laboratorio de Hidráulica.



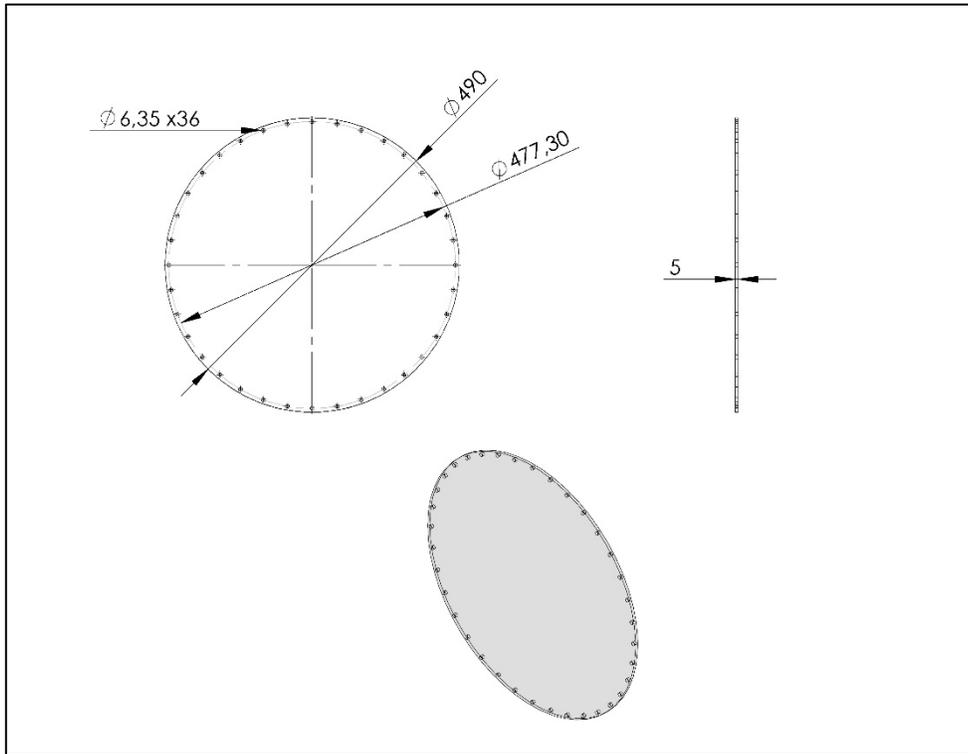
Apéndice A.3. Placa orificio del sistema de turbinas del Laboratorio de Hidráulica.



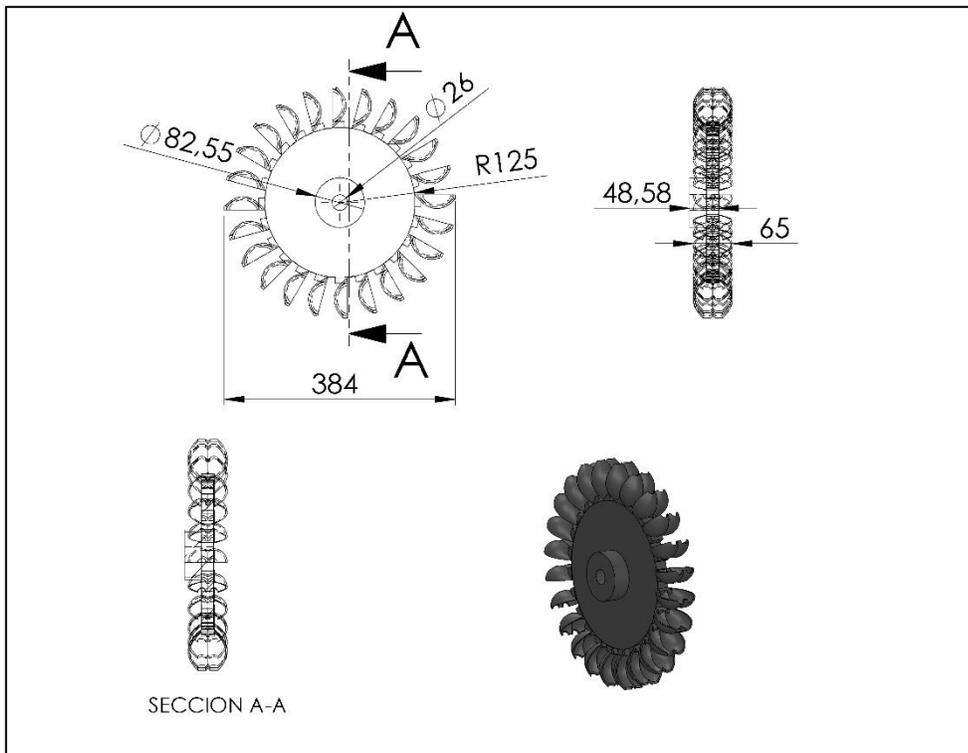
Apéndice A.4. Descarga cónica del sistema de turbinas del Laboratorio de Hidráulica.

APÉNDICE B

(Representación de componentes de la
turbina Pelton del sistema de turbina
Francis y turbina Pelton del
Laboratorio de Hidráulica, Universidad
de Carabobo)

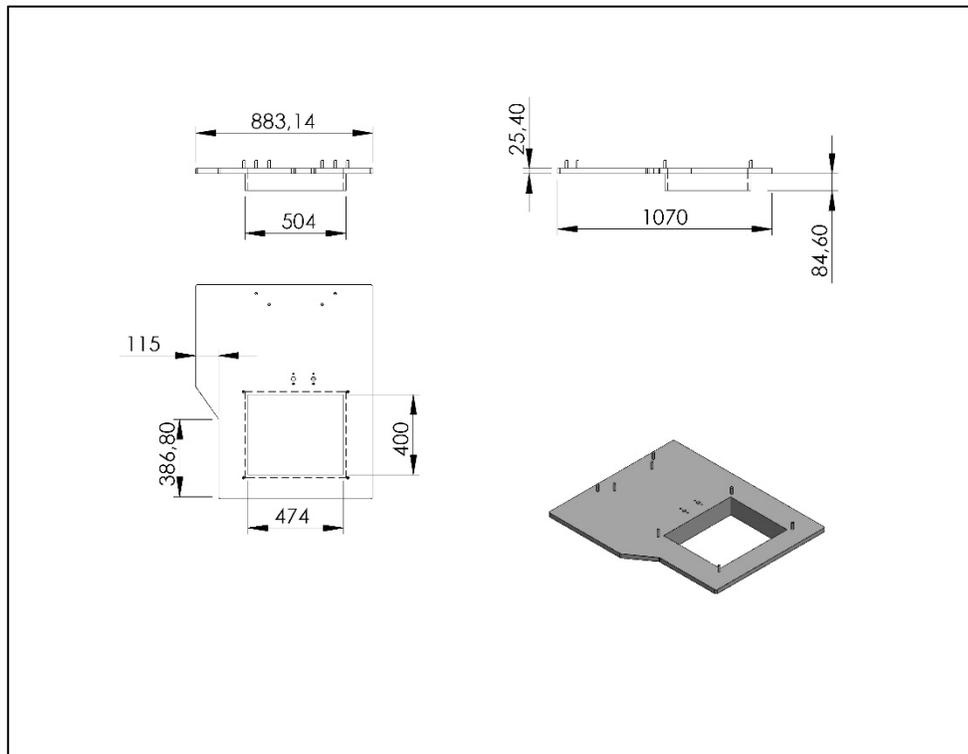


Apéndice B.1. Visor acrílico.

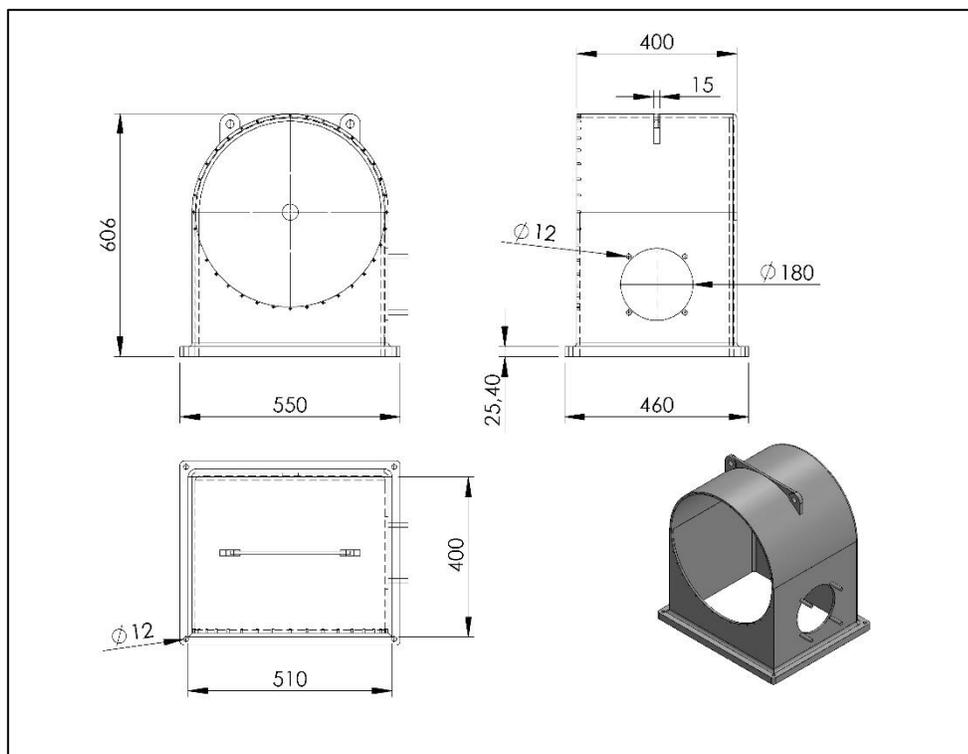


SECCION A-A

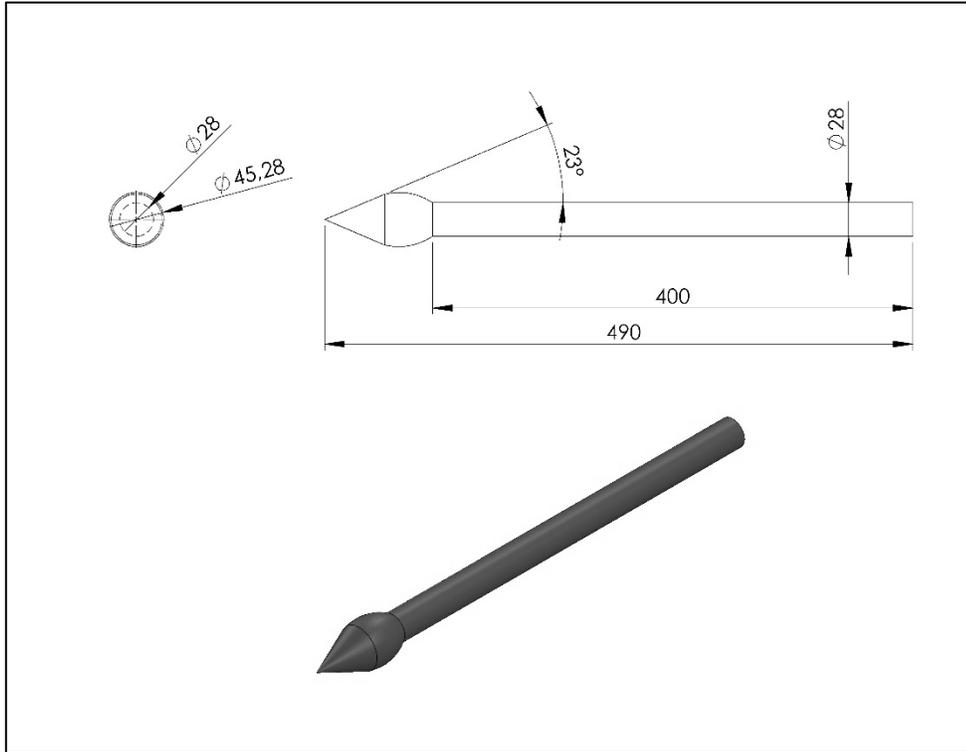
Apéndice B.2. Rodete.



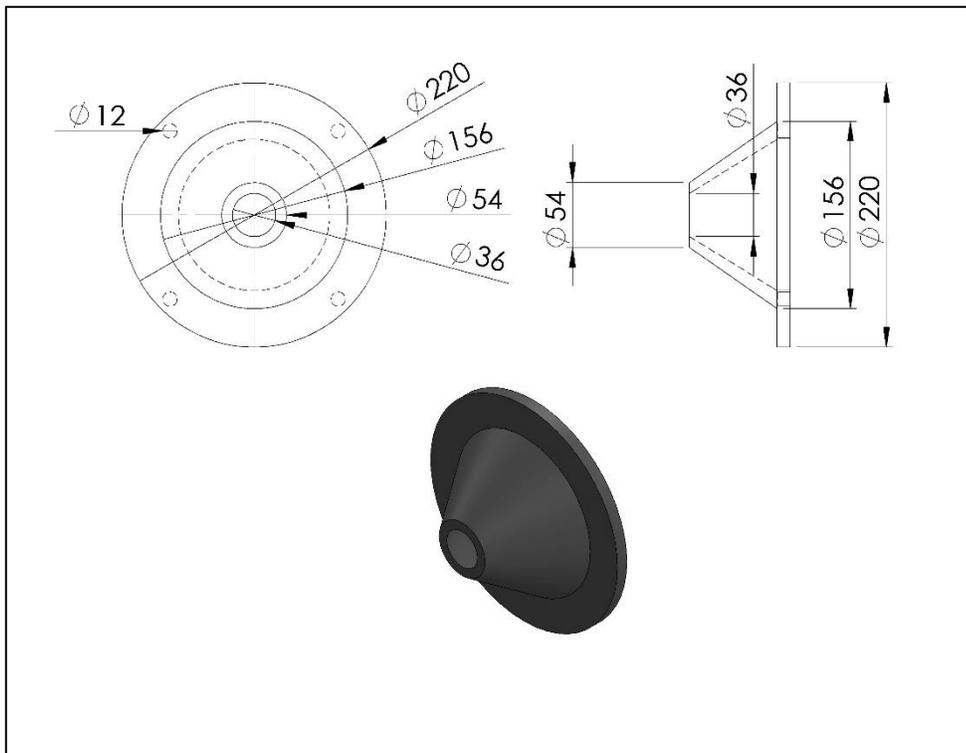
Apéndice B.3. Base de la turbina Pelton.



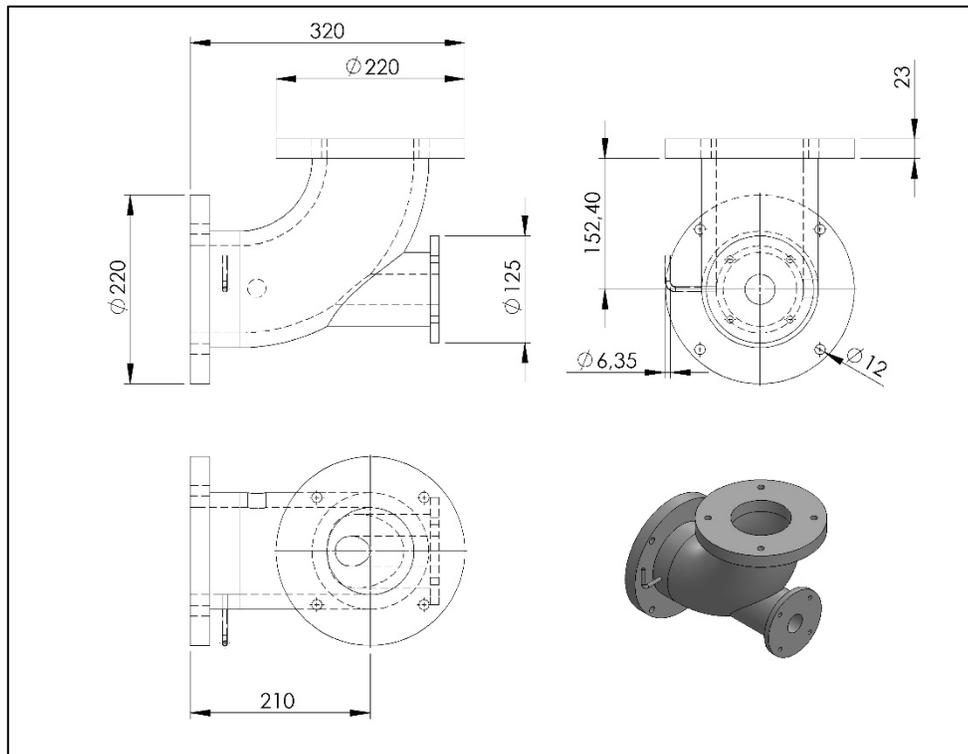
Apéndice B.4. Carcasa de la turbina Pelton.



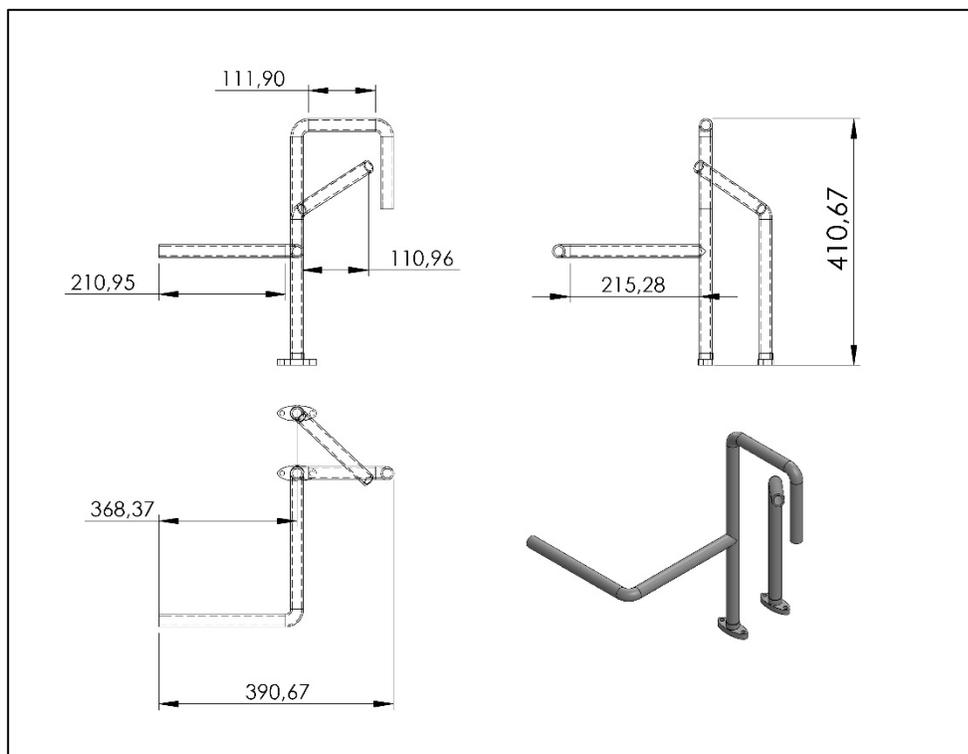
Apéndice B.5. Válvula de aguja del inyector.



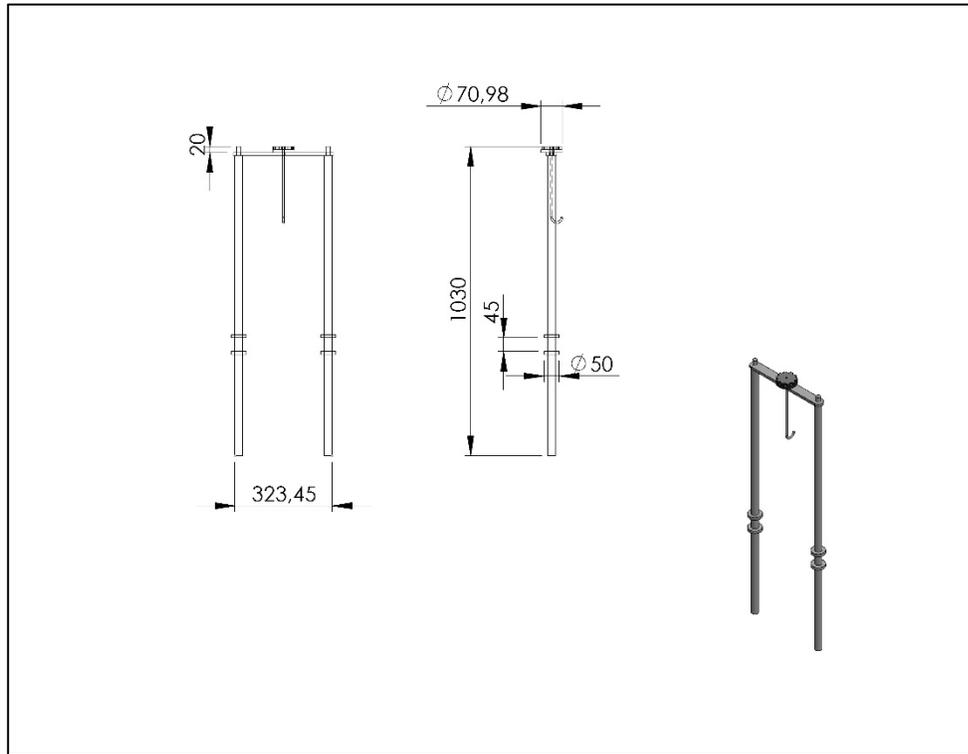
Apéndice B.6. Tobera del inyector.



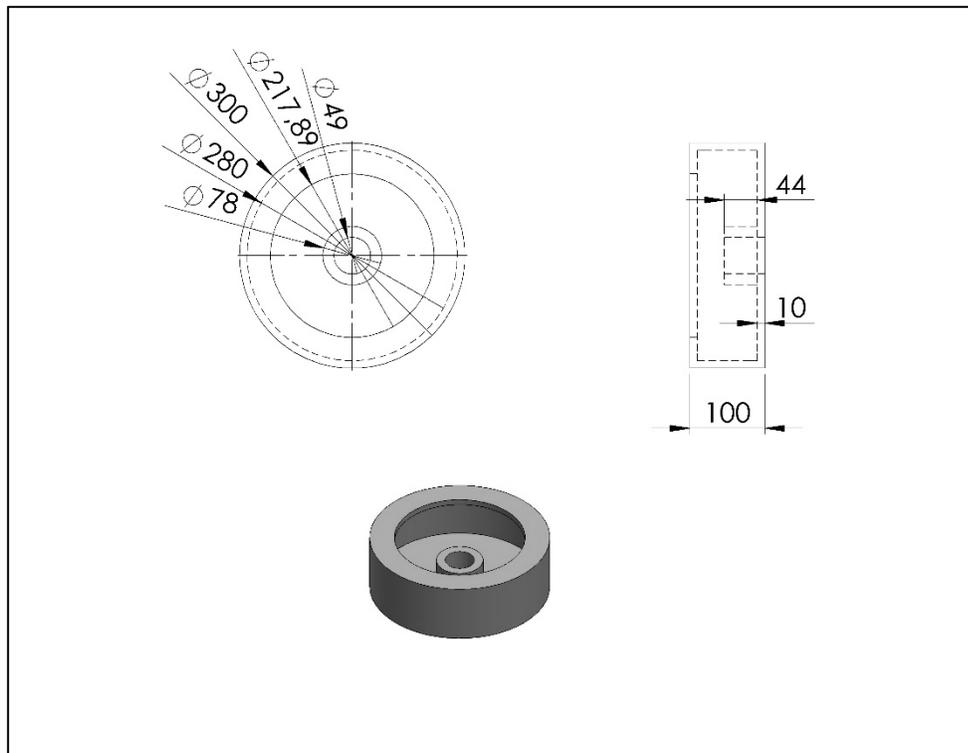
Apéndice B.7. Codo de entrada.



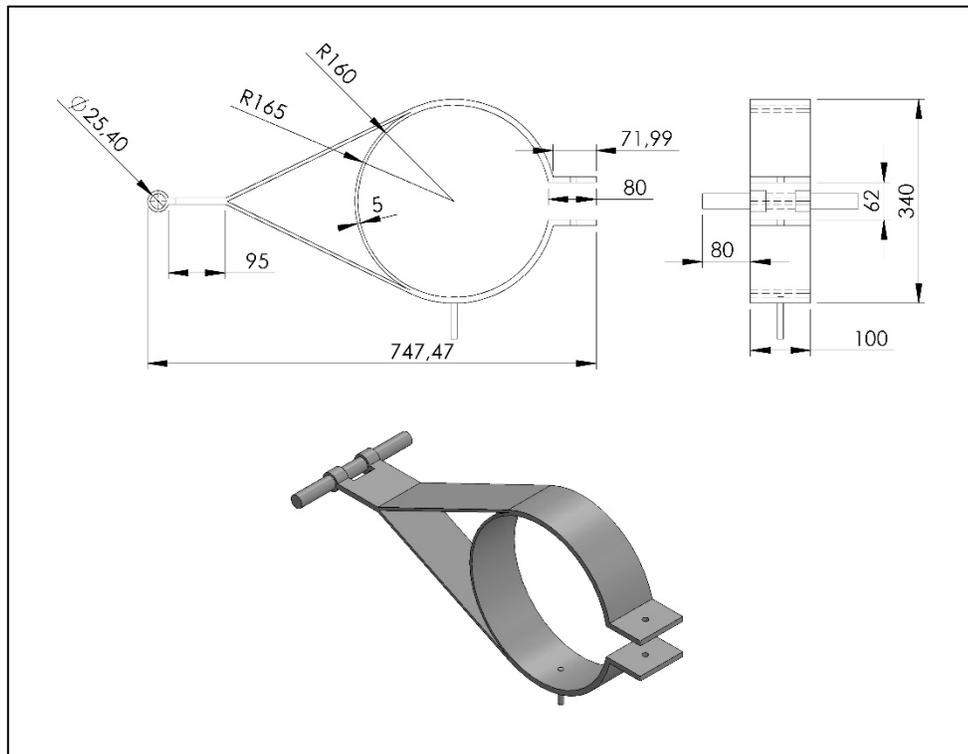
Apéndice B.8. Tubos de refrigeración del freno Prony.



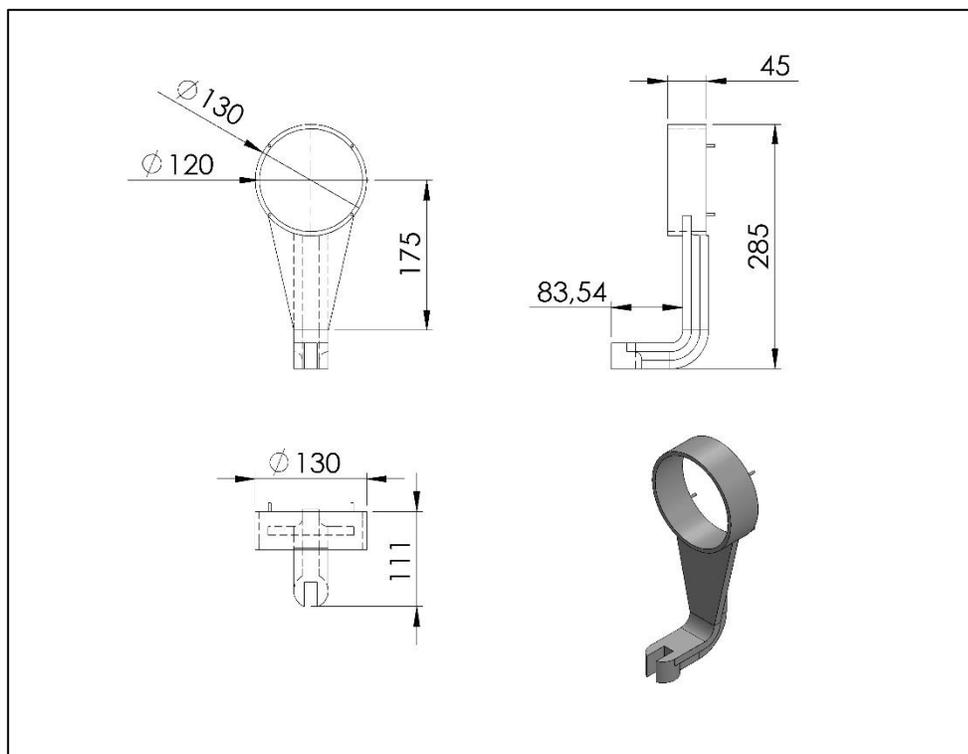
Apéndice B.9. Soporte de dinamómetro.



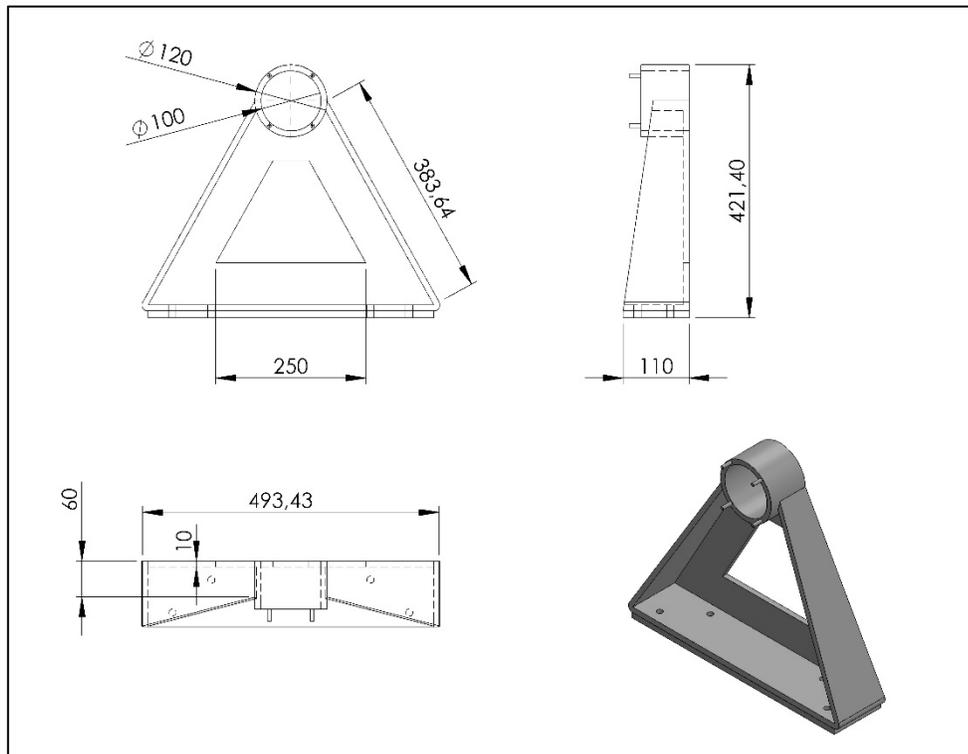
Apéndice B.10. Tambor de freno Prony.



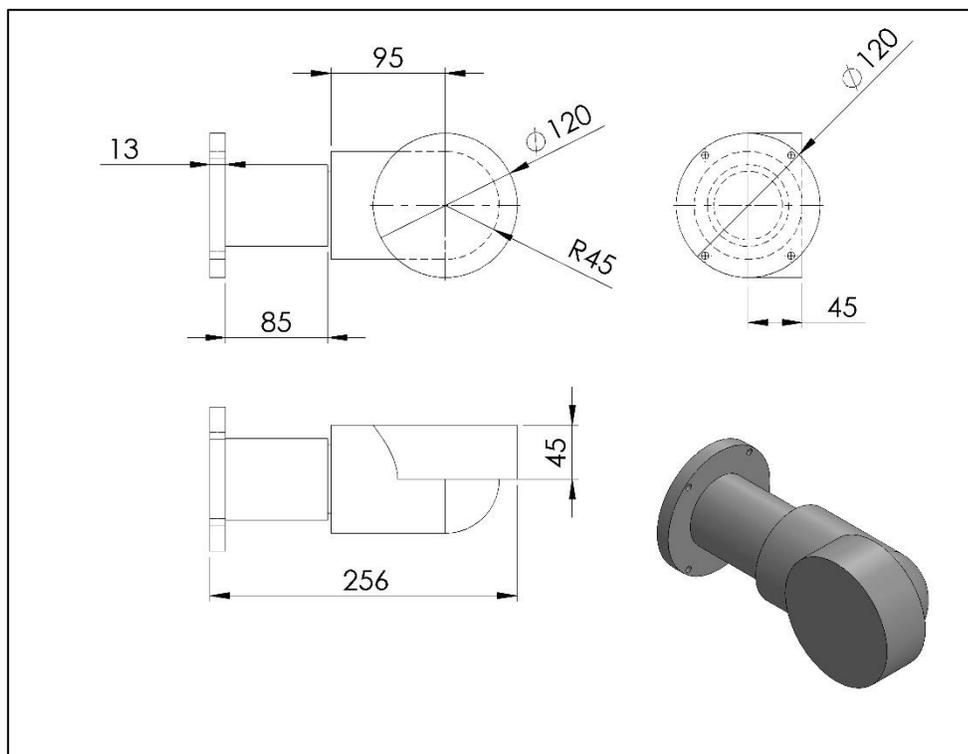
Apéndice B.11. Abrazadera de zapatas freno Prony.



Apéndice B.12. Chumacera soporte del freno Prony.



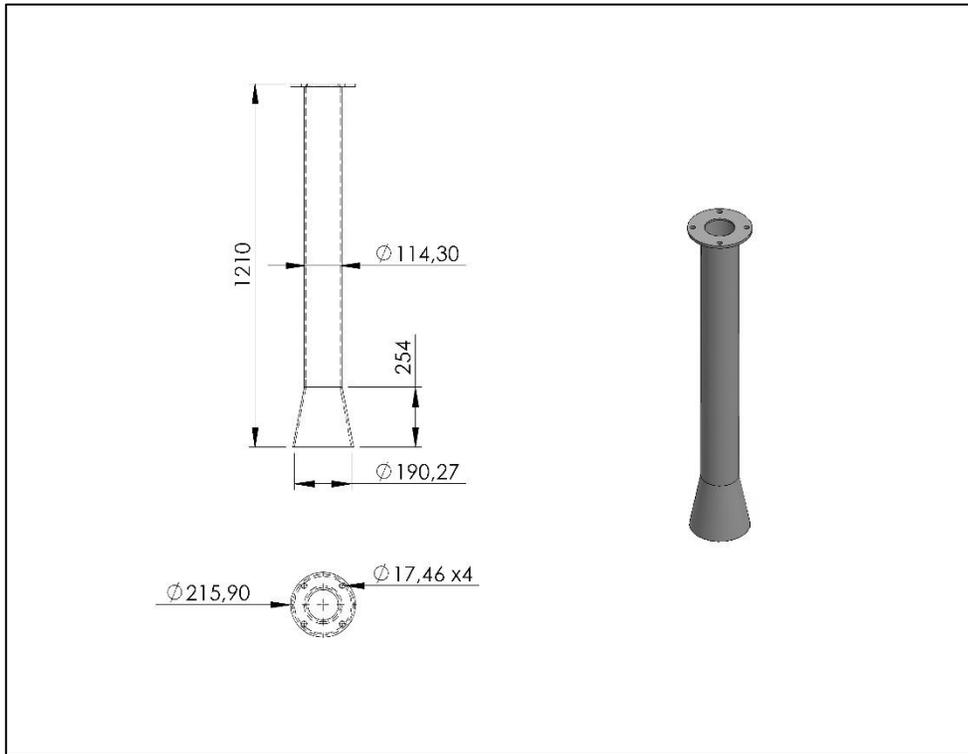
Apéndice B.13. Chumacera trasera.



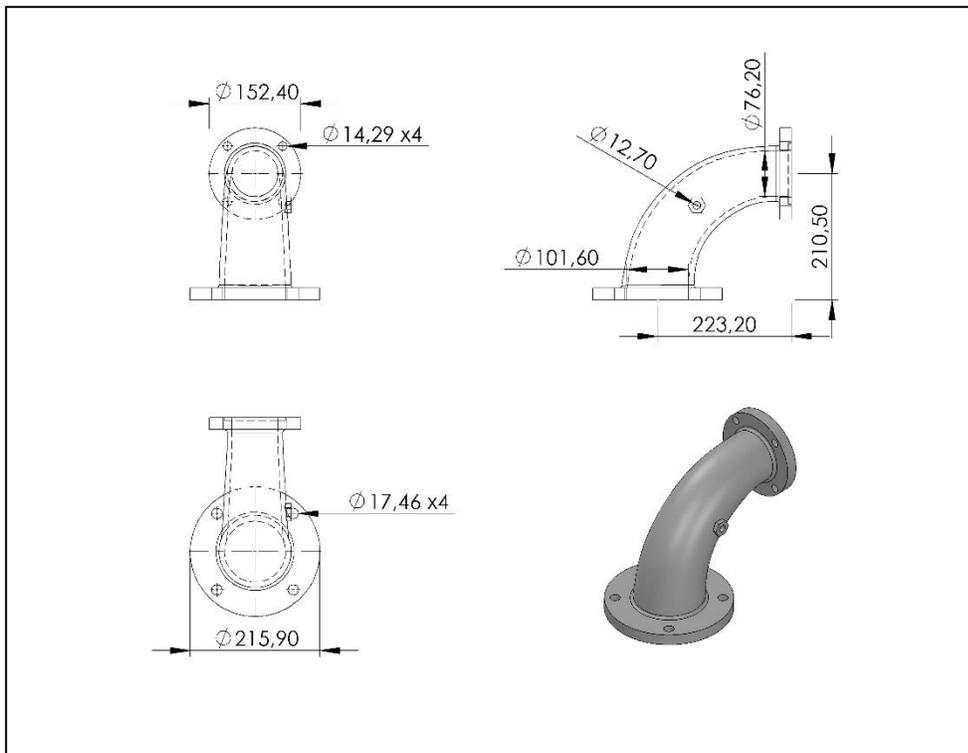
Apéndice B.14. Tacómetro.

APÉNDICE C

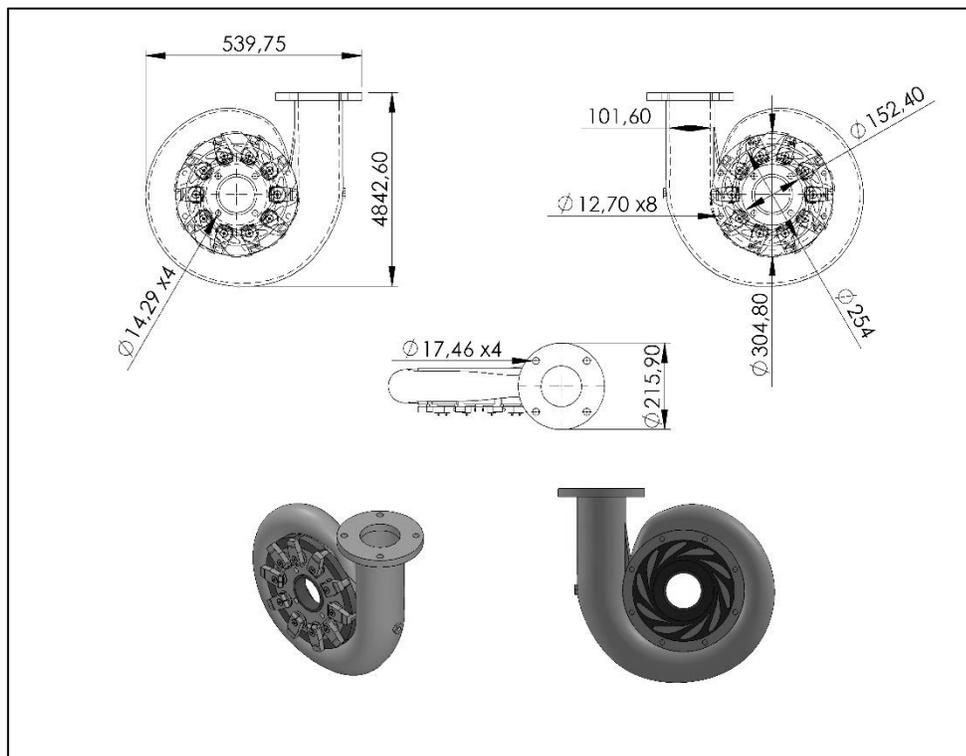
(Representación de componentes de la
turbina Francis del sistema de turbina
Francis y turbina Pelton del
Laboratorio de Hidráulica, Universidad
de Carabobo)



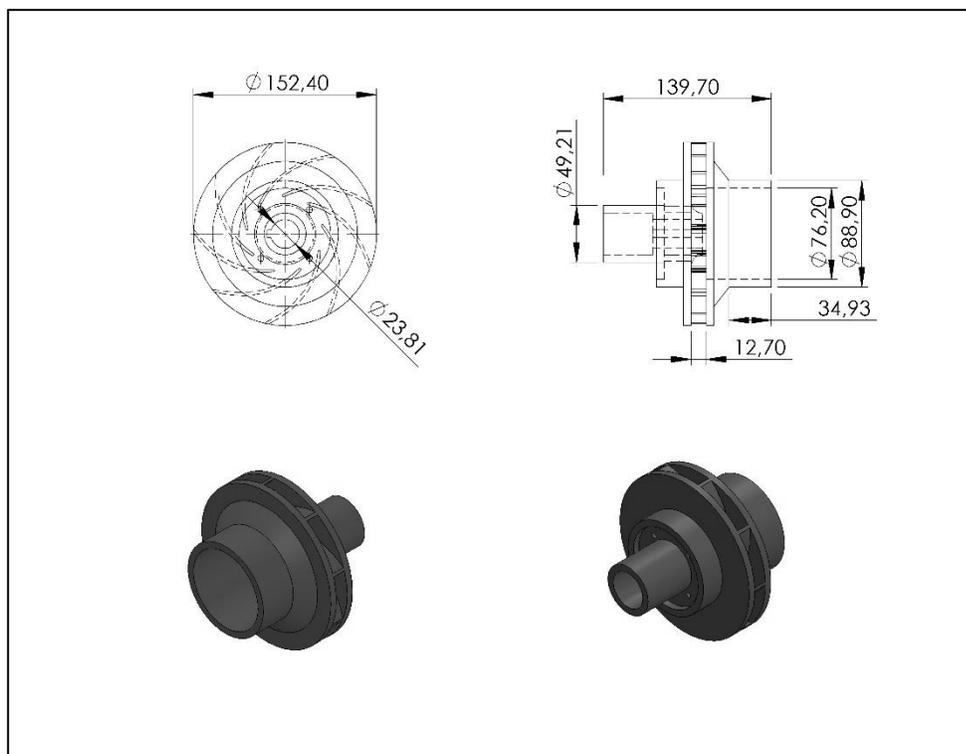
Apéndice C.1. Tubo de aspiración.



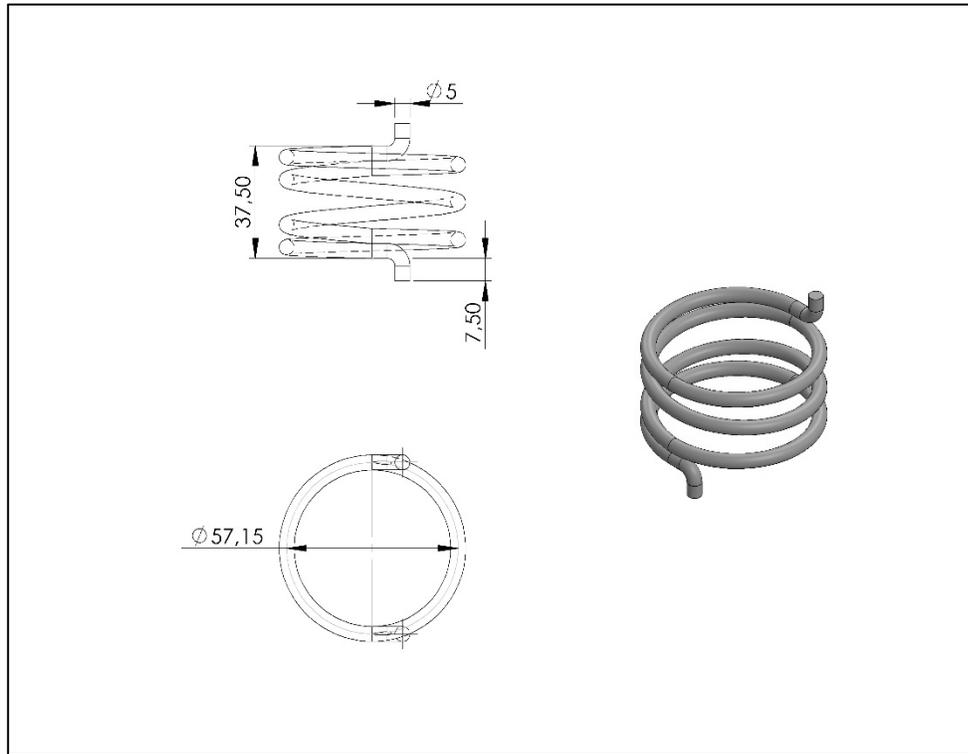
Apéndice C.2. Codo de aspiración.



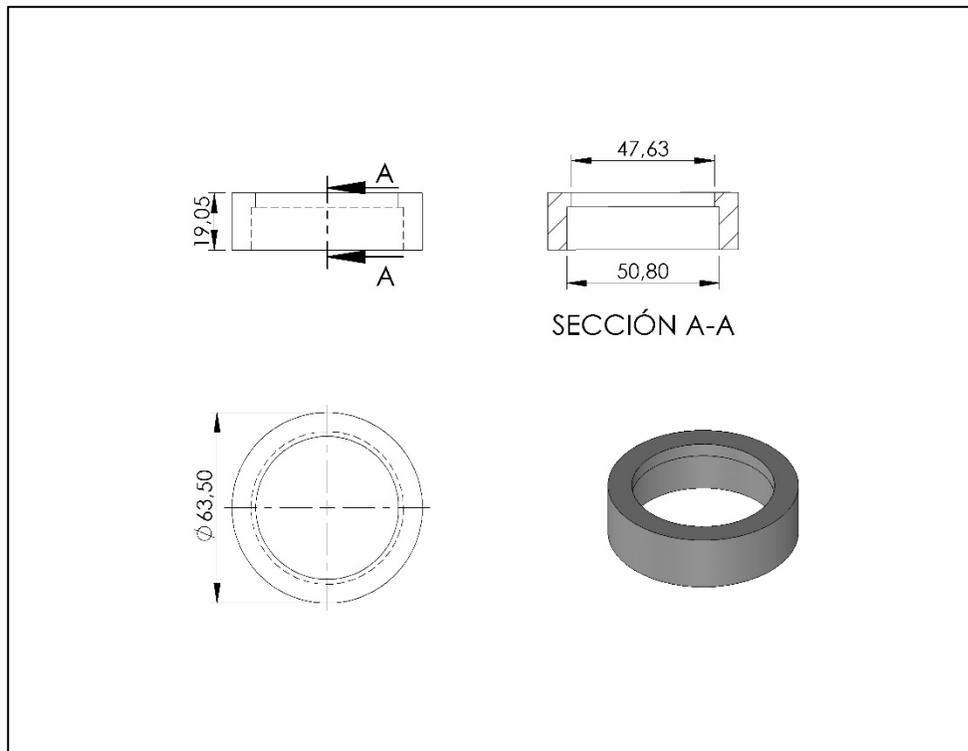
Apéndice C.3. Caja espiral.



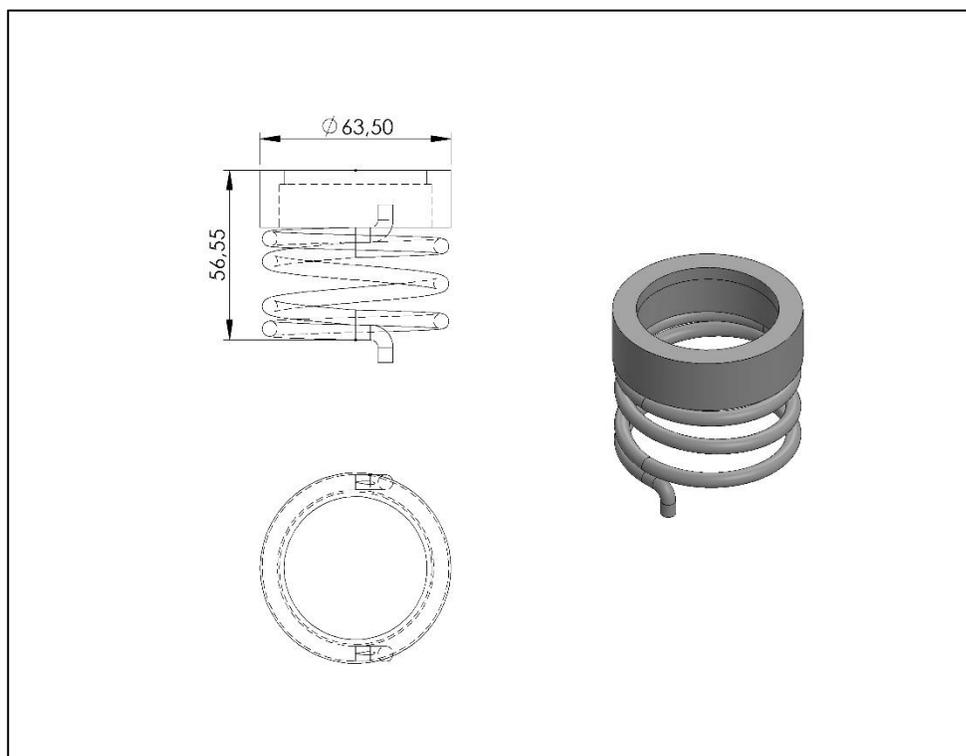
Apéndice C.4. Rodete.



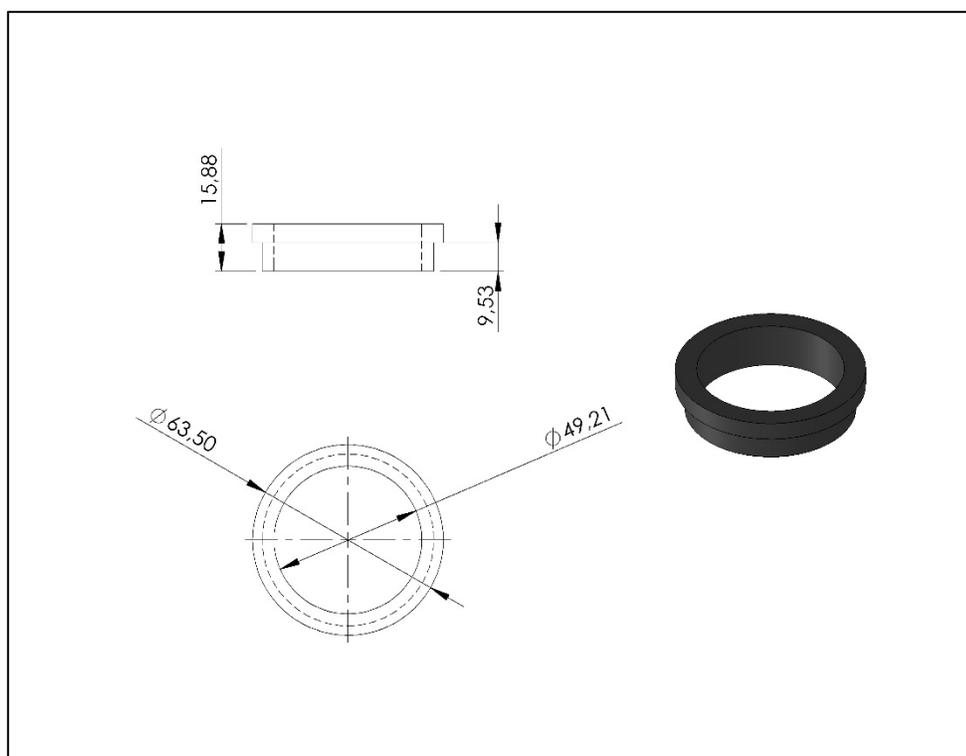
Apéndice C.5. Resorte sello mecánico.



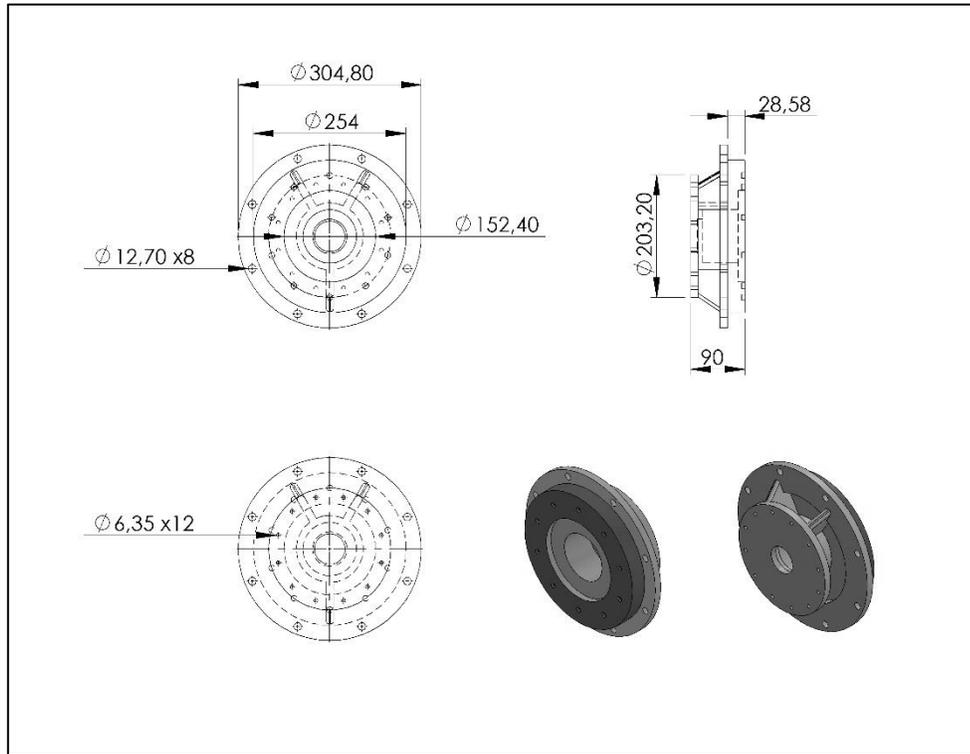
Apéndice C.6. Sello rotativo metálico.



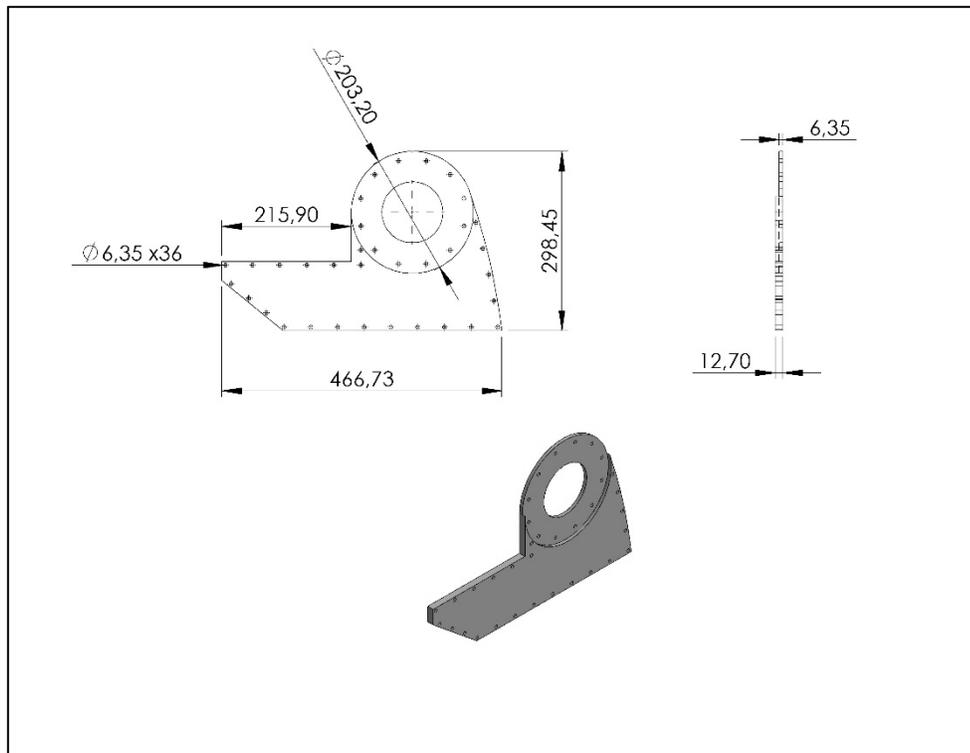
Apéndice C.7. Ensemble sello rotativo.



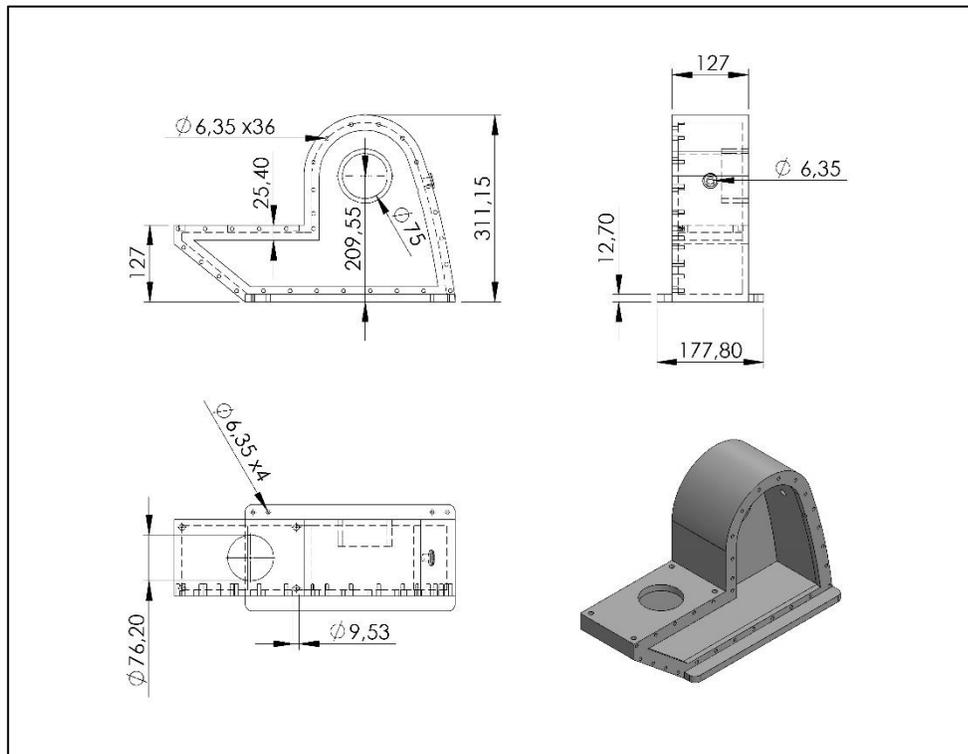
Apéndice C.8. Sello mecánico estacionario al carbono.



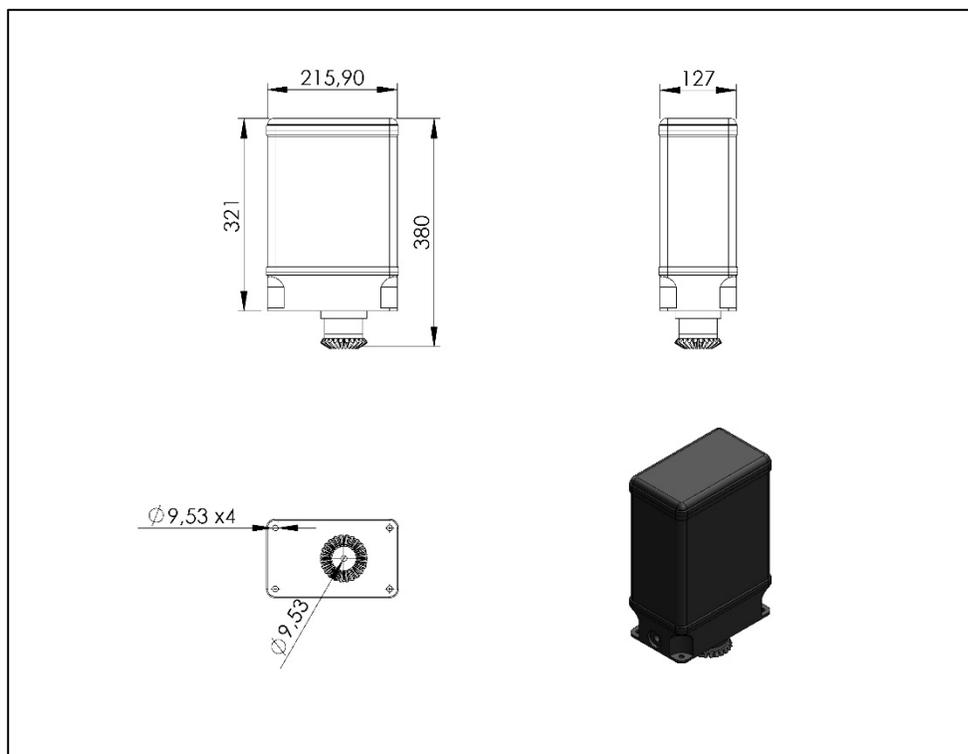
Apéndice C.9. Plato o carcasa trasera.



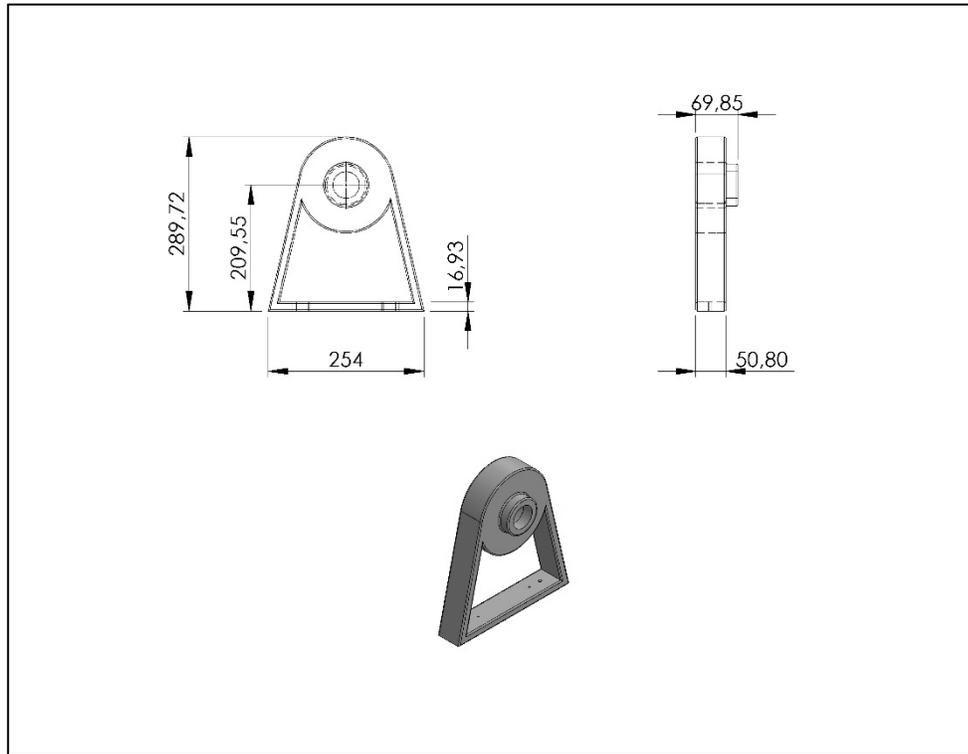
Apéndice C.10. Tapa de la caja de engranes.



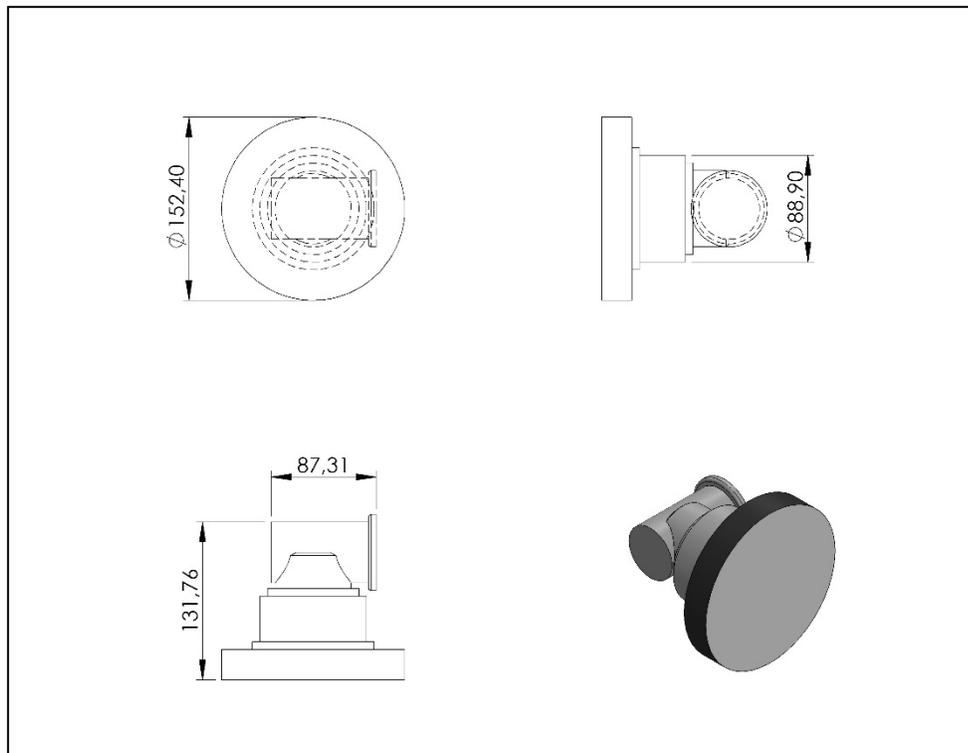
Apéndice C.11. Caja de engranes.



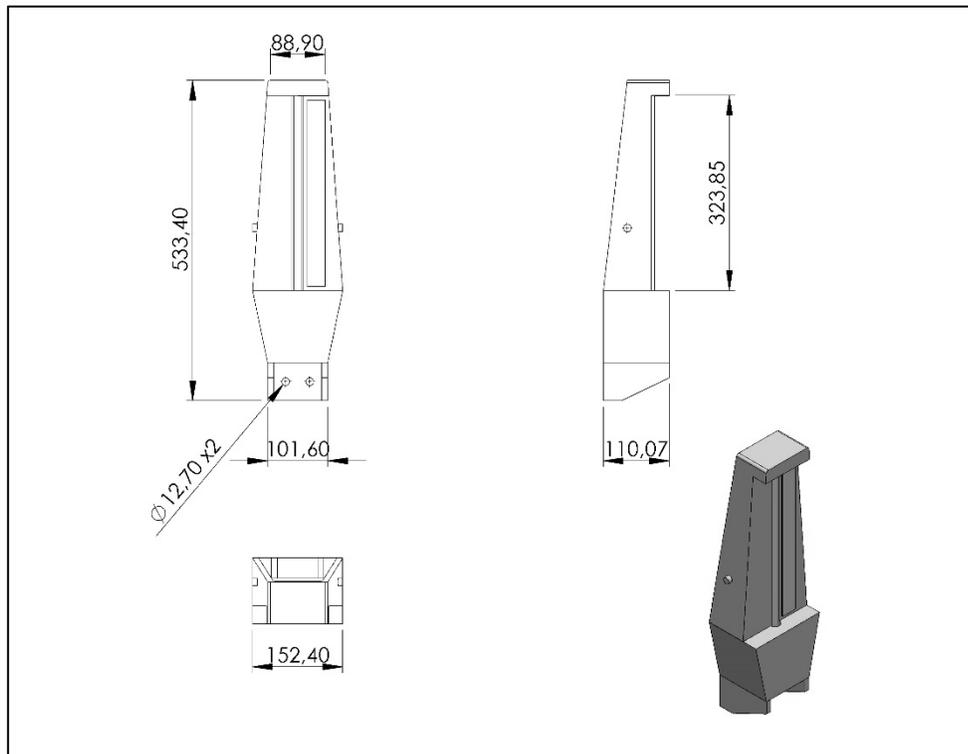
Apéndice C.12. Gobernador hidráulico.



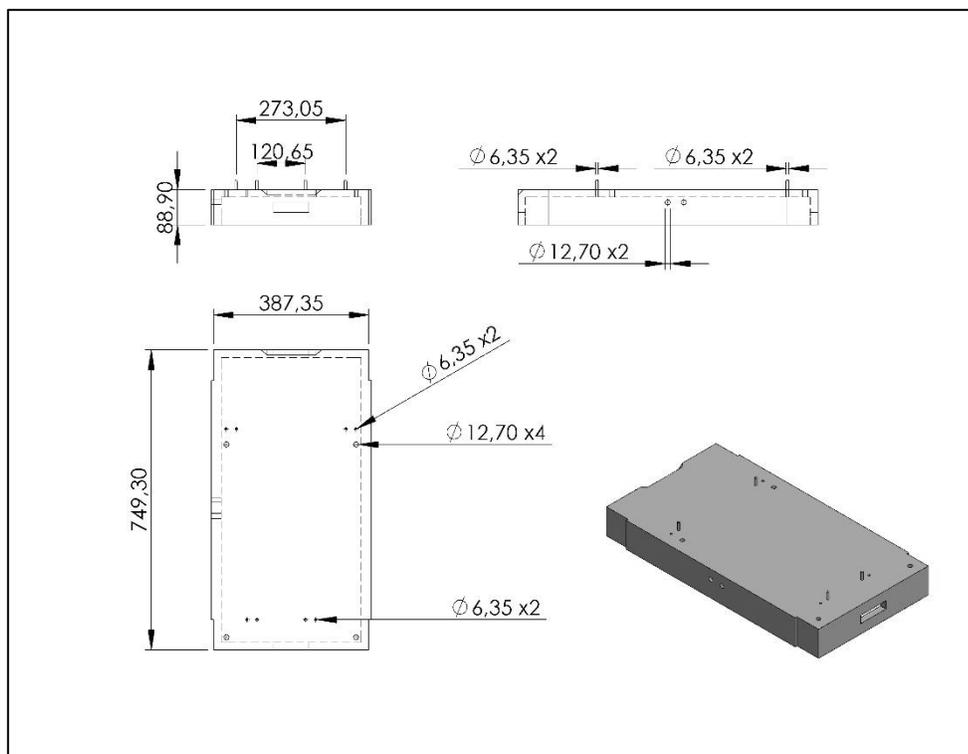
Apéndice C.13. Chumacera trasera.



Apéndice C.14. Tacómetro.



Apéndice C.15. Dinamómetro analógico.



Apéndice C.16. Base de la turbina.

APÉNDICE D

(Compendio de fotografías vinculadas a los hallazgos citados en la Tabla 4.12 sobre el sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo)

Apéndice D.1. Compendio de fotografías vinculadas a los hallazgos citados en la Tabla 4.12 sobre el sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Subsist.	Comp.	Hallazgo	Fotografía
Almacenamiento del agua.	Tanque	Paredes del tanque corroídas.	
	Medidor de Nivel de agua	Oclusión del tubo visor	
Distribución de caudal.	Válvulas de compuerta (VC)	Obstrucción en la carrera de la compuerta.	

Apéndice D.1. Compendio de fotografías vinculadas a los hallazgos citados en la Tabla 4.12 sobre el sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (continuación).

Subsist.	Comp.	Hallazgo	Fotografía
Distribución de caudal	Bomba centrífuga de distribución	Alto consumo eléctrico.	
		Cables de suministro a la bomba derretidos.	
		Breaker defectuoso.	

Apéndice D.1. Compendio de fotografías vinculadas a los hallazgos citados en la Tabla 4.12 sobre el sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (continuación).

Subsist.	Comp.	Hallazgo	Fotografía
Distribución de caudal	Manifold	Fractura en uno de los manguitos de unión.	
	Piezómetro	Mal funcionamiento de las válvulas selectoras.	
	Placas orificio	Ausencia de mangueras, conectores de espiga y abrazaderas.	

Apéndice D.1. Compendio de fotografías vinculadas a los hallazgos citados en la Tabla 4.12 sobre el sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (continuación).

Subsist.	Comp.	Hallazgo	Fotografía
Turbina Pelton.	Chumacera trasera	Ruido al girar por roce metal-metal.	
	Manómetro	Mal funcionamiento	
	Visor Acrílico	Deterioro del material de la empaquetadura.	

Apéndice D.1. Compendio de fotografías vinculadas a los hallazgos citados en la Tabla 4.12 sobre el sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (continuación).

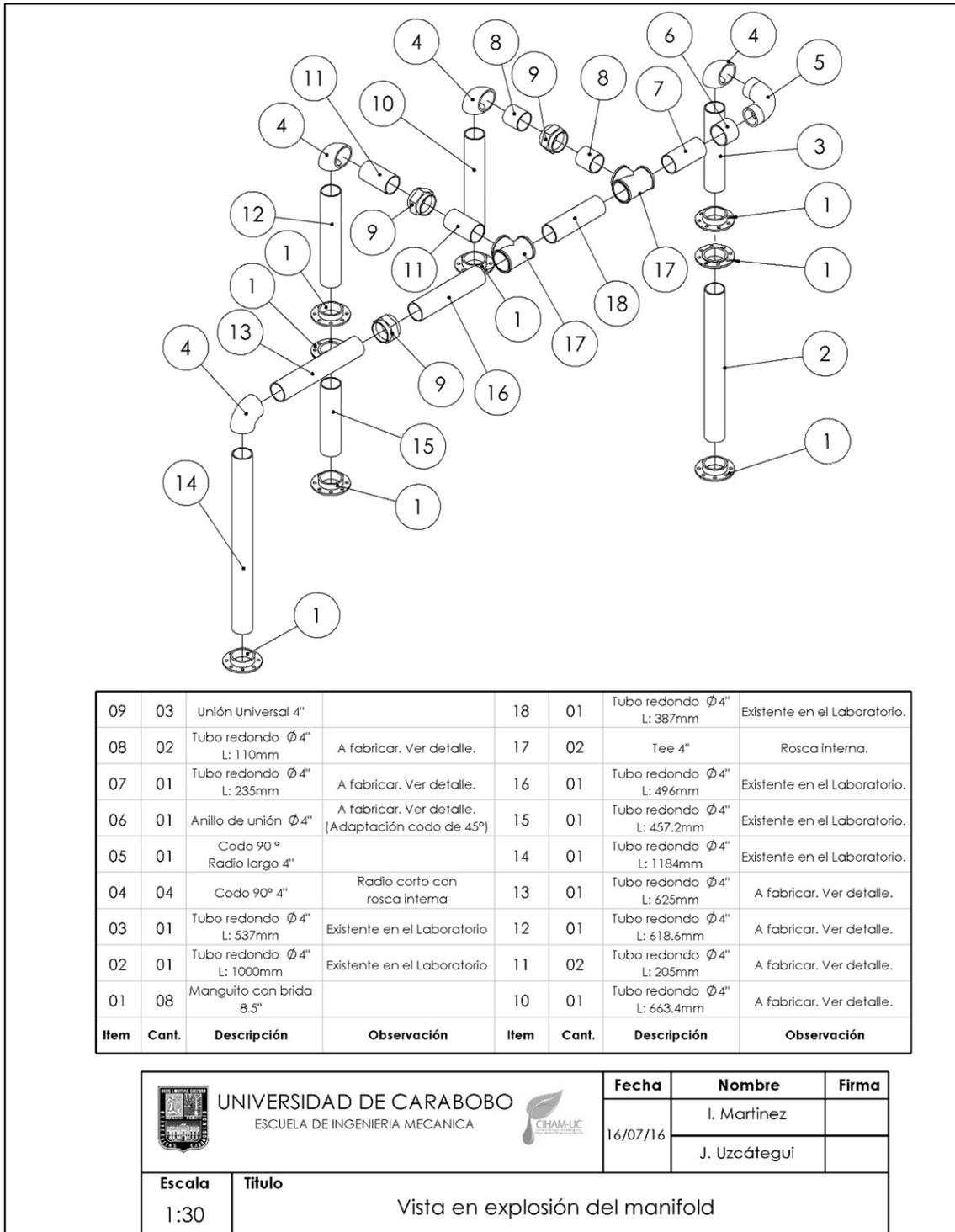
Subsist.	Comp.	Hallazgo	Fotografía
Turbina Francis	Sello mecánico	Sello mecánico estacionario fracturado.	
		Incrustaciones en la superficie de contacto del sello mecánico rotativo.	
	Impulsor	Rozamiento del impulsor con el anillo de desgaste de la caja espiral.	

Apéndice D.1. Compendio de fotografías vinculadas a los hallazgos citados en la Tabla 4.12 sobre el sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (continuación).

Subsist.	Comp.	Hallazgo	Fotografía
Turbina Francis	Dinamómetro	Mal funcionamiento del dinamómetro.	
	Panel de control	Breaker del panel de control defectuoso.	
		Voltímetro y amperímetro defectuosos.	

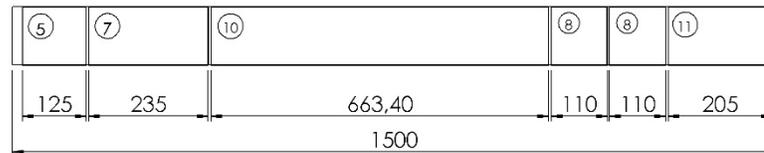
APÉNDICE E

(Despiece y vista de detalle para la
fabricación del manifold en acero
galvanizado)

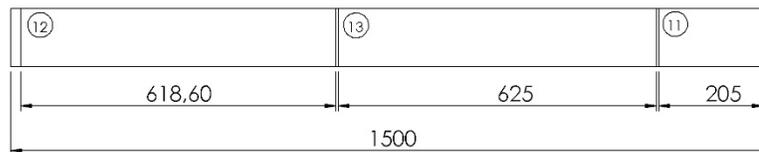


Apéndice E.1. Vista en explosión del manifold del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

Detalle del Item Nro. 5, 7, 8, 10 y 11.
 Tubo redondo $\varnothing 4"$ L:1500mm aprox.
 Ambos extremos de cada tramo deben de tener 30mm de rosca
Cantidad: 1 Pza (Nro. 8 2 Pza)



Detalle del Item Nro. 11, 12 y 13.
 Tubo redondo $\varnothing 4"$ L:1500mm aprox.
 Ambos extremos de cada tramo deben de tener 30mm de rosca
Cantidad: 1 Pza

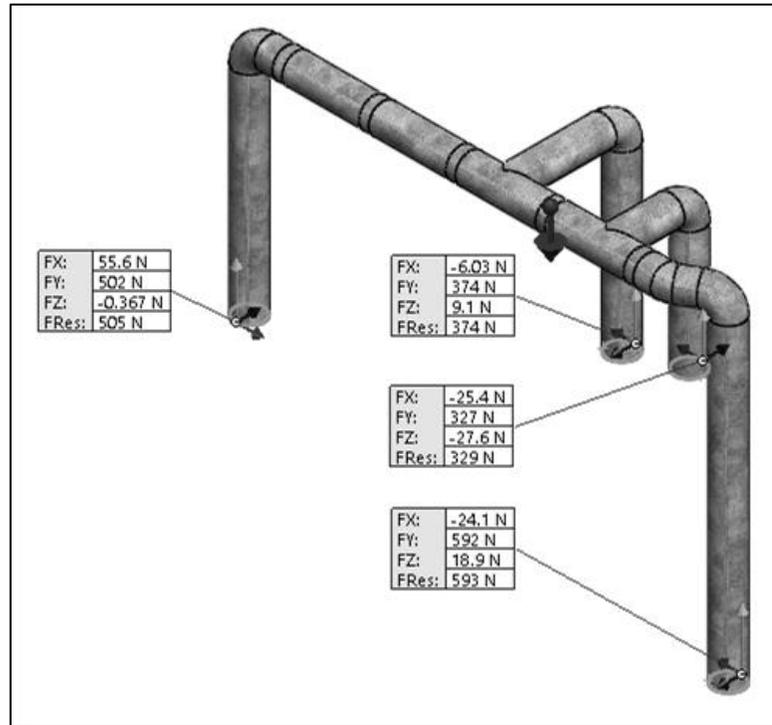


 UNIVERSIDAD DE CARABOBO ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		Fecha	Nombre	Firma
		16/07/16	I. Martinez	
Escala	Titulo	Detalle de piezas a fabricar		

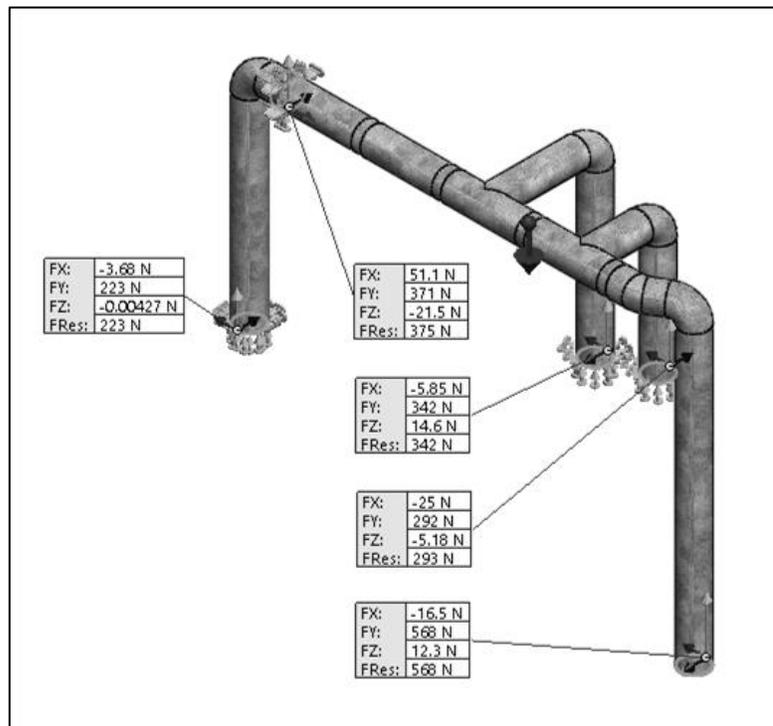
Apéndice E.2. Plano de detalle de piezas a fabricar para el manifold en acero galvanizado del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

APÉNDICE F

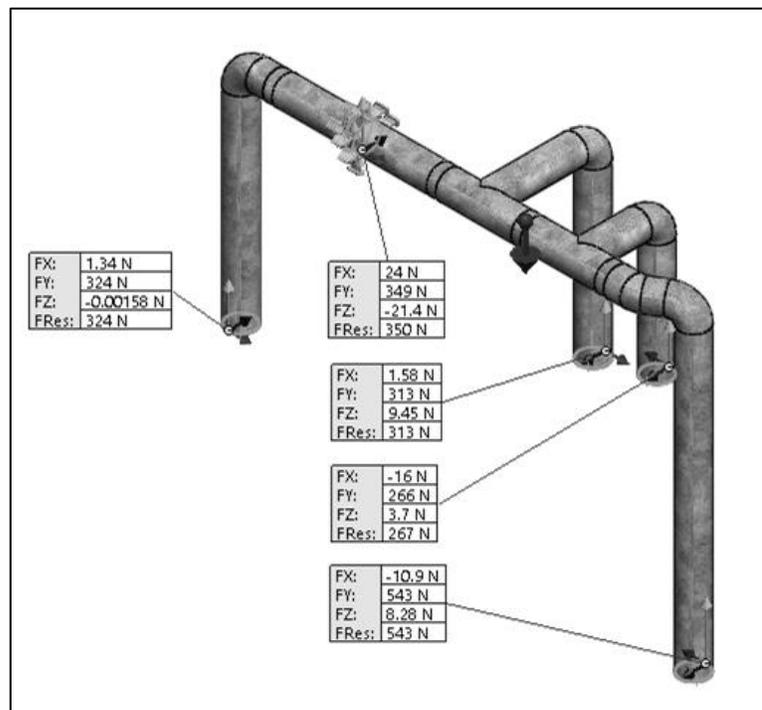
(Estudios estáticos realizados al manifold de acero galvanizado para distribución de caudal del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo)



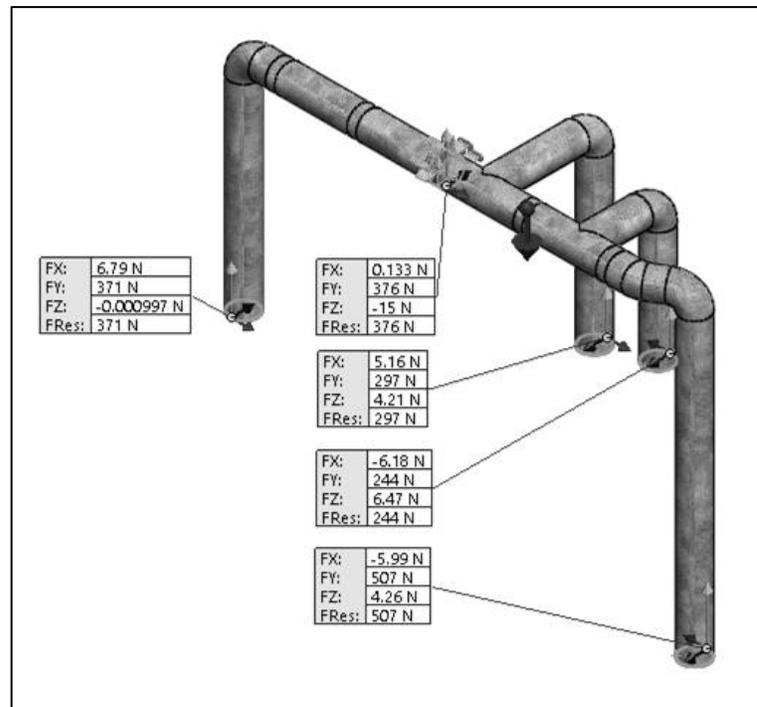
Apéndice F.1. Estudio estático del manifold del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo sin apoyo estructural.



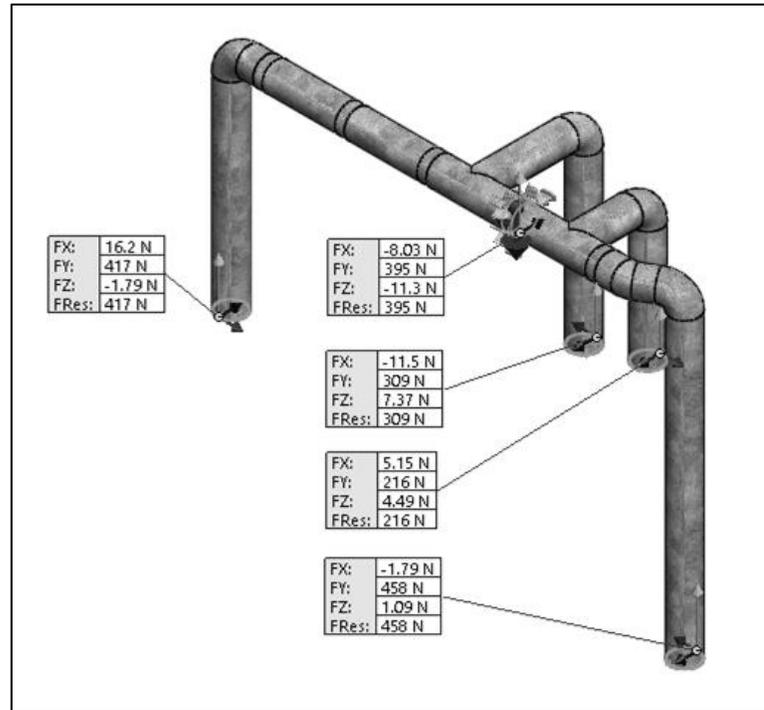
Apéndice F.2. Estudio estático del manifold del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo con apoyo estructural ubicado “Izquierda Pelton-Alivio”.



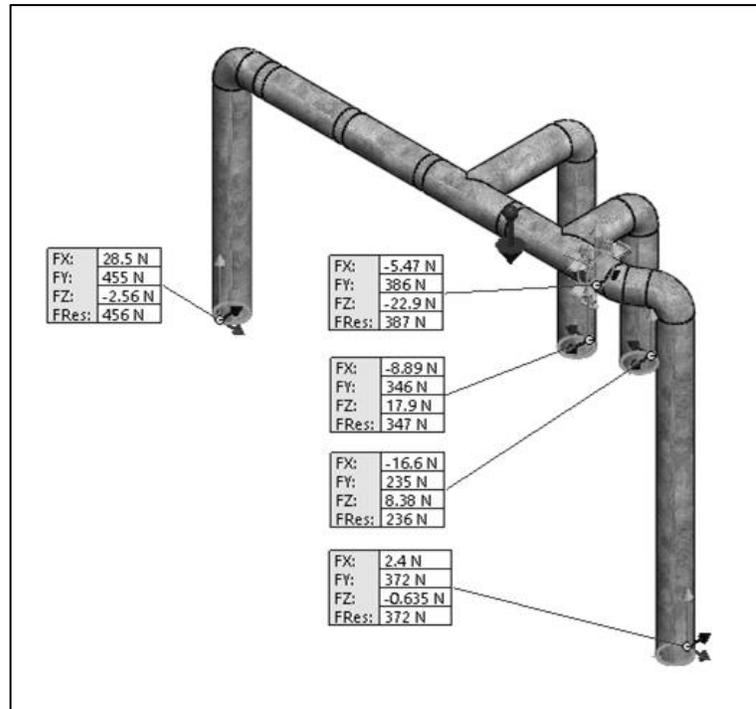
Apéndice F.3. Estudio estático del manifold del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo con apoyo estructural ubicado “Medio Pelton-Alivio”.



Apéndice F.4. Estudio estático del manifold del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo con apoyo estructural ubicado “Derecha Pelton-Alivio”.



Apéndice F.5. Estudio estático del manifold del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo con apoyo estructural ubicado “Medio Francis-Alivio”.



Apéndice F.6. Estudio estático del manifold del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo con apoyo estructural “Entre T. Francis y Bomba”.

APÉNDICE G

(Aporte total en labores de
rehabilitación del sistema de turbina
Francis y turbina Pelton del
Laboratorio de Hidráulica, Universidad
de Carabobo)

Apéndice G.1. Aporte total en labores de rehabilitación del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo.

EQUIPOS			
Cantidad	Descripción	Costo (Bs)	Estimado Actual (Bs)
1	Bomba de Agua. Motor 15 Hp 220/440V. 700 GPM. Serial 122.113	306651,2	2922934
1	Motor 30 Hp 3F. 220/440V 1800 RPM	191359,8	2016000
1	Bomba de Agua. Motor 15 Hp 220/440V. 230/460 GPM. Serial 130.822	167748	560000
	SUBTOTAL DE EQUIPO	665759	5498934
MATERIALES Y SUMINISTROS			
Cantidad	Descripción	Costo (Bs)	Estimado Actual (Bs)
3	Breaker HQC 3 X 50 AMP 240 VAC	6031,2	55077,96
3	Breaker HQC 3 X 70 AMP 240 VAC	7392	65788,8
2	Caja para chasis NLAB de 12 circuitos sin principal para embutir	31917,76	206752
100	Cable THW # 4	26500,32	245280
1	Pinza amperimétrica 400 AC/600 VAC/ DC CAT PA 400	3199,997	12318,88
4	Tubo PVC 1 1/2 x 3 metros	575,9936	12844,16
4	Curva PVC 1 1/2	410,8608	5770,24
20	Abrazaderas 1 1/2	302,848	11200
12	Tubo PVC 1 1/2 x 3 metros	1727,981	38532,48
12	Curva PVC 1 1/2	1232,582	17310,72
3	Teipe cobra 3/4 x 18 metros	520,8	2016
4	Sócate plafón de porcelana 4"	320,0064	3270,4
4	Cajetín Octogonal	560	2688
5	Breaker para embutir 1x20	1999,984	15680
1	Juego de llaves con tubo visor	8527,366	78400
5	Tubo PVC 3/4" x 3 metros	412,776	7644
4	Tubo PVC 3/4" x 3 metros	330,2208	6115,2
20	Adaptador Terminal PVC 3/4"	378,56	2912
10	Anillo PVC 3/4"	112	1136,8
30	Abrazadera 3/4"	129,696	3360
20	Curvas PVC 3/4	729,792	5089,952
20	Conector PVC 3/4"	495,936	2172,8
10	Rollo de teipe cobra	4564,672	6720
10	Condulet tipo LB de 1 1/2"	10402,45	28000

Apéndice G.1. Aporte total en labores de rehabilitación del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (*continuación*).

MATERIALES Y SUMINISTROS			
Cantidad	Descripción	Costo (Bs)	Estimado Actual (Bs)
10	Tubo PVC 1"	1614,704	14560
20	Conector PVC 1"	771,68	3584
1	Breaker 2X30 AMP 120/240V	2088,968	14330,4
3	Teipe 3M 33	7785,12	20832
10	Toma 2P	1708	9520
10	Tapa para Toma Doble Beige 270	120,4	2800
10	Cajetín EMT 2 x 4 x 3/4	392	3584
6	Interruptor doble beige	1411,2	3964,8
20	Tubo Fluorescente T12 40W	7235,2	37632
10	Balasto Eléctrico 2 x 40 120V	6720	32480
1	Empaquetadura de 1/2" (kilogramo)	7840	154560
2	Vacuómetro. Rango 0 a 30 PSI	1008	56000
1	Caja de Fondo PT25-5070 10" x 20" x 28" ven electric	11081,28	16800
2	Interruptor Vimar 1P 10 AX	148,9824	7840
2	Tubo agua fría 3/4" x 6 metros	580,0032	3024
5	Tee agua fría 3/4"	100,016	1282,4
5	Codo Agua fría 3/4"	75,04	812
6	Válvula de Bola Compacta Agua Fría 3/4"	420	7022,4
10	Unión Agua Fría 3/4 "	134,4	16766,4
6	Unión Universal Agua Fría 3/4"	192,0576	10059,84
6	Adaptador hembra Agua Fría 3/4"	90,048	1831,939
2	Soldadura Uniteca Alta Presión 1/4	1522,013	19040
1	Brocha 1/2"	34,2048	594,72
10	Pintura Esmalte Gris Claro	7929,6	219408
4	Buje Soldado agua fría de 3/4"	37,9456	434,56
6	Adaptador Macho Agua Fría 3/4"	85,4112	1831,939
8	Pintura colonial blanco	4853,363	72190,72
2	Ramplug Plástico Azul 5/16	401,2288	1556,8
2	Brocha 3"	335,776	6697,6
1	Manguera nivel 1/2" (rollo 100 m)	4115,205	21280
2	Conexión para tanque	219,9904	2240
2	Ramplug verde 1/4 Emp (100 piezas)	700	2688
50	Tornillo A/R 8 x 1	350	952
50	Abrazadera 3/8"	1999,76	12264

Apéndice G.1. Aporte total en labores de rehabilitación del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (*continuación*).

MATERIALES Y SUMINISTROS			
Cantidad	Descripción	Costo (Bs)	Estimado Actual (Bs)
3	Manovacuómetro dial 1 1/2 x 1/4", -30 a +30 PSI con glicerina	9408	84000
4	Manómetros 0-15 PSI	8064	53760
2	Spray Limpia Contacto	2195,2	7840
300	Cable THW 12	10500	144480
2	Breaker 100 amp	47488	257600
20	Abrazaderas 1"	151,424	2016
2	kilogramo de electrodo 6013 1/8"	2688	5936
2	Cepillo de Alambre de Madera	1232	3584
2	Brocha 4"	1456	5167,68
2	Broca 1/4 - 6.5	2979,2	3360
50	Mascarilla Antipolvo Desechable	532	8400
11	Tubo Agua Fría Pavco 2"	14673,98	19120,64
8	Codo 2" x 90 Agua Fría	1039,987	35840
8	Anillo 2" Agua Fría	759,9872	21683,2
4	Adaptador Macho 2"	320,0064	4928
4	Fondo de Herrería Gris	4399,987	41735,68
3	Unión Universal 2" A/F	1544,995	11592
6	Cajetín Metálico Rectangular 2 x 4 x 3/4	311,0688	1680
100	Cable 4 90°C 600 V	8685,6	61600
6	Conector burndy bimetálico KSU-25 #2 al 10	4511,069	23856
2	Conector burndy bimetálico KSU-25 #2 al 10	1503,69	7952
8	Teipe 3M scotch	20608	62711,04
20	Abrazadera 1"	151,424	2016
15	Tubo PVC 3/4" x 3 metros	1238,328	22932
4	Tubo PVC 1" x 3 metros	418,5664	5824
6	Curva PVC Conduit 1" x 90	239,9712	2153,29
40	Abrazaderas EMT 3/4"	172,928	4480
20	Abrazaderas 1"	151,424	2016
10	Interruptor doble BTICINO	954,576	7840
4	Spray Limpia Contacto	5199,981	15680
1	Tablero NAB 412 Emp	32414,65	100800
2	Rueda TW giratoria 10"	2389,99	39200

Apéndice G.1. Aporte total en labores de rehabilitación del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo (*continuación*).

MATERIALES Y SUMINISTROS			
Cantidad	Descripción	Costo (Bs)	Estimado Actual (Bs)
2	Rueda TW fija 10"	3360	67200
4	Rueda Nylon 2"	1459,987	26880
1	Rodamiento tipo bola RHP	30732,8	58240
12	Alimentador TED FI	13440	13440
12	Terminal I 125	5376	5376
12	Tornillos Galv. 1/4 x 1	201,6	201,6
12	Arandelas Plana 1/4	215,04	215,04
12	Arandelas Plana 1/4	215,04	215,04
12	Tuercas Hexagonal	376,32	376,32
24	Tornillos de 3/16 x 3/4	887,04	887,04
2	Brida Slip on 3" 150 LBS	5824	67200
1	Condulet tipo LB de 1 1/2"	2589,832	2800
	<u>SUBTOTAL MATERIALES</u>	435939,1	2931359
SERVICIOS			
		Costo (BS)	Estimado Actual (BS)
1	Apertura de cilindro y original	1680	1680
1	Fabricación de sello al carbono según muestra	6720	6720
	<u>SUBTOTAL SERVICIOS</u>	8400	8400

ANEXOS

ANEXO A

(Diagrama de Moody)

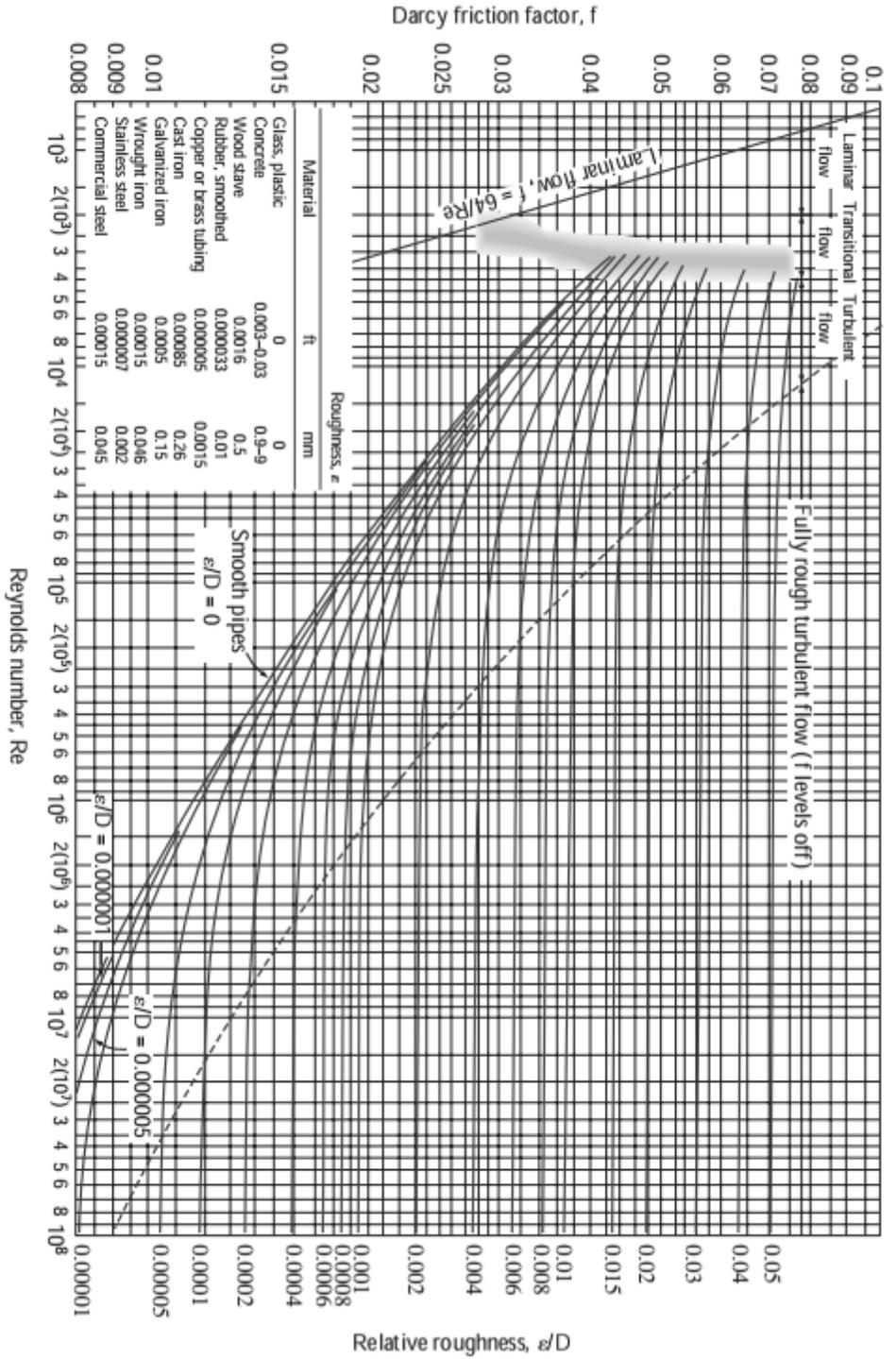
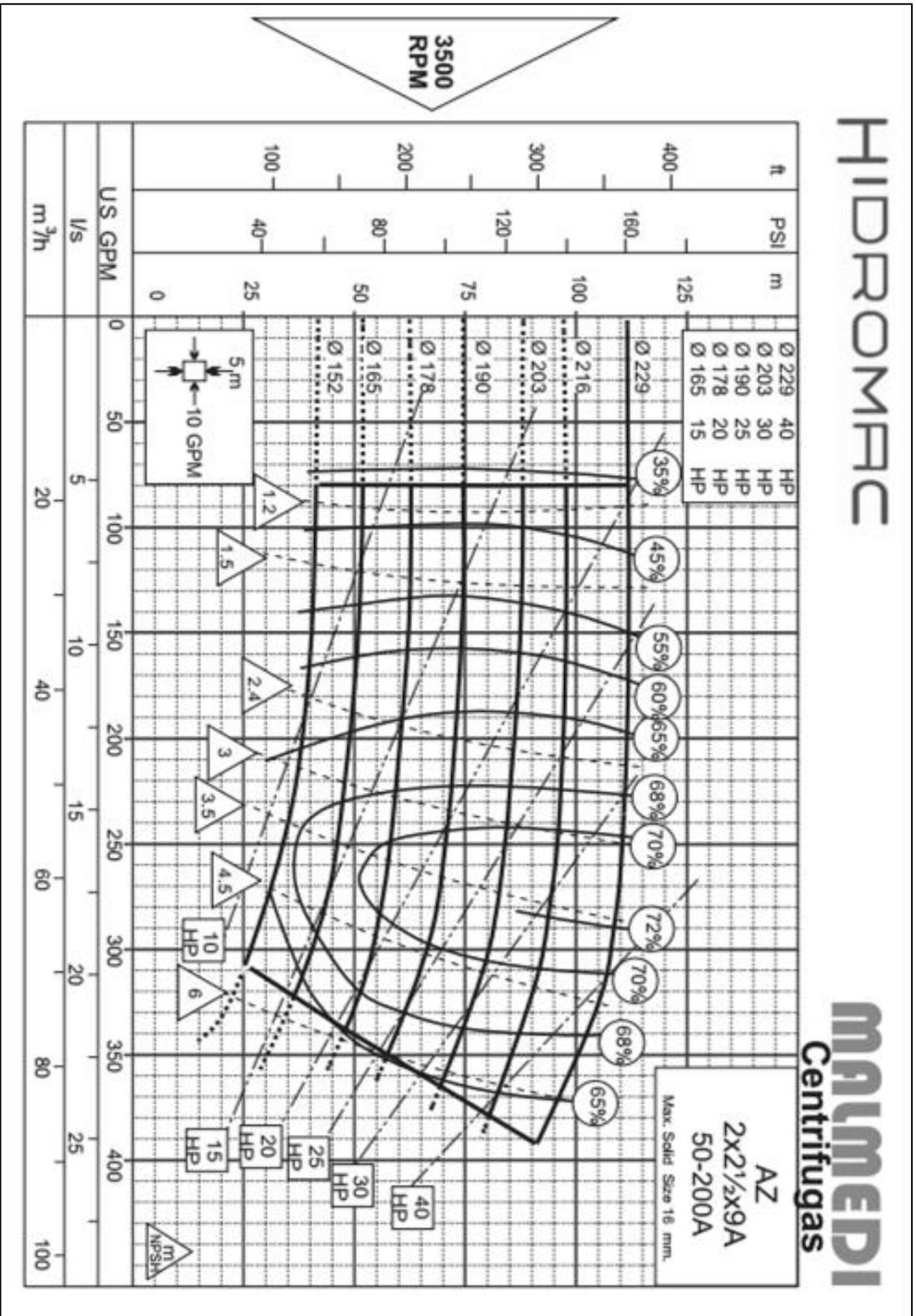


FIGURE A-12

The Moody chart for the friction factor for fully developed flow in circular pipes for use in the head loss relation $h_L = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$. Friction factors in the turbulent flow are evaluated from the Colebrook equation $\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right)$.

ANEXO B

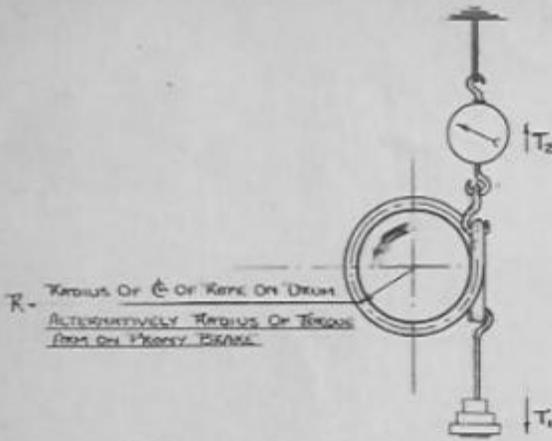
(Curvas de operación de la bomba centrífuga del sistema de distribución del sistema de turbina Francis y turbina Pelton del Laboratorio de Hidráulica, Universidad de Carabobo)



ANEXO C

(Datos de operación de la turbina
Francis del Laboratorio de Hidráulica,
Universidad de Carabobo por GILKES
en 1963)

FIG 21



$$\text{B.H.P.} = \frac{(T_1 - T_2) 2\pi RN}{33,000}$$

FOOT LBS PER MINUTE

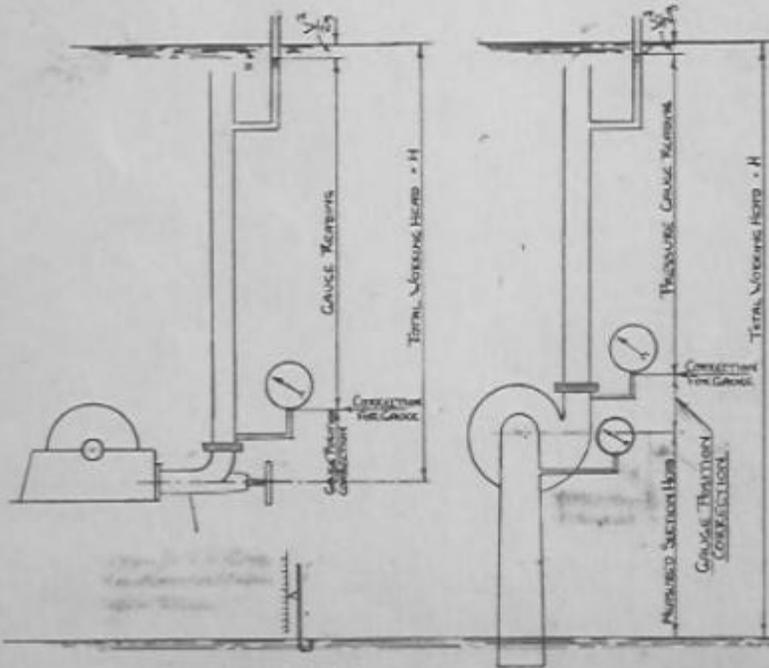
T₁ & T₂ IN LBS
 R IN FEET
 N IN REVS PER MINUTE

$$\text{METRIC H.P.} = \frac{(T_1 - T_2) 2\pi RN}{75}$$

KILOGRAM METRES PER SEC

T₁ & T₂ IN KILOGRAMS
 R IN METRES
 N IN REVS PER SECOND

$$\text{EFFICIENCY} = \frac{\text{BRAKE H.P.}}{\text{WATER H.P.}}$$



$$\text{WATER H.P.} = \frac{WH}{33,000}$$

FOOT LBS PER MIN

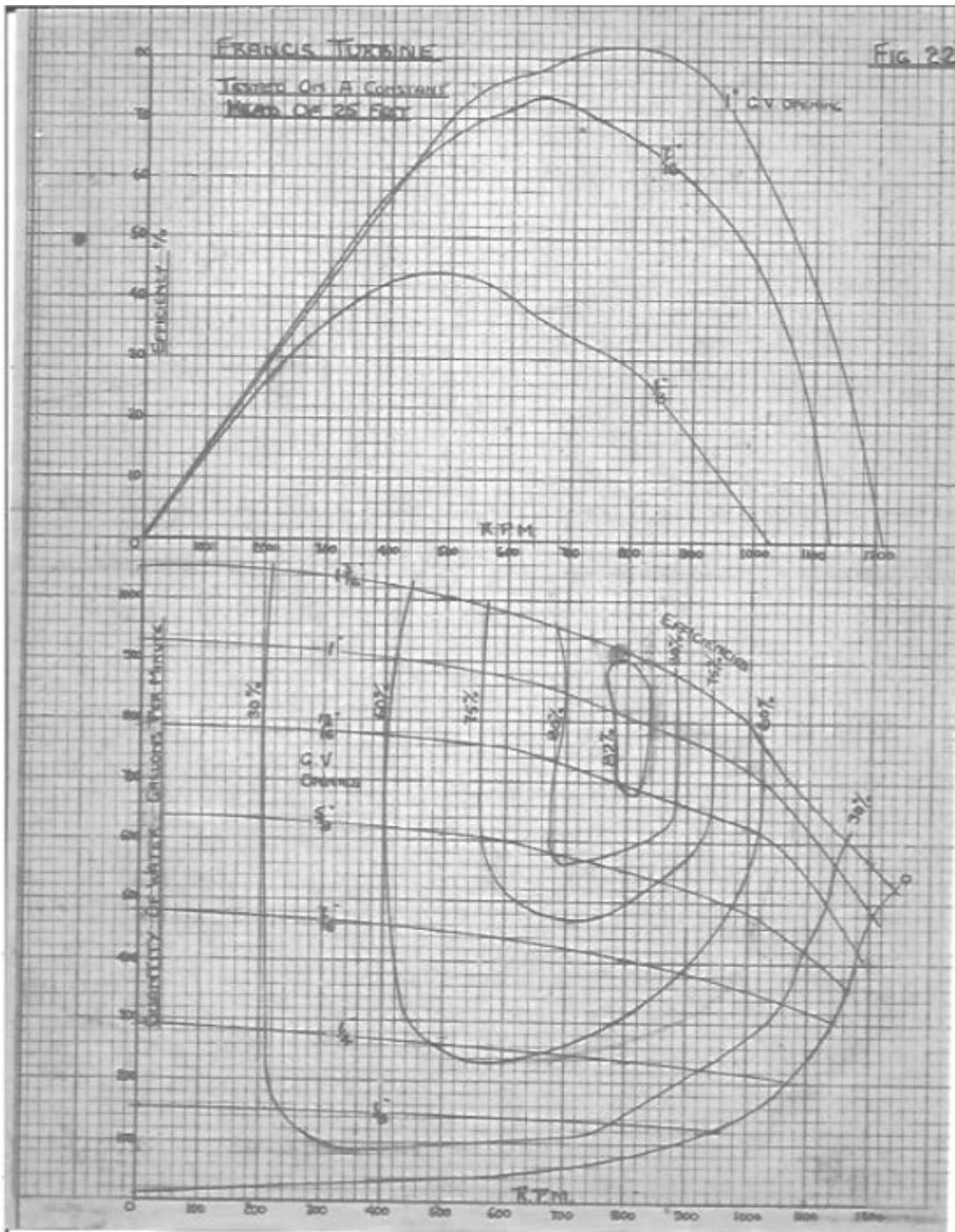
W = FLOW IN LBS OF WATER PER MINUTE
 H = TOTAL HEAD IN FEET

$$\text{METRIC WATER H.P.} = \frac{WH}{75}$$

KILOGRAM METRES PER SEC

W = FLOW OF WATER IN KILOGRAMS PER SEC
 H = TOTAL HEAD IN METRES

FLOW OVER WEIR CALCULATOR
 FEET HEAD GAUGE TAPPING



GILBERT GILKES & GORDON LTD
INSTRUCTIONAL WATER TURBINES

PROCEDURE FOR TESTING
 and

RECORDING AND ANALYSIS OF RESULTS



INTRODUCTION:

Two types of water turbines are in general use, the Impulse or free jet turbine (Pelton and Turgo) and the Reaction turbine (Francis and Kaplan), which makes direct use of water pressure on the runner.

All turbines derive their power from the controlled transference of water from a high level to a low level and the water power is a function of the product of the weight of water used in a period of time and the height of fall which the turbine effectively utilises.

The power output, for experimental purposes, is conveniently measured by means of a brake on the shaft and comparison of this output with the water power used represents the efficiency of the turbine.

PRELIMINARY WORK :

The turbine should be run for half an hour before testing to warm up the bearings. If it is necessary to adjust a gland so that there is slight leakage to lubricate the packing, this should be done when starting up so that it will have bedded down before any readings are taken.

The following work can be done during this time:

1. Make correction curves for:-
 - (a) Tachometer
 - (b) Pressure Gauge
 - (c) Vacuum Gauge (if used)
 - (d) Spring balance, including zero correction for weight of the arm in the case of a prony brake or the weight hook for a rope brake.

over the ranges to be used during the tests.

Instructional Water
Turbines. Procedure
for Testing, cont'd.

2.

2. Check the zero of the weir or venturi tube.
3. Determine the bore of pipe at points where gauges are connected.
4. Measure the radius arm of the brake. This is measured from the shaft centre line and for a rope brake is the distance to the centre of the rope, whilst for a prony brake it is the distance to the point of application of the weights.
5. Measure the height from shaft or jet centre line to the pressure gauge. If a vacuum gauge is also used the measurement is to the point where the connecting pipe is attached to the draft tube. During tests, pressure gauge pipes must be full of water and vacuum gauge pipes contain only air and slackening the gauges for a moment whilst running will affect these conditions.
6. Adjust and measure the brake cooling water supply, for which allowance may be made when calculating the flow of water through the turbine.
7. Test sheets as fig.20 should be prepared.

TESTING:

The head should be maintained as nearly constant as possible during the tests by adjusting the delivery valve of the pump, or if a D.C. motor or dynamometer is fitted to the pump, by varying the speed. 5% above or below normal head are reasonable limits.

Vibration of pressure sometimes occurs when a turbine is supplied directly from a centrifugal pump. Improvement can be obtained by fitting a by-pass valve and pipe before the pump delivery valve or installing an air vessel.

The necessity for accuracy in readings must be emphasised and it is worth while to work out results and plot them as the test proceeds so that any doubtful readings can be retaken. Furthermore, it is preferable to have a few reliable results than numerous less precise readings.

Instructional Water
Turbines. Procedure
for Testing, Cont'd.

3.

Flow measurement forms a subject in itself and it is assumed that students are familiar with calculations for flow over 90° Vee notch weirs, rectangular weirs, including the fully suppressed type, and venturi meters.

IMPULSE TURBINES AND FRANCIS REACTION TURBINES:

It is suggested that for a complete test about six guide vane or spear openings are used and for each setting the turbine is run at a minimum of ten different speeds between runaway and stalled conditions by increasing application of the brake, making a total of approximately 60 results.

Readings for columns 1, 2, 4, (7 or 8), (10 or 11), 14 and 15 of the test sheets are taken at each speed, at a signal preferably given by the student engaged on reading the tachometer column 2. Students recording columns 2 and 14 co-operate to space the readings at reasonable speed increments and effect a steady tachometer reading. A suitable time interval to allow the water level over the weir to settle must be allowed, however, and the student recording column 11 should order a repeat test if the water level is still fluctuating. In the case of Francis turbines, direct suction head measurement (column 7) is preferable to gauge reading (column 8).

Correction for columns 3, 5, 8 (if used), and 16 are made and column 6 calculated as the test proceeds. The total head (column 9) is summed as shown in fig. 21 and the flow of water calculated from the usual formulæ applying to the type of water measurement in use. The water horsepowers are directly calculated from these results.

The brake loading (column 17) is obtained by subtracting column 16 from column 14 and this, together with column 3 and the radius arm of the brake, enables the brake horsepower (column 18) to be calculated. The efficiency (column 24) is now calculated and this will still apply to the corrected results in columns 19 - 23 inclusive.

In applying the corrections for uniform head (which figure will be repeated down column 20).

Speed N. varies as	\sqrt{H}
Quantity of Water varies as	\sqrt{H}
W.H.P. varies as	$H^{3/2}$
Brake H.P. varies as	$H^{3/2}$

Instructional Water
Turbines. Procedure
for Testing, cont'd.

4.

Two graphs are now prepared showing efficiency and quantity of water plotted against speed. Fig. 22 illustrates typical Francis turbine curves but a complete efficiency speed graph would contain at least six curves.

By reading along a constant efficiency line of the latter graph, it is possible to read off the speeds at which this efficiency occurs for the different settings and plotting these on the quantity/B.H.P. graph gives an iso-efficiency curve. By repeating the procedure for various efficiencies a full set of these curves can be made from which the ideal operating conditions for the turbine can be obtained at a glance. For instance, for the turbine on Fig. 22 the maximum efficiency of 82% occurs when running at 800 r.p.m. and consuming 800 gallons per minute of water on 25 ft. head, for which 1" guide vane opening is required and the B.H.P. will be found to be 4.97. It also illustrates the fact that a reaction turbine runs more efficiently at a lower speed on a reduced guide vane opening, a feature which will be found not to apply to impulse machines. The somewhat erratic shape of the iso-efficiency curves near the peak indicates that accuracy of readings is critical in this region.

KAPLAN TURBINES:

Complete tests on this turbine involve considerable time due to both guide vanes and runner vanes being adjustable and it is suggested that a normal test undertaken by students should be sub-divided as follows:-

- 4 settings of runner vanes (e.g. 5° , 15° , 25° and 35°), each requiring
- 4 settings of guide vanes (e.g. $1\frac{1}{8}$ ", $1\frac{1}{2}$ ", $1\frac{7}{8}$ " and $2\frac{1}{4}$ ") each involving
- 8 readings.

making a total of 128 readings. Each set of eight readings should include a point near runaway and another near the stalled condition, but concentration of the remaining points towards the optimum efficiency will give the most useful results. Accuracy is very important in view of the limitations in number of readings.

Test sheets as fig. 20 are used and readings are grouped for each runner vane setting. Heads are corrected as for Francis Turbines, as shown in fig. 21, but the shaft centre line is replaced by the centre line of the spiral casing.

Instructional Water
Turbines. Procedure
for Testing, cont'd

5.

A typical quantity/speed graph is shown in fig.23 and this has been corrected to unity head. The corresponding efficiency/speed graph will be similar to fig.22, and of course, must be corrected to the same head.

On each of four quantity/speed graphs, a line is drawn to indicate the most efficient guide vane setting over the useful speed range. This line is marked XX and shown in thick chain dot on fig.23. From the four curves, thus produced, a single iso-curve can be made to give the complete turbine characteristics.

Fig.24 shows an iso-curve produced as a result of prolonged tests on a Kaplan Instructional Turbine on the works' test plant. Approximately ten times the number of readings suggested above are necessary to produce an accurate graph of this type.

To illustrate the procedure for plotting this curve five points are taken off the line XX in fig. 23, which shows the results for the 25° runner vane setting.

<u>G.V. Opening</u>	<u>R.P.M. on 1 ft.head</u>	<u>G.P.M. on 1 ft. head</u>	<u>Efficiency</u>
2.5"	500	590	78.5%
2.25"	435	515	85%
2"	365	440	87%
1¾"	280	365	84%
1½"	105	250	50%

These points are marked X on fig. 24 to show how a runner vane setting line is produced. After setting out several of these lines for various runner vane settings it is possible to connect up efficiency points of the same value and also produce guide vane setting lines.

FURTHER ANALYSIS OF RESULTS:

The experiments described above should be undertaken in conjunction with suitable lectures or the study of a text book on applied hydraulics, of which many are available.

Instructional Water
Turbines. Procedure
for Testing, Cont'd.

6.

It will be found that several other performance curves can be produced from results already obtained, such as torque and brake horsepower, both plotted on a base of speed. The specific speed of the turbine can be calculated and if Francis turbine runners and guide vanes are measured up the speed and flow ratios can be calculated and the velocity diagrams reproduced.

Inst. No. 55
REC/JHW
8.8.56.

re-typed April '63
KW.

ANEXO D

(Datos de operación de la turbina
Pelton del Laboratorio de Hidráulica,
Universidad de Carabobo en prácticas
de 1966)

UNIVERSIDAD DE CARABOBO
 FACULTAD DE INGENIERIA
 MAQUINAS HIDRAULICAS
 LABORATORIO

GUIA GENERAL PARA ENSAYO DE TURBINA PELTON

OBJETO: Ensayar la turbina bajo diferentes condiciones de operación para:

- a) Comprobar que el caudal manejado (Q) es directamente proporcional a la Altura (H) segun la relación $Q \propto 2gH$.
- b) Obtener las curvas de funcionamiento de la turbina.

PROCEDIMIENTO:

- 1) Fijar el recorrido deseado en el punzón.-
- 2) Asegurarse de que todas las válvulas están cerradas.-
- 3) Arrancar la bomba de alimentación y asegurarse de purgarla.-
- 4) Abrir lentamente (hasta 100%) la válvula de descarga de la bomba.-
- 5) Abrir lentamente la válvula de la turbina segun se requiera.-
- 6) Asegurarse de que no hay ninguna carga en el freno a menos que la misma sea necesaria para impedir que la turbina pase sus revoluciones por encima del rango del tacómetro.-
- 7) Abrir parcialmente la línea de enfriamiento del freno.-
- 8) Abrir la válvula de lubricación del freno.-
- 9) Poner en funcionamiento el manómetro usando el Orificio N°1.-
- 10) PARA EL GRAFICO DE Q vs. H . - Ir abriendo la válvula de la turbina poco a poco para ir tomando lecturas de Q y de H en incrementos de presión de diez (10) pies. No hay necesidad de cargar el freno fuera de la carga inicial (si ésta se usó). Esperar un rato, entre cambios, para reestablecer la normalidad en el flujo.
- 11) PARA OTROS GRAFICOS. -
 - a) La válvula deberá estar 100% abierta.-
 - b) Balancear en el freno (si es necesario) una carga pequeña para mantener las revoluciones de la turbina en 1200 ó 1300 r.p.m. (máximo). Tomar las lecturas corres-

pendientes a este punto.-

c) Aplicar carga en el freno para conseguir variaciones de velocidad de la turbina así:

- 1) Máximo hasta 750 r.p.m., de 100 en 100
- 2) 750 hasta 550 r.p.m., de 50 en 50
- 3) 550 hasta mínimo , de 100 en 100

NOTAS: I) El balanceo de las cargas en el freno deberá hacerse con mucho cuidado para evitar grandes errores en los cálculos y gráficos.
II) Repetir el mismo procedimiento para cerraras del punzón de 1/4, 1/2, 3/4, Normal, Máximo y 100%.

d) Anotar todas las lecturas correspondientes en la hoja de datos y cálculos suplidas.-

REQUERIMIENTOS:

- 1) Hacer todos los cálculos necesarios y pedidos en la hoja suplida.
- 2) Elaborar un gráfico de Caudal (Q) vs. Altura (H) en papel milimetrado y en papel logarítmico (2 x 2 ciclos).
- 3) Elaborar un gráfico de Caudal vs. Recorrido del punzón.
- 4) Elaborar, para una de las pruebas solamente, los siguientes gráficos:
 - a) Torque vs. RPM
 - b) Potencia al freno (BHP) y Potencia Hidráulica (HPH) vs. RPM
 - c) Eficiencia vs. RPM
- 5) Elaborar un gráfico de caudal vs. RPM, para todos los recorridos del punzón, en el cual van superimpuestas curvas de iso-eficiencia e iso-potencia.
- 6) Discutir todos los resultados obtenidos en un reporte que deberá ser presentado escrito a máquina y encarpetao.

Bárbula, Julio de 1966.

PELTON

13-4-66

Paso en el
gran paso
constante = 2700

H vs. Q con apertura constante

(4" de H.F.)

	Q	H.F.		Q	H.F.	η
1/4	0	130	3/4	65	20	1.00
	55	82		85	30	1.00
	80	130		103	40	1.00
	70	115		117	50	1.00
	60	81		128	60	1.00
1/2	130	120	142	70	1.00	
	120	99	153	80	1.00	
	110	90	163	90	1.00	
	95	68	172	100	1.00	
	75	49	177	106	1.00	

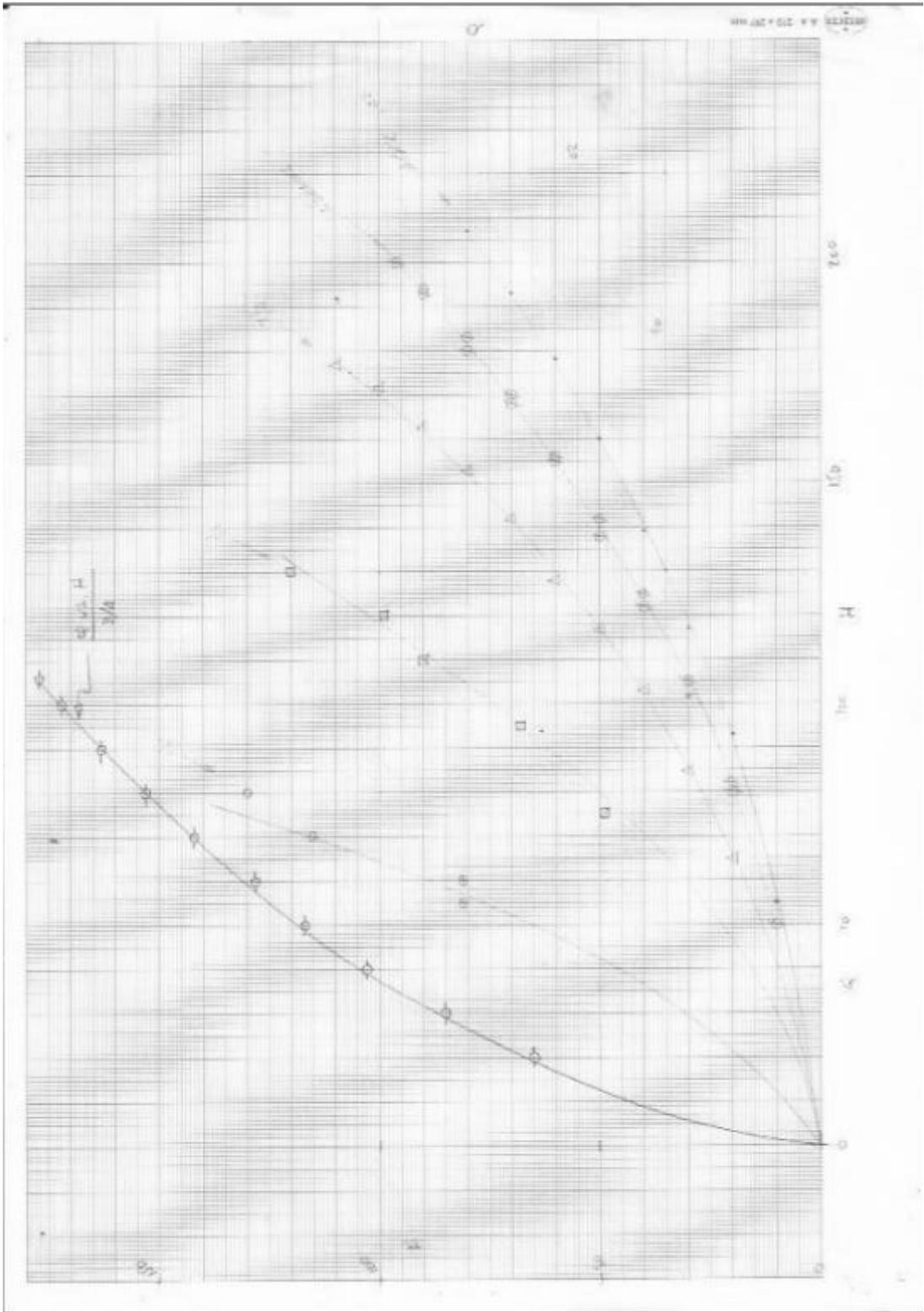
Normal	Q	H.F.	η		Normal	Q	H.F.
			η	η			
Normal	82	20	1.00	1.00	Normal	50	10
	105	30	1.00	1.00		80	20
	125	40	1.00	1.00		105	30
	142	50	1.00	1.00		122	40
	156	60	1.00	1.00		138	50
	170	70	1.00	1.00		155	60
	183	80	1.00	1.00		163	70
	194	90	1.00	1.00		180	80
	200	96	1.00	1.00		193	90
						200	96

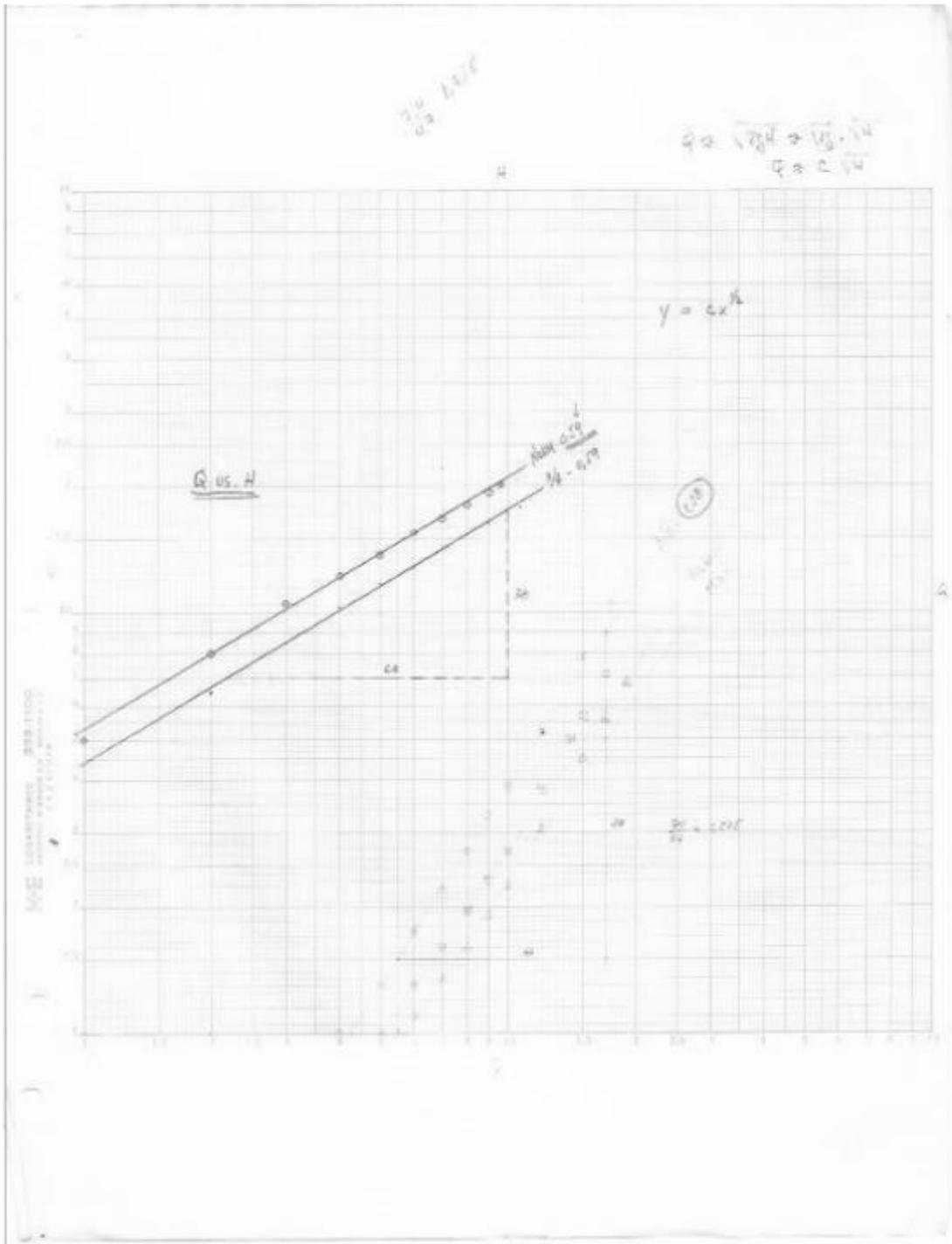
Q	H
55	10
93	20
117	30
139	40
160	50
178	60
193	70
207	80
217	88

3. slope $\frac{46}{90} = .5111 = .51$

$$Q \approx \sqrt{2gH} \approx 301\sqrt{H}$$

$$y = ax^b + c$$





$$Q = C \sqrt{2gH} \quad C = C_d A_n$$

$$\left[\log Q = \log C + \frac{1}{2} \log 2g + \frac{1}{2} \log H \right]$$



a) Para $H = 10$ pies $\xrightarrow{3.048 \text{ m}}$ $Q = 50$ GPM

$$H = 3.05 \text{ m}$$

$$Q = \frac{50}{60 \cdot 2.31} = 11 \text{ l/s} = 0.011 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\log 0.011 = \bar{2},048$$

$$\frac{1}{2} \log 19.6 = \frac{1}{2} 2,078 = 0,538$$

$$\frac{1}{2} \log 30.5 = \frac{1}{2} 1,484 = 0,742$$

$$\left. \begin{array}{l} \log C = \bar{2},048 - 0,538 - 0,742 = \bar{2},268 \\ \therefore C = 9,00183 \text{ m}^2 \end{array} \right\}$$

b) Para cualquier combinación de $H-Q$ debe obtenerse el mismo valor de C

Ej: $H = 90$ pies $\xrightarrow{3.048 \text{ m}}$ $Q = 193$ GPM

$$H = 27,5 \text{ m}$$

$$Q = \frac{193}{60 \cdot 2.31} = 43 \text{ l/s} = 0.043 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\log 0.043 = \bar{2},633$$

$$\frac{1}{2} \log 19.6 = 0,538$$

$$\frac{1}{2} \log 27.5 = \frac{1}{2} 1,44 = 0,720$$

$$\left. \begin{array}{l} \log C = \bar{2},633 - 0,538 - 0,720 = \bar{2},375 \\ \therefore C = 9,00237 \end{array} \right\}$$