

REDISEÑO MECÁNICO DEL LABORATORIO DE TURBO-MÁQUINAS
HIDRAULICAS DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ADSCRITO
A LA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA CON TEMAS DE PREGRADO Y
POSGRADO

SERGIO GARCIA GUALDRÓN
WLADIMIR ALEJANDRO MONSALVE RICO

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2015

REDISEÑO MECÁNICO DEL LABORATORIO DE TURBO-MÁQUINAS
HIDRAULICAS DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ADSCRITO
A LA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA CON TEMAS DE PREGRADO Y
POSGRADO

SERGIO GARCIA GUALDRÓN
WLADIMIR ALEJANDRO MONSALVE RICO

Trabajo de grado para optar por el título de
INGENIERO MECÁNICO

Director
CARLOS BORRAS PINILLA
Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2015

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCION.....	19
1. MARCO TEORICO	22
1.1 BOMBAS CENTRIFUGAS.	23
1.2 TURBINAS HIDRÁULICAS	24
1.3 MANÓMETROS	27
1.4 CAUDALIMETROS.....	29
1.5 VÁLVULAS.....	32
2. DESCRIPCIÓN DE EQUIPOS DEL LABORATORIO	38
2.1 BANCO DE GENERACIÓN DE ENERGÍA TURBINA KAPLAN.....	39
2.1.1 Elementos Que Lo Conforman.....	39
2.1.1.1 Sub-ensamblaje bomba Centrifuga	40
2.1.1.3 Tubería de transmisión entre subsistemas.....	43
2.1.1.4 Sub-ensamblaje turbina Kaplan.....	45
2.1.2 Equipos requeridos.	47
2.1.2.1 Sub-sistema bomba centrifuga.	47
2.1.2.2 Tubería de transferencia	53
2.1.2.3 Sub-sistema Turbina Kaplan	54
2.1.3 Alternativas de rediseño.....	58
2.1.3.1 Primera alternativa	58
2.1.3.2 Segunda alternativa.....	60
2.2 BANCO DE GENERACIÓN DE ENERGÍA TURBINA FRANCIS.	68
2.2.1 Elementos que lo conforman.	68
2.2.1.1 Sub-ensamblaje bomba Centrifuga.	70
2.2.1.2 Tubería de transmisión entre subsistemas.....	73
2.2.1.3 Sub-ensamblaje turbina Kaplan.....	75

2.2.2 Equipos requeridos.	76
2.2.2.1 Sub-sistema bomba centrífuga.	76
2.2.2.2 Tubería de transferencia.	76
2.2.2.3 Sub-sistema Turbina Francis.	76
2.2.3 Alternativas de rediseño.	77
2.2.3.1 Primera alternativa.	77
2.2.3.2 Segunda alternativa.	79
2.3 BANCO DE GENERACIÓN DE ENERGÍA TURBINA PELTON.	85
2.3.1 Elementos que lo conforman.	85
2.3.1.1 Sub-ensamblaje bomba Centrífuga.	86
2.3.1.2 Tubería de transmisión entre subsistemas.	89
2.3.1.3 Sub-ensamblaje turbina Kaplan.	91
2.3.2 Equipos Requeridos.	92
2.3.2.1 Sub-Sistema Bomba Centrífuga.	92
2.3.2.2 Tubería De Transferencia.	93
2.3.2.3 Sub-Sistema Turbina Pelton.	93
2.3.3 Alternativas De Rediseño.	93
2.3.3.1 Primera Alternativa.	93
2.3.3.2 Segunda Alternativa.	96
2.4 LÍNEA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA.	103
2.5 ORGANIZACIÓN DEL LABORATORIO	105
2.5.1 Primera Opción De Rediseño.	105
2.5.2 Segunda Opción De Rediseño.	108
3. MANUAL DE PROTOCOLO	110
3.1 RESEÑA DE EQUIPOS Y PRUEBAS ACADÉMICAS	110
3.2 PRACTICAS A REALIZAR	113
3.2.1 Banco De Turbina Kaplan	113
3.2.1.1 Objetivos.	113

3.2.1.2 Marco Teórico.....	113
3.2.1.3 Descripción Del Equipo.	114
3.2.1.4 Procedimiento.....	115
3.2.1.5 Análisis E Interpretación De Datos.	115
3.2.2 Banco De Turbina Francis.	116
3.2.2.1 Objetivos.	116
3.2.2.2 Marco teórico.....	117
3.2.2.3 Descripción del equipo.	118
3.2.2.4 Procedimiento.....	119
3.2.2.5 Análisis e Interpretación de Datos.	119
3.2.3 Banco de turbina Pelton.....	120
3.2.3.1 Objetivos.	120
3.2.3.2 Marco teórico.....	121
3.2.3.3 Descripción de equipos.	122
3.2.3.4 Procedimientos.....	123
3.2.3.5 Análisis e Interpretación de Datos.	123
4. DISEÑO DEL BANCO DE CARACTERIZACIÓN DE BOMBAS CENTRIFUGAS	
125	
4.1 CURVAS CARACTERÍSTICAS.....	125
4.1.1 Cabeza De Altura Contra Caudal (H vs Q).	126
4.1.2 Eficiencia Contra Caudal (η vs Q).....	127
4.1.3 Cabeza de altura neta positiva requerida contra caudal (NPSHr vs Q).	129
4.1.4 Parámetros a medir y equipamiento necesario.....	132
4.2 ESPACIO DISPONIBLE.	135
4.3 DESCRIPCIÓN GENERAL.	135
4.4 DISEÑO DEL BANCO.....	135
4.4.1 Tubería De Succión.	135
4.4.2 Plataforma.	138

4.4.3	Análisis De Tensión Para Elementos Críticos.....	152
4.4.3.1	Eje De La Chumacera.	152
4.4.3.2	Unión Entre El Eje De La Chumacera Y La Plataforma.....	153
4.4.3.3	Seguro Para Posibles Fallas.	155
4.4.3.4	Plataforma Al Pallet.	156
4.4.4	Zona De Descarga.....	158
4.4.5	Instrumentación.	161
4.4.6	Accesorios	164
4.4.6.1	Soportes De Tubería.	164
4.4.6.2	Acople.	168
4.5	PROCEDIMIENTO PARA GENERACIÓN DE CURVAS.....	171
5.	ADECUACIONES A LA PLANTA FISICA Y APLICACIÓN DE LA NORMA ISO 17025.....	172
5.1	OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN.....	172
5.2	ORGANIZACIÓN.....	173
5.3	COMPRAS DE SERVICIOS Y DE SUMINISTROS.....	174
5.4	MANTENIMIENTO.	175
5.5	CONTROL DE LOS REGISTROS.....	175
5.6	REVISIONES POR LA DIRECCIÓN.	176
5.7	REQUISITOS TÉCNICOS.....	176
6.	CONCLUSIONES	179
	BIBLIOGRAFIA.....	169
	ANEXOS.....	170

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 Bombas roto-dinámicas.	23
Figura 2. Turbina Kaplan.	25
Figura 3 Turbina Pelton.	26
Figura 4 Manómetro de dos ramas abiertas.	27
Figura 5 Manómetro truncado.	28
Figura 6 Manómetro Bourdon.	29
Figura 8 Tubo Venturi.	30
Figura 9 Tobera de medida.	30
Figura 10 Diafragmas.	31
Figura 11 Rotámetro.	31
Figura 12 Válvula de compuerta.	33
Figura 13 Válvula de macho.	34
Figura 14 Válvula de globo.	35
Figura 15 Válvula de bola.	35
Figura 16 Válvula de mariposa.	36
Figura 17 Válvula de diafragma.	37
Figura 19 Válvula de retención de disco oblicuo.	37
Figura 20 Banco de la Turbina Kaplan.	39
Figura 21 Vista CAD de las partes del banco de la turbina Kaplan.	40
Figura 22 Sub-ensamblaje bomba centrífuga.	40
Figura 23 Arrancador del motor del banco Kaplan.	41
Figura 24 Vista lateral de la Bomba centrífuga.	42
Figura 25 Tubería de transmisión.	43
Figura 26 Válvula de cierre.	43
Figura 27 Soportes metálicos.	44
Figura 28 Medidor de platina.	44
Figura 29 Sub-ensamble turbina Kaplan.	45
Figura 30 Vista lateral turbina Kaplan.	46
Figura 31 Caja de la excitatriz.	46

Figura 32 Arrancador Schneider Altistar 48.	48
Figura 33 Conexiones del arrancador Altistar 48.	49
Figura 34 Explosionado de la caja de potencia.	50
Figura 35 Caja de Potencia del arrancador	51
Figura 36 Manómetro WIKA intelliGAUGE Autor:	52
Figura 37 Flujo metro DELTA-trans.	53
Figura 38 Diagrama eléctrico de la excitatriz.	54
Figura 39 Reóstato circular.	56
Figura 40 Caja de excitatriz turbina Kaplan.	57
Figura 41 Configuración de tanques actual.	58
Figura 42 Tubería de descarga de bomba Kaplan.	58
Figura 43 Configuración actual del banco Kaplan.	59
Figura 44 Distancia de linealización de flujo.	60
Figura 45 Tubería de succión.	60
Figura 46 Altura mínima del tanque para evitar vórtices, Vista lateral.	61
Figura 47 Dimensiones mínimas del tanque, Vista superior.	62
Figura 48 Tanque de almacenamiento turbina Kaplan, vista seccionada.	62
Figura 49 Pared de baffles dentro del tanque.	65
Figura 50 Configuración rediseñada del banco Kaplan.	66
Figura 51 Banco de la turbina Francis.	67
Figura 52 Vista CAD de las partes del banco de la turbina Francis.	68
Figura 53 Sub-ensamblaje bomba centrífuga.	69
Figura 54 Arrancador del motor del banco Francis.	70
Figura 55 Vista lateral de la Bomba centrífuga.	71
Figura 56 Tubería de transmisión.	72
Figura 57 Válvula de cierre.	72
Figura 58 Válvula de cierre en serie.	73
Figura 59 Medidor de platina.	73
Figura 60 Sub-ensamble turbina Francis.	74
Figura 61 Vista lateral Turbina Francis.	74

Figura 62 Configuración de tanques actual.	76
Figura 63 Tubería de descarga de bomba Francis.	77
Figura 64 Configuración actual del banco Francis.	77
Figura 65 Tanque de almacenamiento turbina Francis, vista seccionada.	79
Figura 66 Pared de baffles dentro del tanque.	82
Figura 67 Configuración rediseñada del banco Kaplan.	82
Figura 68 Banco de la turbina Pelton.	83
Figura 69 Vista CAD de las partes del banco de la turbina Pelton.	84
Figura 70 Sub-ensamblaje bomba centrífuga.	84
Figura 71 Arrancador del motor del banco Pelton.	85
Figura 72 Vista lateral de la Bomba centrífuga.	86
Figura 73 Tubería de transmisión.	86
Figura 74 Válvula de descarga en serie.	87
Figura 75 Caudalímetro de turbina.	87
Figura 76 Medidor de platina.	88
Figura 77 Sub-ensamble turbina Pelton.	88
Figura 78 Vista lateral Turbina Pelton.	89
Figura 79 Configuración de tanques actual.	91
Figura 80 Tubería de descarga de bomba Pelton.	91
Figura 81 Configuración actual del banco Pelton.	92
Figura 82 Tanque de almacenamiento turbina Pelton, vista seccionada.	93
Figura 83 Pared de baffles dentro del tanque.	96
Figura 84 Configuración rediseñada del banco Pelton.	97
Figura 85 Panel de carga.	98
Figura 86 Rediseño primera alternativa, isométrica derecha.	99
Figura 87 Rediseño primera alternativa, isométrica izquierda.	99
Figura 88 rediseño segunda alternativa, vista isométrica izquierda.	101
Figura 89 Rediseño segunda alternativa, vista isométrica derecha.	101
Figura 90 Turbina Kaplan.	105
Figura 91 Turbina Francis.	108

Figura 92 Distribuidor turbina Francis.	109
Figura 93 Disposiciones para turbina Pelton.	112
Figura 94 Turbina Pelton eje vertical.	113
Figura 95 Requisitos del tanque.	128
Figura 96 Circuito de succión.....	129
Figura 97 Bomba centrífuga.....	130
Figura 98 Bomba monoblock445.	131
Figura 99 Motor eléctrico.	131
Figura 100 Plataforma sección bomba.	132
Figura 101 Plataforma sección motor.	133
Figura 102 Diagrama de cuerpo libre plataforma vista transversal.	134
Figura 103 Diagrama de cuerpo libre plataforma vista lateral.....	135
Figura 104 Unión.	135
Figura 105 Diagrama de cuerpo libre eje de la chumacera.	136
Figura 106 Diagrama de cortante eje.....	136
Figura 107 Diagrama de momentos eje.....	137
Figura 108 Grafica de factor de concentración de esfuerzo.	138
Figura 109 Eje.....	139
Figura 110 Chumacera.	141
Figura 111 Diagrama de cuerpo libre para la galga	142
Figura 112 Resultado: Desplazamiento.	143
Figura 113 Resultado: Factor de seguridad.....	144
Figura 114 Resultado: Desplazamiento.	145
Figura 115 Resultado: Factor de seguridad.....	145
Figura 116 Resultado: Desplazamiento	146
Figura 117 Resultado: Factor de seguridad.....	147
Figura 118 Resultado: Desplazamiento.	148
Figura 119 Resultado: Factor de seguridad.....	148
Figura 120 Tubería de descarga.....	150
Figura 121 Tubería de descarga superior.....	151

Figura 122 Configuración total del banco.152
Figura 123 Ensamble total dentro de la estructura.155
Figura 124 Ensamble total con soportes.....159
Figura 125 Acople omega.....162

LISTA DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1 Organigrama temática	22
Ilustración 2 Parámetros y equipos para la medición de Cabeza de altura	123
Ilustración 3 Parámetros y equipos para la medición de Eficiencia	124
Ilustración 4 Parámetros y equipos para la medición de NPSHr.....	125
Ilustración 5 Organización del laboratorio.....	164

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Area requerida	100
Tabla 2 Equipos y capacidades experimentales	103
Tabla 3 Seleccin de instrumentacion.	125
Tabla 4 Dimensiones anclajes bomba centrifuga.....	130
Tabla 5 Dimensiones anclajes bomba monoblock.....	131
Tabla 6 Dimensiones anclajes motor eléctrico.....	132
Tabla 7 Valores minimos del factor de seguridad So.....	140
Tabla 8 Criterio de selección de caudalímetros	153
Tabla 9 Especificaciones de caudalímetros	154
Tabla 10 Longitudes efectivas para diferentes tipos de columnas.....	157
Tabla 11 Coeficiente K1.....	160
Tabla 12 Coeficiente K2.....	160
Tabla 13 Coeficiente K3.....	161

LISTA DE ANEXOS

Anexo A: Planos de bancos de generación eléctrica por fuentes hídricas.....	171
Anexo B: Planos de banco de caracterización de bombas centrifugas.....	216
Anexo C: Presupuesto total.....	237
Anexo D: Formatos de planeación para ingreso al BPPI de la Universidad Industrial de Santander.....	253
Anexo E: Capturas de pantalla de base de datos con software Access.....	286

RESUMEN

TITULO:

REDISEÑO MECÁNICO DEL LABORATORIO DE TURBO-MÁQUINAS HIDRAULICAS DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ADSCRITO A LA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA CON TEMAS DE PREGRADO Y POSGRADO.*

AUTORES:

GARCÍA GUALDRÓN, SERGIO; MONSALVE RICO, WLADIMIR MONSALVE**

PALABRAS CLAVE:

Bomba Centrifuga, Turbina Hidráulica, CAD-CAE, Generación Eléctrica. Turbo-Maquinas.

DESCRIPCIÓN:

Este proyecto tiene como finalidad el rediseño de las líneas de generación eléctrica del laboratorio de turbo-maquinas hidráulicas con el propósito de restaurar el mismo y generar un espacio para los estudiantes donde se pueda acoplar los conocimientos adquiridos en el área aplicada de la mecánica de fluidos. Como resultado del proyecto son dos propuestas de rediseño de los bancos teniendo en cuenta las posibles remodelaciones de la escuela de ingeniería mecánica, y el diseño de un banco de caracterización de bombas centrifugas de 50 a 100 caballos de potencia que brindará posibilidades en el área de investigación, además de ser usado para calibración de caudalímetros.

En el proceso de diseño se utilizó herramientas computacionales CAD-CAE AutoDesk Inventor, que permitieron el modelamiento y análisis estructural de los sistemas a analizar. Dentro de los análisis y diseño se tuvieron en cuenta normas nacionales e internacionales en el ámbito de la instalación de maquinaria hidráulica en laboratorios de calibración, lo que proporciona una base sólida para la certificación del laboratorio. El proyecto tiene en su interior una guía de procedimientos para un correcto funcionamiento de los bancos.

Los diseños de los bancos contemplan los aspectos de plataforma, anclaje, instrumentación, circuitos de succión y descarga, accionamiento eléctrico del motor y el generador, dimensionamiento y tanque individual de cada uno.

*Trabajo de grado

**Facultad de ingenierías físico-mecánicas, Escuela de ingeniería mecánica, director: PhD Carlos Borrás

ABSTRACT

TITLE:

MECHANICAL REDESIGN OF THE HIDRAULIC TUBRO-MACHINERY'S LABORATORY OF THE SANTANDER INDUSTRIAL UNIVERSITY ASSIGNED TO THE MECHANICAL ENGINEERING SCHOOL WITH UNDERGRADUATE AND GRADUATE TOPICS.*

AUTHORS:

GARCÍA GUALDRÓN, SERGIO; MONSALVE RICO, WLADIMIR MONSALVE**

KEYWORDS:

Centrifugal Pump, Hydraulic Turbine, CAD-CAE, Electricity Generación. Turbo-Machinery.

DESCRIPTION:

This project has as finality the redesign of the electricity generation lines of the turbo-machinery laboratory with the purpose of restoring it and generate a space for the students where they can join the knowledge acquired in the fluid mechanics applied area. The results of this project are two redesigns proposals of the benches taking into account the structural remodeling possibilities of the mechanical engineering school and the design of a centrifugal pump characterization bench from 50 to 100 horsepower that will give possibilities in the investigation area, besides of being used for flowmeters calibration.

In the design process was used computational tools CAD-CAE AutoDesk Inventor, that allowed the modeling and structural analysis of the systems. In the design and analysis criteria, national and international standards were taken into account in the topic of hydraulic machinery installation inside calibration laboratories, which gives a solid base for the laboratory certification. This project has a guide inside for the proper procedure and correct functionality of the benches.

The benches design contemplate the aspects of platform, anchorage, instrumentation, suction and discharge circuits, the power units' drives, dimensioning and individual tank for each.

*Bachelor degree work

**Faculty of physic-mechanic engineerings, Mechanical engineering school, director: PhD Carlos Borrás

INTRODUCCIÓN

La Escuela de Ingeniería Mecánica, buscando mantener sus altos estándares académicos, los cuales forman parte integral del proceso de acreditación. Ve la necesidad de tener una instalación con equipos de generación de energía eléctrica simulando fuentes hídricas con sistemas de monitoreo, controles actualizados y una adecuada distribución para la realización de las prácticas académicas complementando y reforzando los conocimientos teóricos de la materia Sistemas De Transporte Y Aprovechamiento De Fluidos. La maquinaria dentro del laboratorio no se encuentra operable y cuenta con una instrumentación obsoleta.

Debido a estas razones se decidió elaborar este proyecto que contempla el rediseño mecánico de los bancos existentes del laboratorio y el diseño de un banco para la caracterización de bombas centrifugas con el propósito de volver a usar el laboratorio.

En el Capítulo 1, se describe teóricamente la temática del laboratorio y los componentes que lo conforman.

En el Capítulo 2, se identificó la maquinaria que no sirve y se plantea las opciones de diseño correspondiente a los bancos que hay actualmente en el laboratorio.

En el Capítulo 3, se enlistan las prácticas que se llevaran a cabo en cada banco y el procedimiento para realizarlas.

En el Capítulo 4, se da el diseño del banco para caracterizar las bombas centrifugas con su respectivo procedimiento para el uso del mismo. Adicionalmente este banco también permite la calibración de caudalímetros.

En el Capítulo 5, se aplica la norma ISO 17025 correspondiente a las adecuaciones necesarias que se le deben hacer al laboratorio.

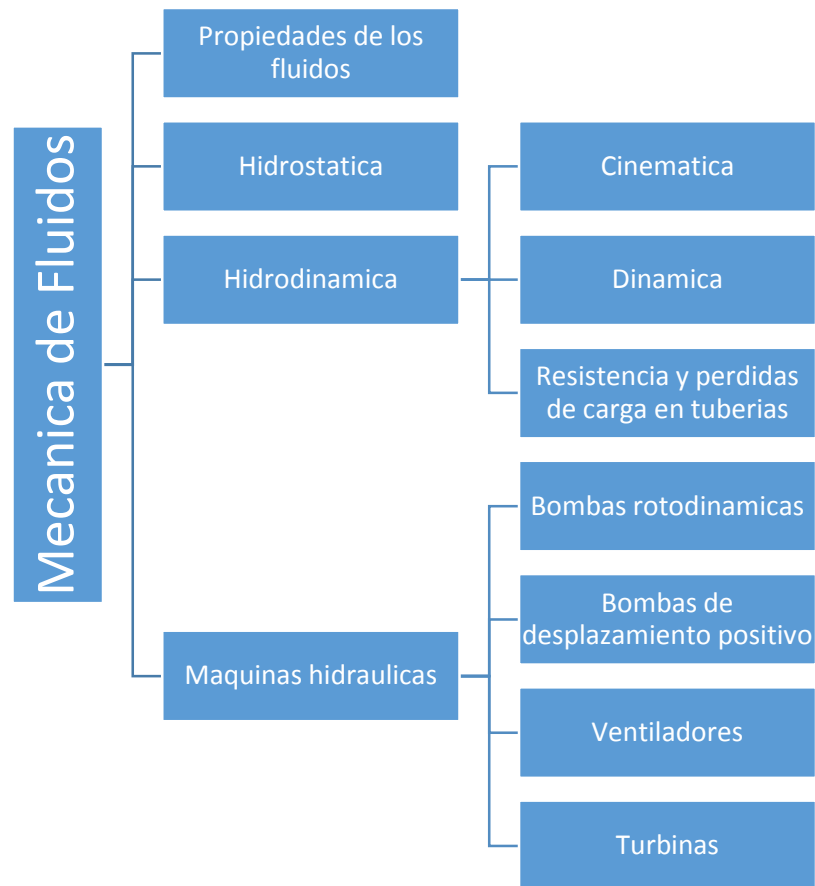
Como anexo a este proyecto, se entregan los planos de cada banco con sus respectivas opciones de distribución, los formatos diligenciados correspondientes al

banco nuevo para su posterior inscripción en planeación, el presupuesto de las alternativas de diseño y la base de datos con la información recopilada del estado actual de los bancos.

1. MARCO TEORICO

Este proyecto plantea a la escuela de Ingeniería Mecánica el rediseño del Laboratorio de Turbo-maquinas Hidráulicas concerniente al área académica de Mecánica de Fluidos. Esta es “parte de la Física que se ocupa de la acción de los fluidos en reposo o en movimiento, así como de las aplicaciones y mecanismos de ingeniería que utilizan fluidos.”. En general Mecánica de Fluidos teóricamente abarca los siguientes ítems:

Ilustración 1 Organigrama temática



El laboratorio hace foco en el área de máquinas hidráulicas donde existen diferentes bancos que se forman principalmente por: motor, bomba, turbina y generador. En cada uno se pueden hacer prácticas simulando una central eléctrica a menor escala.

1.1 BOMBAS CENTRIFUGAS.

De acuerdo al texto del autor Claudio Mataix¹, las bombas son máquinas utilizadas para el transporte y elevación de fluidos (agua, aceites de lubricación, combustibles, ácidos; líquidos alimenticios: cerveza, leche, etc.). Aunque también se usan con líquidos en suspensión tales como, como pastas, melazas, etc.

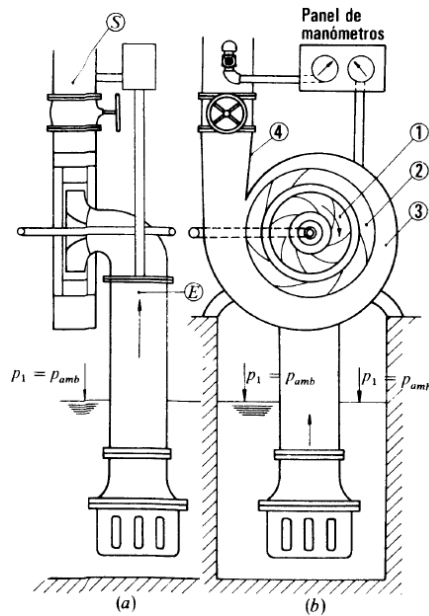
El autor plantea las siguientes características de las bombas:

Bombas roto-dinámicas. Todas y solo las bombas que son turbo-maquinas pertenecen a este grupo, del cual nos ocuparemos en el presente capítulo.

- *Estas son siempre rotativas. Su funcionamiento se basa en la ecuación de Euler; y su órgano transmisor de energía se llama rodete.*
- *Se llaman roto-dinámicas porque su movimiento es rotativo y la distancia de la corriente juega un papel esencial en la transmisión de la energía.*

¹ MATAIX, Claudio. *Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas 2 ed.* Madrid. Ediciones del Castillo, .S.S. 1986.

Figura 1 Bombas roto-dinámicas.



Fuente: MATAIX, Claudio. *Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas 2 ed. Madrid. Ediciones del Castillo, .S.S. 1986. Página 370.*

De acuerdo a la Figura 1 los elementos constitutivos son:

Rodete (1), es el elemento principal de la bomba, gira solidario al eje y está compuesto de alabes que se encargan de transmitirle energía al fluido.

Corona directriz (2), o corona de alabes fijos, que recoge el líquido del rodete y transforma la energía cinética comunicada por el rodete en energía de presión, ya que la sección de paso aumenta en esta corona en la dirección del flujo. Esta corona directriz no existe en todas las bombas porque encarece su construcción; aunque hace a la bomba más eficiente.

Caja espiral (3), es el encargado de conducir el líquido desde el rodete hasta la tubería de salida con pérdidas mínimas de energía.

Tubo difusor troncocónico (4), al ser de sección variable realiza una última etapa de transformación de energía dinámica en energía de presión.

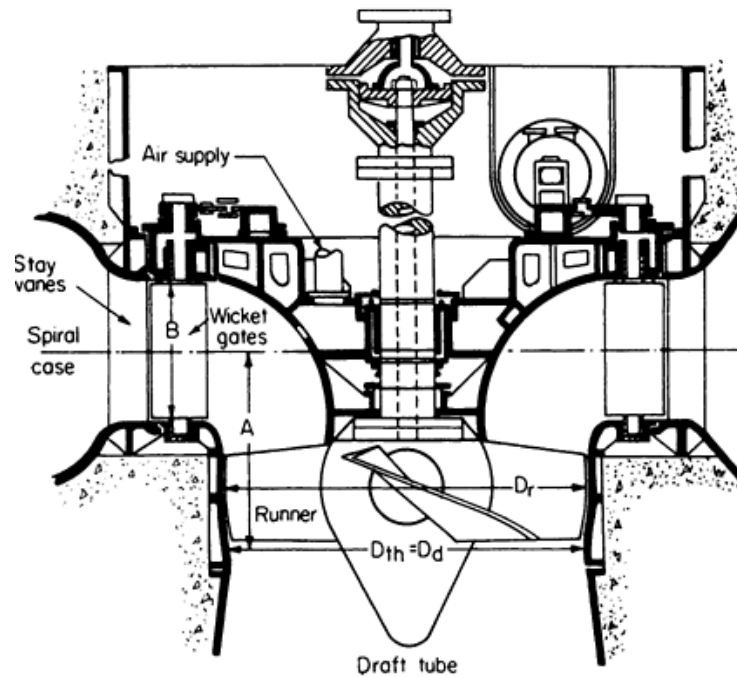
1.2 TURBINAS HIDRÁULICAS

Según el autor, una bomba absorbe energía mecánica y la transfiere al fluido, una turbina absorbe energía del fluido y la transforma en energía mecánica. Suministrando energía hidráulica a la máquina, y revirtiendo el sentido, una bomba podría trabajar como una turbina. Prácticamente, el rendimiento sería muy bajo, excepto las especialmente diseñadas para trabajar como bomba y turbina reversible, como son las máquinas doble bomba-turbina de las centrales de bombeo.

Las turbinas se pueden clasificar de acuerdo al diseño del rodete, donde los tipos más importantes son:

Turbina Kaplan: son turbinas de flujo axial, que tienen la característica de poder variar el ángulo de las paletas en funcionamiento. Están planteadas para trabajos con saltos de agua pequeños y grandes caudales.

Figura 2. Turbina Kaplan.

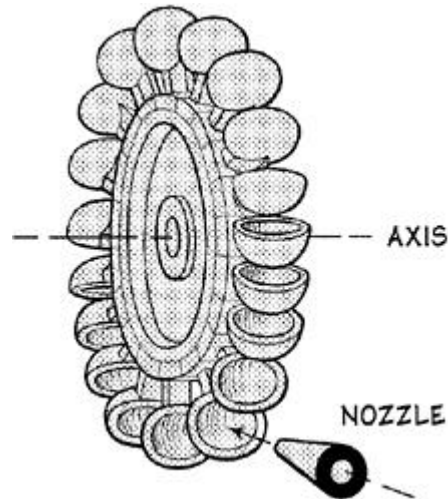


Fuente: AVALLONE, Eugene A et al. Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, Eleventh Edition Chapter 9 HYDRAULIC TURBINES by Robert D. Steele. Available from Internet: http://ezproxy.uis.edu.co:2162/browse/marks-standard-handbook-for-mechanical-engineers-eleventh-edition/p2001147c9979_154002?q=kaplan&type=figure#p2001147cg9_1550007vpp.

Turbina Hélice: son exactamente iguales a las turbinas Kaplan, pero no varían el ángulo de sus paletas.

Turbina Pelton: Son turbinas de flujo transversal, y de admisión parcial. Su diseño se remota a los molinos de agua antiguos, y en vez de usar álabes o paletas se dice que tiene cucharas. Están diseñadas para cargas hidráulicas grandes con poco caudal.

Figura 3 Turbina Pelton.



Fuente: BROWN, Robert B.. *Architectural Engineering Design: Mechanical Systems*. Available from Internet: <http://ezproxy.uis.edu.co:2162/browse/architectural-engineering-design-mechanical-systems/p2000ad279970379001?s.num=3&q=pelton#p2000ad27g4790001vpp>.

Turbina Francis: Son turbinas de flujo mixto y de reacción. Algunos diseños complejos ofrecen la posibilidad de movimiento en sus paletas. Están diseñadas para trabajo con saltos de agua y caudales medios.

Turbina Ossberger / Banki / Michell: La turbina OSSBERGER es una turbina de libre desviación, de admisión radial y parcial. Son turbinas de régimen lento. El distribuidor inyecta al chorro de agua una sección rectangular, pasa y golpea por los alabes de afuera hacia adentro y luego de adentro hacia afuera.

Actualmente en el laboratorio se cuenta con cuatro de los cinco tipos de turbinas mencionadas, éstas son:

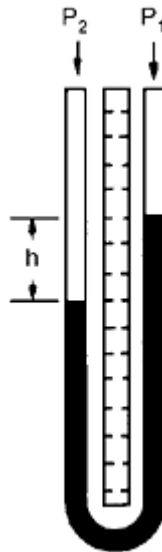
- Turbina Kaplan
- Turbina Michell Banki
- Turbina Francis
- Turbina Pelton

1.3 MANÓMETROS

Un manómetro es un instrumento de medición de la presión de líquidos y gases que se encuentren en recipientes cerrados. Generalmente existen cuatro tipos de manómetros que son:

Manómetro de dos ramas abiertas. Es un tubo de vidrio doblado en forma de U que contienen un líquido adecuado, su principal característica es que uno de sus extremos está abierto a la atmosfera, mientras que el otro está conectado al depósito que contiene el fluido al cual se le desea medir la presión.

Figura 4 Manómetro de dos ramas abiertas.



Fuente: MCMILLAN, Gregory K. *Process/Industrial Instruments and Controls Handbook, Fifth Edition*. Available from Internet: <http://ezproxy.uis.edu.co:2162/browse/process-industrial-instruments-and-controls-handbook-fifth-edition/p2000a1f79974.47003?s.num=6&q=manometers#d91570e40598>.

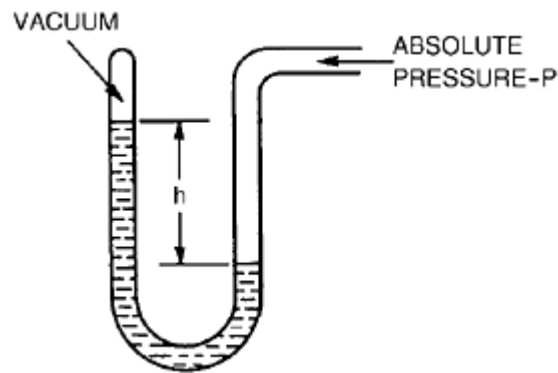
La figura muestra a los fluidos en estado de equilibrio el cual nos permite deducir la fórmula para obtener la presión absoluta en el depósito, la cual es:

$$p = p_{atm} + \rho_m gh - \rho gd$$

Donde ρ_m es la densidad del líquido y ρ es la densidad del fluido atrapado en el depósito.

Manómetro truncado Es un tubo de vidrio en forma de U con las dos ramas cerradas y sirve para medir pequeñas presiones gaseosas.

Figura 5 Manómetro truncado.



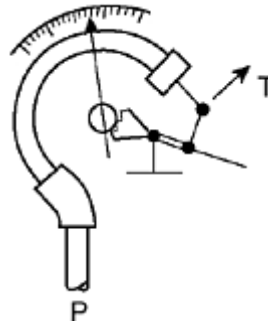
Fuente: MCMILLAN, Gregory K. *Process/Industrial Instruments and Controls Handbook, Fifth Edition*. Available from Internet: <http://ezproxy.uis.edu.co:2162/browse/process-industrial-instruments-and-controls-handbook-fifth-edition/p2000a1f79974.47003?s.num=6&q=manometers#d91570e40598>.

En la figura podemos observar que este manómetro solo mide presiones absolutas y la ecuación para determinar la presión del fluido en el depósito es:

$$p = \rho_m gh + \rho gd$$

Bourdon Instrumento mecánico de medición de presiones que emplea como elemento sensible un tubo metálico curvado o torcido, de sección transversal aplanada. Un extremo del tubo está cerrado, y la presión que se va a medir se aplica por el otro extremo. A medida que la presión aumenta, el tubo tiende a adquirir una sección circular y enderezarse. El movimiento del extremo libre (cerrado) mide la presión interior y provoca el movimiento de la aguja.

Figura 6 Manómetro Bourdon.



Fuente: Fuente: MCMILLAN, Gregory K. *Process/Industrial Instruments and Controls Handbook, Fifth Edition*. Available from Internet: <http://ezproxy.uis.edu.co:2162/browse/process-industrial-instruments-and-controls-handbook-fifth-edition/p2000a1f79974.47003?s.num=6&q=manometers#d91570e40598>.

1.4 CAUDALIMETROS

Los instrumentos para medir caudales se llaman caudalímetros, teniendo esencialmente como característica principal, la capacidad de medir caudal o flujo volumétrico de un momento a otro.

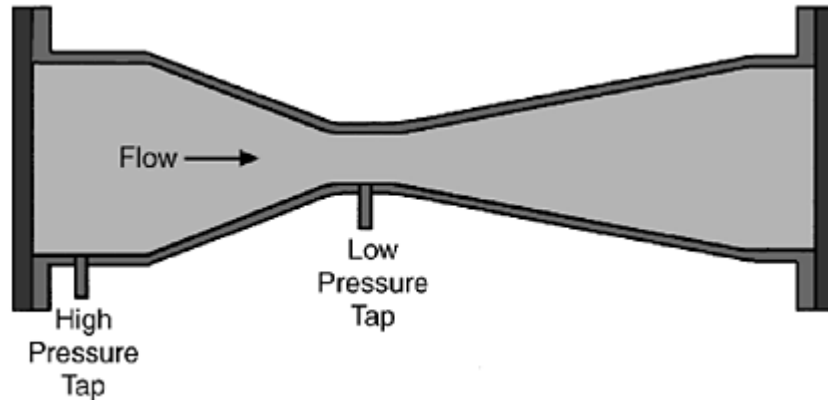
Los caudalímetros se clasifican en caudalímetros de flujo cerrado y de flujo abierto, esto quiere decir, la medición del caudal en tuberías o en canales respectivamente.

Caudalímetros de flujo cerrado Los cuales se subdividen en los más importantes: caudalímetros de área de paso constante y caudalímetros de área de paso variable.

Caudalímetros de área de paso constante Todos los instrumentos de esta clase constan esencialmente de dos elementos: un elemento que provoca una caída o pérdida de presión, y un manómetro diferencial que mide su valor. Cada uno de estos caudalímetros funciona con una fórmula dependiente de la raíz cuadrada de la presión, lo que requiere de una calibración rigurosa. Por esta razón los instrumentos normalizados para medir caudal a partir de diferencia de presión son los manómetros diferenciales de raíz cuadrada, ya que incorporan un elemento que extrae la raíz cuadrada y da la lectura en unidades de flujo.

Tubo de Venturi

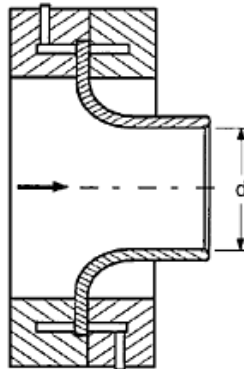
Figura 7 Tubo Venturi.



Fuente: Fuente: Fuente: MCMILLAN, Gregory K. *Process/Industrial Instruments and Controls Handbook, Fifth Edition*. Available from Internet: <http://ezproxy.uis.edu.co:2162/browse/process-industrial-instruments-and-controls-handbook-fifth-edition/p2000a1f79974.47003?s.num=6&q=manometers#d91570e40598>

Toberas de medida

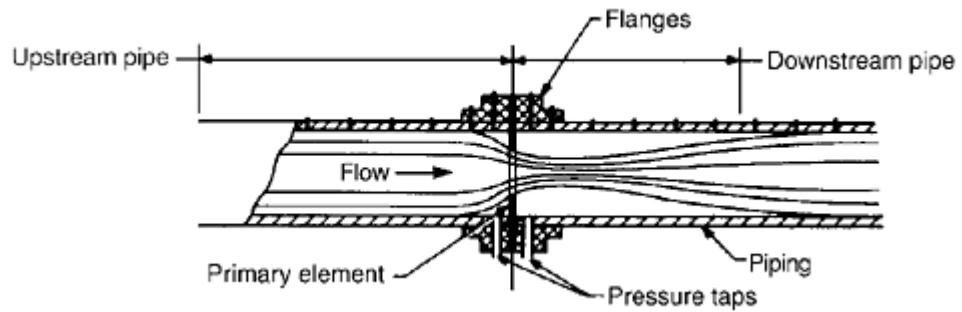
Figura 8 Tobera de medida.



Fuente: Fuente: MCMILLAN, Gregory K. *Process/Industrial Instruments and Controls Handbook, Fifth Edition*. Available from Internet: <http://ezproxy.uis.edu.co:2162/browse/process-industrial-instruments-and-controls-handbook-fifth-edition/p2000a1f79974.47003?s.num=6&q=manometers#d91570e40598>.

Diafragmas

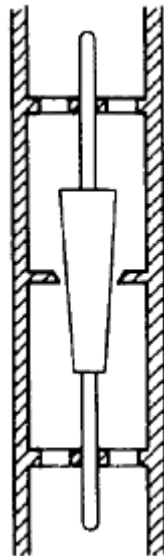
Figura 9 Diafragmas.



Fuente: MCMILLAN, Gregory K. *Process/Industrial Instruments and Controls Handbook, Fifth Edition*. Available from Internet: <http://ezproxy.uis.edu.co:2162/browse/process-industrial-instruments-and-controls-handbook-fifth-edition/p2000a1f79974.47003?s.num=6&q=manometers#d91570e40598>.

Rotámetros

Figura 10 Rotámetro.



Fuente: MCMILLAN, Gregory K. *Process/Industrial Instruments and Controls Handbook, Fifth Edition*. Available from Internet: <http://ezproxy.uis.edu.co:2162/browse/process-industrial-instruments-and-controls-handbook-fifth-edition/p2000a1f79974.47003?s.num=6&q=manometers#d91570e40598>.

Caudalímetros de flujo abierto

Un orificio es una abertura practicada en la pared de un depósito (orificio lateral o de fondo) o en un diafragma en una tubería por donde circula un fluido...

La *forma* puede ser cualquiera: circular, rectangular, triangular, etc.; aunque la forma más frecuente es la circular. Las paredes del orificio pueden ser de *contorno redondeado* o con aristas cerradas.

Finalmente, un *vertedero* viene a ser como un orificio que llega hasta la superficie libre del líquido, es decir, un orificio en que el contorno superior ha desaparecido..."

1.5 VÁLVULAS

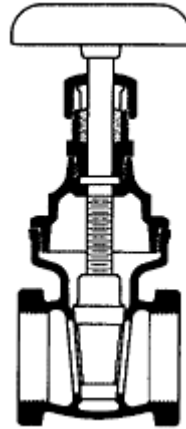
Son instrumentos mecánicos que sirven para regular, iniciar o detener el paso de líquido por medio de una pieza móvil que se abre o cierra parcialmente con el fin de obstruir uno o más orificios de la válvula. Los tipos de válvulas son:

Válvulas de compuerta Es utilizada para el flujo de fluidos limpios y sin interrupción.

Cuando la válvula se encuentra totalmente abierta, el área de flujo coincide con el diámetro nominal de la tubería, lo que provoca pérdidas de carga relativamente mínimas.

Este tipo de válvula no es recomendable para regulación o estrangulamiento debido a que el disco podría resultar erosionado.

Figura 11 Válvula de compuerta.



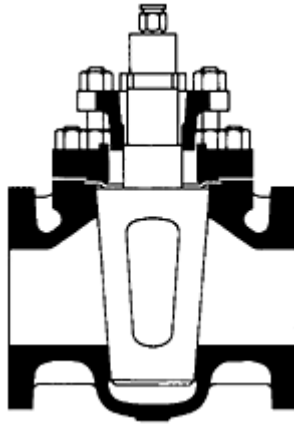
Fuente: ROSALER, Robert C. Standard Handbook of Plant Engineering, Third Edition, McGRAW-HILL: New York. 1983. Available from Internet: <http://ezproxy.uis.edu.co:2162/browse/process-industrial-instruments-and-controls-handbook-fifth-edition/p2000a1f79974.47003?s.num=1&q=Venturi#d91570e45563>.

Válvulas de macho

Las válvulas de 'macho' también son conocidas por su nombre inglés "Plug valves" debido a la forma del obturador.

El obturador puede ser cilíndrico o cónico. Aunque las válvulas de bola, por su funcionamiento, son un tipo de válvula macho, pero son tratadas como otra clase. La válvula de macho se usa en servicio de apertura/cierre y desviación de flujos, por la posibilidad de tener una configuración multi-puerto.

Figura 12 Válvula de macho.



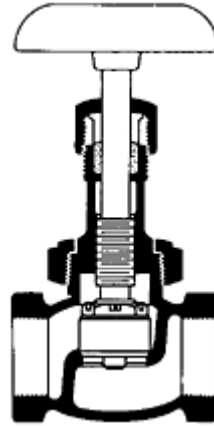
Fuente: ROSALER, Robert C. Standard Handbook of Plant Engineering, Third Edition, McGRAW-HILL: New York. 1983. Available from Internet: <http://ezproxy.uis.edu.co:2162/browse/process-industrial-instruments-and-controls-handbook-fifth-edition/p2000a1f79974.47003?s.num=1&q=Venturi#d91570e45563>.

Válvulas de globo Las válvulas de globo son denominadas así por la forma esférica de su obturador. Aunque actualmente no tienen la forma esférica, conservan el nombre por el tipo de mecanismo.

El obturador de la válvula se desplaza con un movimiento lineal. En la mayoría de los casos, el mecanismo de avance es la de un "tornillo". El vástago del obturador va roscado al bonete de la válvula de globo. En cuanto se le da vueltas al vástago, ya sea mediante un volante o un actuador de giro múltiple, el obturador avanza linealmente.

Las válvulas de globo automatizadas pueden tener vástagos sin rosca, y el desplazamiento lineal viene directamente proporcionado por el actuador.

Figura 13 Válvula de globo.

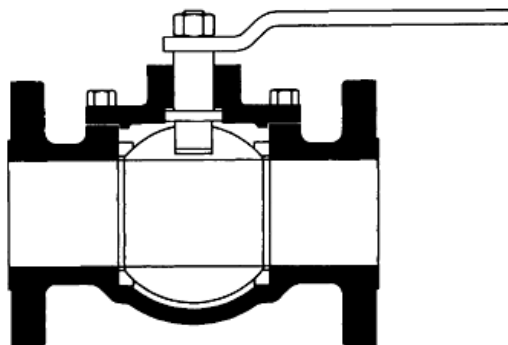


Fuente: ROSALER, Robert C. *Standard Handbook of Plant Engineering, Third Edition*, McGRAW-HILL: New York. 1983. Available from Internet: <http://ezproxy.uis.edu.co:2162/browse/process-industrial-instruments-and-controls-handbook-fifth-edition/p2000a1f79974.47003?s.num=1&q=Venturi#d91570e45563>.

Válvulas de bola En la válvula de bola un macho esférico agujereado controla la circulación del líquido. El sellado en válvulas de bola es excelente, la bola contacta de forma circunferencial y uniforme el asiento, el cual suele ser de materiales blandos.

Las aplicaciones más frecuentes de la válvula de bola son de obertura/cierre.

Figura 14 Válvula de bola.



Fuente: ROSALER, Robert C. *Standard Handbook of Plant Engineering, Third Edition*, McGRAW-HILL: New York. 1983. Available from Internet: <http://ezproxy.uis.edu.co:2162/browse/process-industrial-instruments-and-controls-handbook-fifth-edition/p2000a1f79974.47003?s.num=1&q=Venturi#d91570e45563>.

Válvula de mariposa Las válvulas de mariposa son unas válvulas muy versátiles. Tiene una gran capacidad de adaptación a las múltiples solicitudes de la industria, tamaños, presiones, temperaturas, conexiones, etc. a un coste relativamente bajo.

El funcionamiento básico de las válvulas de mariposa es sencillo pues sólo requiere una rotación de 90° del disco para abrirla por completo. La operación es como en todas las válvulas rotativas rápida. Poco desgaste del eje, poca fricción y por tanto un menor par, que resulta en un actuador más barato. El actuador puede ser manual, oleo hidráulico o motorizado eléctricamente, con posibilidad de automatización.

Figura 15 Válvula de mariposa.

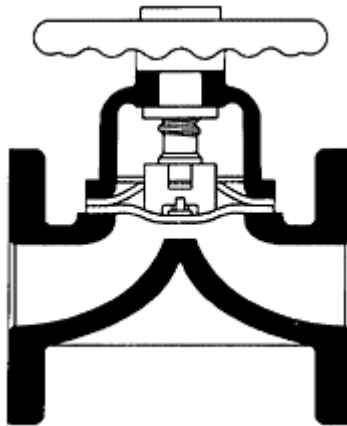


Fuente: ROSALER, Robert C. Standard Handbook of Plant Engineering, Third Edition, McGRAW-HILL: New York. 1983. Available from Internet: <http://ezproxy.uis.edu.co:2162/browse/process-industrial-instruments-and-controls-handbook-fifth-edition/p2000a1f79974.47003?s.num=1&q=Venturi#d91570e45563>.

Válvulas de diafragma Las válvulas de diafragma se utilizan para el corte y estrangulación de líquidos que pueden llevar una gran cantidad de sólidos en suspensión.

En las válvulas de diafragma se aísla el fluido de las partes del mecanismo de operación. Esto las hace idóneas en servicios corrosivos o viscosos, ya que evita cualquier contaminación hacia o del exterior. La estanqueidad se consigue mediante una membrana flexible, generalmente de elastómero, pudiendo ser reforzada con algún metal, que se tensa por el efecto de un eje-punzón de movimiento lineal, hasta hacer contacto con el cuerpo, que hace de asiento.

Figura 16 Válvula de diafragma.

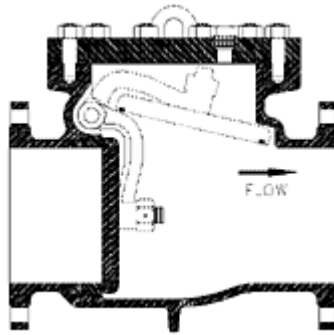


Fuente: ROSALER, Robert C. Standard Handbook of Plant Engineering, Third Edition, McGRAW-HILL: New York. 1983. Available from Internet: <http://ezproxy.uis.edu.co:2162/browse/process-industrial-instruments-and-controls-handbook-fifth-edition/p2000a1f79974.47003?s.num=1&q=Venturi#d91570e45563>.

Válvula de Retención de Disco Oblicuo La válvula de retención de disco oblicuo, como válvula de retención abre al paso del fluido en una dirección y se cierra en el sentido inverso. Es conocida en sus términos en inglés como tilting disc valve.

Es una válvula de retención muy versátil, su rapidez de cierre convierte la protección de bombas como una de sus principales aplicaciones. Se usa tanto en gases y líquidos, pero no es recomendable con sólidos en suspensión. Su pérdida de carga es relativamente baja.

Figura 17 Válvula de retención de disco oblicuo.



Fuente: ROSALER, Robert C. *Standard Handbook of Plant Engineering, Third Edition*, McGRAW-HILL: New York. 1983. Available from Internet: <http://ezproxy.uis.edu.co:2162/browse/process-industrial-instruments-and-controls-handbook-fifth-edition/p2000a1f79974.47003?s.num=1&q=Venturi#d91570e45563>.

2. DESCRIPCIÓN DE EQUIPOS DEL LABORATORIO

A pesar que el laboratorio actual de Turbo-Máquinas hidráulicas tiene varios años de antigüedad, se podrán reutilizar varios elementos que lo conforman; sin embargo, existe la necesidad de adquirir nuevos componentes que complementen los ya existentes. Estos equipos son antiguos, pero la teoría sobre su funcionamiento sigue siendo la utilizada actualmente en el área de transporte de fluidos y generación de energía. A esto se adiciona que es un laboratorio con condiciones de operación y escala realista, lo que genera un ambiente industrial que acerca a los estudiantes a condiciones de trabajo profesional. Por estas razones se procede a realizar un inventario sobre los equipos que conforman los bancos y el respectivo mantenimiento realizado a sus elementos.

Para el informe de mantenimiento se tuvo la referencia del técnico Freddy a cargo del mantenimiento de los laboratorios adscritos a la escuela de Ingeniería Mecánica; El informe se realizó en el software Microsoft Access 2013 en forma de base de datos para mantener actualizada la información de estos equipos y se encuentra en el Anexo E.

2.1 BANCO DE GENERACIÓN DE ENERGÍA TURBINA KAPLAN.

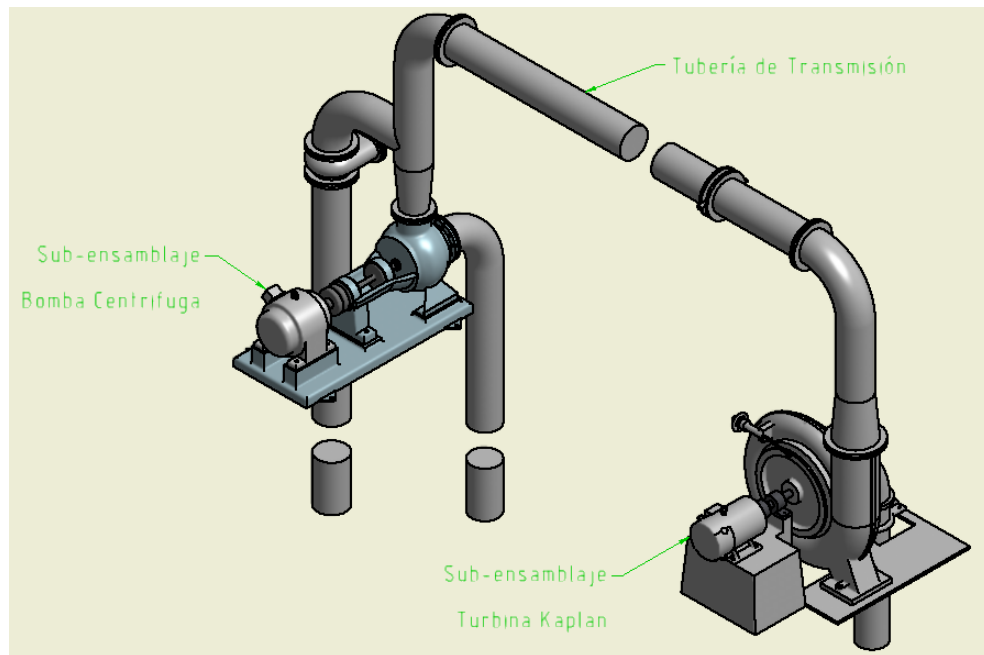
Figura 18 Banco de la Turbina Kaplan.



Sistema diseñado con el propósito de transportar agua desde una bomba centrífuga hasta una turbina Kaplan para generar energía eléctrica con un generador acoplado a esta. Este banco cobra importancia en la visualización el comportamiento de una bomba centrífuga en succión negativa y el comportamiento de la turbina de acuerdo a su configuración de alabes.

2.1.1 Elementos Que Lo Conforman. El banco está constituido por dos sub-ensamblajes como se muestra en la Figura 19, el primer sub-ensamblaje está conformado por una Bomba centrífuga que genera la carga y la transmite a través de una tubería rígida hacia la segunda sección; este segundo sub-ensamblaje contiene la turbina tipo Kaplan que descarga el agua en el canal de descarga que internamente está conectado al tanque, en paralelo el eje de la turbina excita un generador para producir energía eléctrica.

Figura 19 Vista CAD de las partes del banco de la turbina Kaplan.



2.1.1.1 Sub-ensamblaje bomba Centrífuga

Figura 20 Sub-ensamblaje bomba centrífuga.



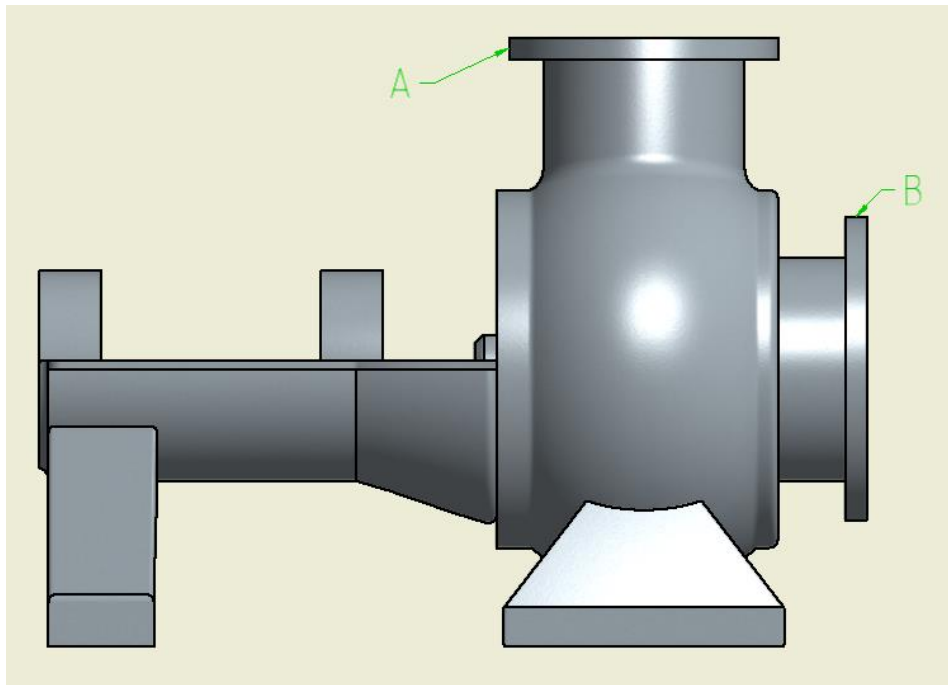
Este sub-ensamblaje consta de un motor trifásico de 26 caballos de fuerza, el cual es alimentado por un interruptor trifásico de la red eléctrica de la universidad (Figura 21); el eje del motor está conectado a la bomba centrífuga. Estos están unidos por acople rígido y atornillados a una base de concreto sólida como se puede observar en la Figura 20.

Figura 21 Arrancador del motor del banco Kaplan.



La bomba tiene dos manómetros en los puntos que se observan en la Figura 22, uno se encuentra en el punto B de la tubería de succión para medir la presión del agua a la entrada del eje de la bomba lo cual nos sirve para determinar varios aspectos como el NPSH y la Cabeza de Altura Total de la bomba centrifuga, un segundo manómetro se encuentra en el punto A de la tubería de descarga de la bomba para obtener la lectura de la presión de salida y calcular la Carga y Cabeza de Altura que está produciendo.

Figura 22 Vista lateral de la Bomba centrifuga.



El sistema cuenta con las siguientes características:

Potencia de 26 caballos de fuerza 1750 RPM

Velocidad de 1750 RPM

Tubería de succión de 10 pulgadas

Tubería de descarga de 9 pulgadas

2.1.1.3 Tubería de transmisión entre subsistemas.

Figura 23 Tubería de transmisión.



Los subsistemas están conectados por una tubería rígida a lo largo del laboratorio como se ve en la

Figura 23; en la Figura 24 la tubería de descarga de la bomba tiene conectada en paralelo una válvula de cierre para controlar la carga que se requiera generar para la turbina.

Figura 24 Válvula de cierre.



Esta tubería consta de 6 metros de largo, tiene 2 orificios (Figura 26) para la visualización de caudal por medio de un medidor de platina, tiene las salidas para manómetros lo que nos permite generar información del comportamiento volumétrico del sistema. Cada banco presente en el banco tiene soportes rígidos para impedir las sobre tensiones en la turbina y/o bomba (Figura 25).

Figura 25 Soportes metálicos.

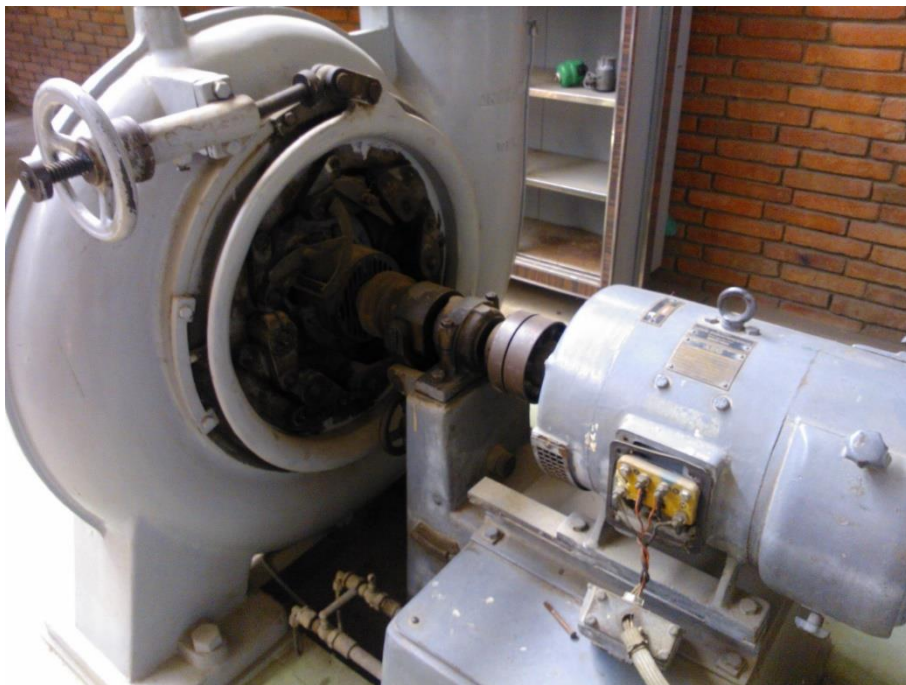


Figura 26 Medidor de platina.



2.1.1.4 **Sub-ensamblaje turbina Kaplan.**

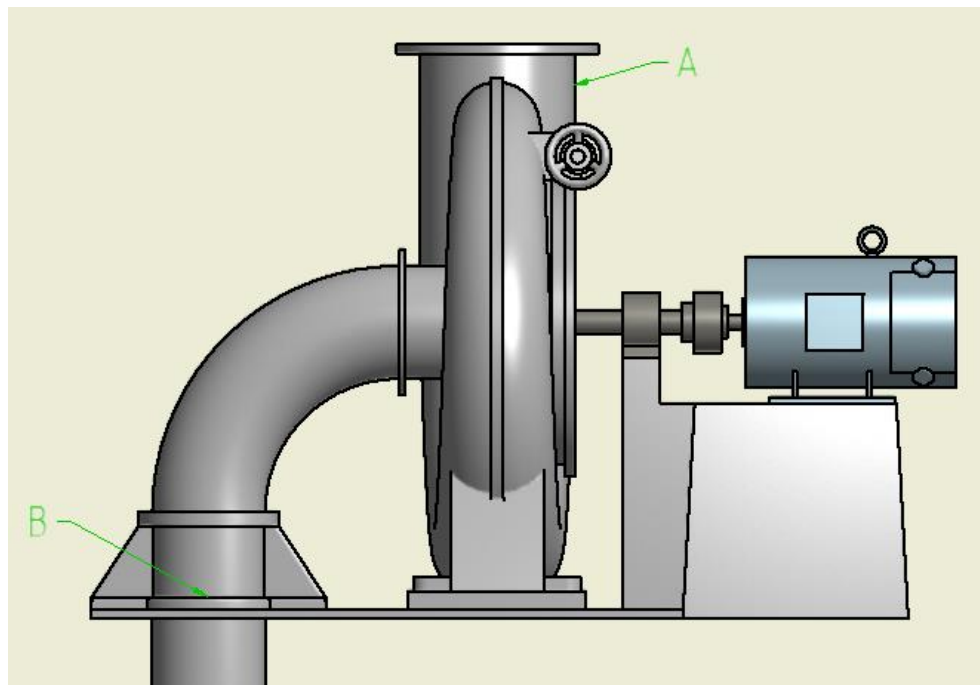
Figura 27 Sub-ensamble turbina Kaplan.



Este sub-ensamblaje consta de una turbina Kaplan, la cual recibe el fluido enviado por la bomba a través de la tubería de transmisión. La turbina convierte la energía hidráulica del fluido en energía mecánica que es utilizada por un generador síncrono alterno.

La turbina tiene a la entrada un orificio en el punto A para conectar un manómetro con el fin observar la carga que está recibiendo y monitorear su cambio, así mismo también tiene un orificio en la salida en el punto B para estar a la mira del estado en el que se encuentra el líquido en la zona de descarga (Figura 28).

Figura 28 Vista lateral turbina Kaplan.



El generador tiene una caja en la que se encuentra la excitatriz y la distribución de la red generada (Figura 29).

Figura 29 Caja de la excitatriz.



El sistema cuenta con las siguientes características:

Potencia de 6,6 caballos de fuerza a 1300 RPM

Caudal máximo de 139 Lts/seg

Generador con 230 V a 19,6 A

2.1.2 Equipos requeridos. De acuerdo con el informe de mantenimiento, se tomaron decisiones sobre la maquinaria que se va a conservar y la que debe ser reemplazada.

2.1.2.1 Sub-sistema bomba centrifuga. El sistema se encuentra operable, aunque se recomienda realizar un mantenimiento riguroso para despegar el eje del motor, ya que este se encuentra cubierto por oxido y suciedad lo que impide el movimiento apropiado del eje.

Arrancador El arrancador del motor se encuentra obsoleto, como se pudo observar en la Figura 21, y no es capaz de proveer al motor de la corriente necesaria

para arrancarlo, por esto se llega a la conclusión de comprar un nuevo arrancador con sus accesorios para la puesta en marcha del motor.

Con las referencias del motor se cotizaron arrancadores para las siguientes características:

Potencia: 26 Hp

Corriente: 69 Amp

En el mercado se encuentra que lo más cercano y disponible a esas características es el arrancador suave Schneider Altistar 48 (

Figura 30) que tiene las siguientes características:

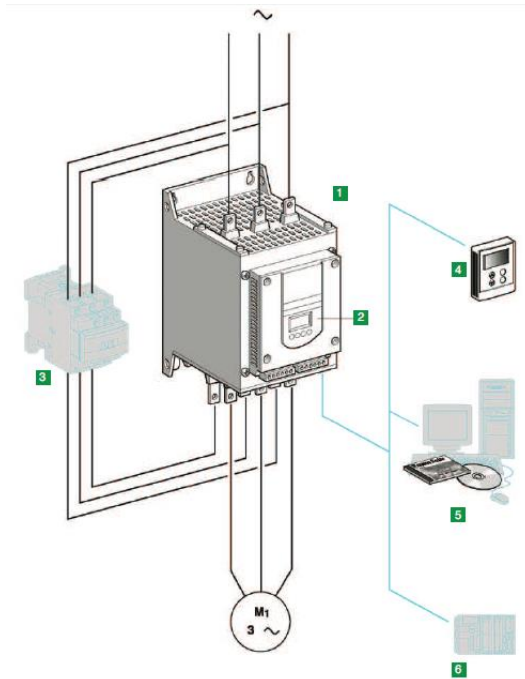
Potencia: 30 Hp

Corriente máxima: 72 Amp

Arranque y parada suave del motor

Pantalla para visualización de parámetros del motor.

Figura 30 Arrancador Schneider Altistar 48.



Fuente: Schneider Electric 1836. Catálogo de Arrancadores suaves para motores asíncronos 2014. Pagina 8.

De acuerdo con la hoja de datos del arrancador, dada en la página web de la empresa, se necesitan los siguientes accesorios adicionales que permitirán un funcionamiento adecuado en el arranque del motor, este arreglo se puede apreciar en la Figura 31:

Un Interruptor trifásico Q1 para energizar el arrancador y los accesorios anexos a él, se debe utilizar como seguridad y está planteado como necesario para todo tipo de maquinaria industrial.

Para este Interruptor decidimos utilizar un Mitsubishi Electric NF 93 HW que permite un voltaje máximo de 93 Amperios.

Dos contactores KM1 y KM3 necesarios para el arranque y parada suave del motor, para estos se eligieron contactores de 72 Amperios a 220 V.

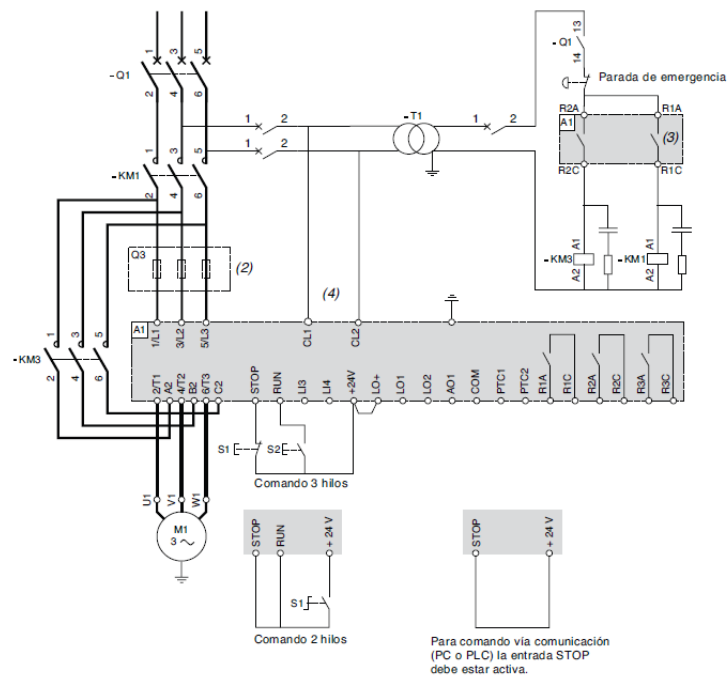
Un fusible para red trifásica de 125 Amperios como se especifica en la hoja del arrancador.

Un transformador de voltaje de 220 a 24 Voltios, para la línea que controlará los botones y luces de funcionamiento de todo el arrancador, este tiene un interruptor de prendido y apagado el cual nos permite controlar que no se encienda el motor automáticamente hasta que este esté prendido y se dé la orden con el botón de arranque.

2 Leds de color amarillo y verde que nos indicaran el estado de operación de la máquina, amarillo nos indica que el panel está energizado y listo para arrancar y verde nos indica que la maquina está en operación.

3 Botones, dos normalmente abiertos, uno verde para dar la orden de arranque al arrancador y otro rojo para dar la orden de parada, además es necesario otro interruptor normalmente cerrado con anclaje para la parada de emergencia, esté ultimo botón está como requisito fundamental en todo panel de operación.

Figura 31 Conexiones del arrancador Altistar 48.



Autor: Schneider Electric 1836. Catálogo de Arrancadores suaves para motores asíncronos 2014. Pagina 19.

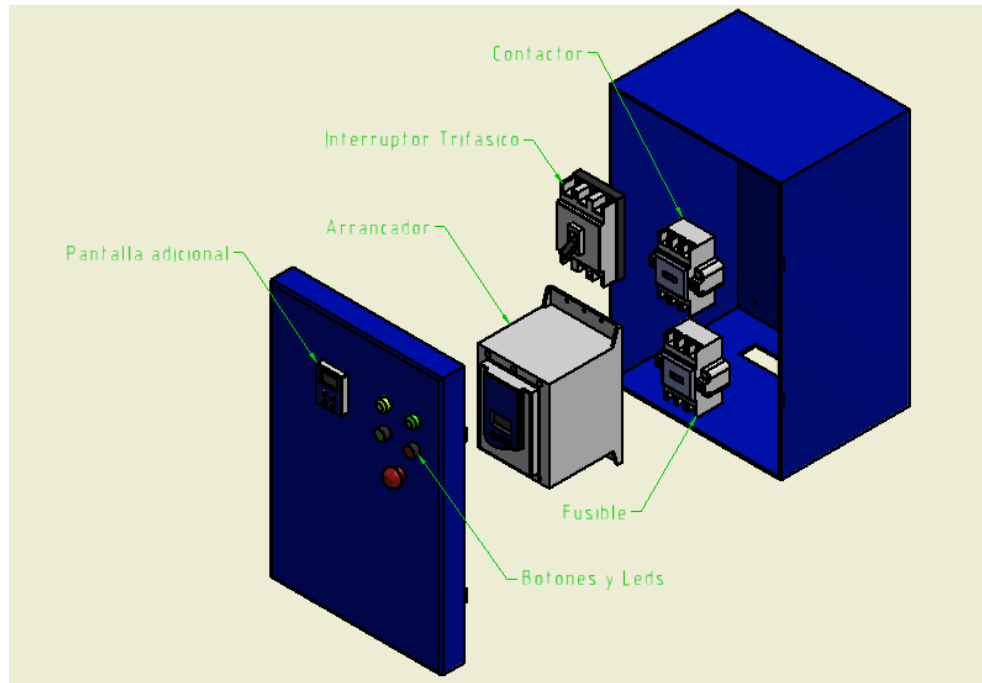
Cabe resaltar que la entrada STOP y RUN por las cuales se realizan las operaciones de encendido o apagado puede ser suministrada por un PLC u otro tipo de controlador que dé la orden remota, con el fin de dejar abierta la opción de automatizar el banco.

La pantalla de visualización de parámetros del arrancador sirve para observar que potencia está consumiendo el motor cuando se varía la carga del sistema ya que no siempre serán los 26 caballos de fuerza.

Además de la selección del arrancador y sus accesorios se diseña una caja de potencia en las que se encuentran estos elementos; la idea de una caja sencilla acoplada a la pared para que esta esté fija y no se doble con el peso de los elementos.

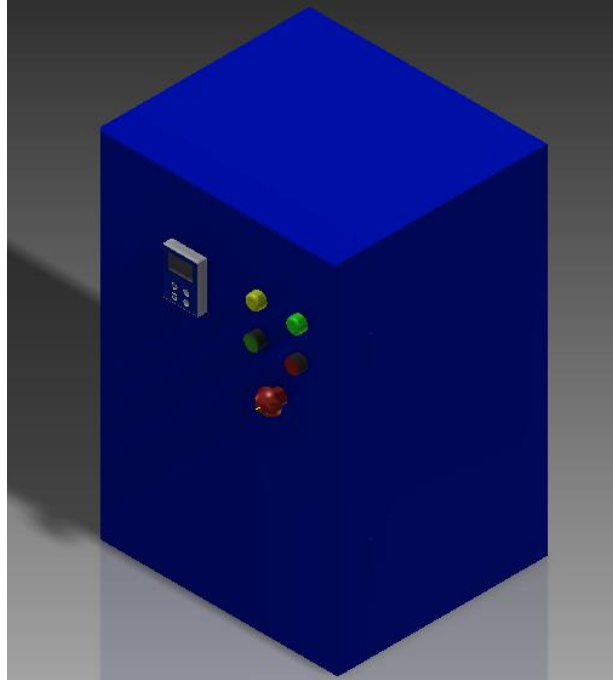
Las dimensiones de la caja son de acuerdo a los elementos y el orden que llevan adentro, se puede realizar en el taller o mandar a hacer, va atornillada a la pared y los elementos adentro estarán atornillados a la caja como se observa en la Figura 32.

Figura 32 Explosionado de la caja de potencia.



Debe tener una entrada en la parte inferior para la instalación de los cables que vienen de la red trifásica y van hacia el motor.

Figura 33 Caja de Potencia del arrancador



Manómetros La bomba tiene dos entradas para la lectura de presión, una entrada está en la tubería de descarga y la segunda entrada está en la tubería de succión ya vistos en la Figura 22; En estas entradas los manómetros están obsoletos y no sirven por esto se recomienda cambiarlos.

Modernizar el laboratorio es uno de los objetivos de este proyecto, debido a esto los manómetros que se seleccionan tienen una pantalla para observar la presión y una salida analógica de este valor para tener un registro de los datos, con el fin de poder realizar de forma más rápida gráficas y tablas desde un computador.

Por esta razón se selecciona un manómetro WIKA IntelliGAUGE Burdon con salida análoga y tienen las siguientes características:

Rango de presión de -1.6 a 30 Bar

Figura 34 Manómetro WIKA intelliGAUGE Autor:



Autor: WIKA Alexander Wiegand SE & Co. KG. WIKA data sheet PV 11.05 · 08/2011. Página 1.

2.1.2.2 Tubería de transferencia La tubería se encuentra oxidada en el interior, por esta razón se recomienda reemplazarla, la válvula de descarga en bypass está funcional pero debe ser cambiada junto con la tubería para evitar futuros problemas de oxidación.

Flujometro La medición de flujo en la tubería se hace por medio de un medidor de platina conectado en serie después de la zona de linealización de flujo. Las probetas de medición están rotas y ya no tienen mercurio para realizar la lectura, una de las soluciones más sencillas es conectar 2 manómetros en los orificios y leer las presiones resultantes; este método necesita recuperar los valores característicos de la platina o asumir que está en el valor común de 3:1 en la reducción del orificio.

Por esto se decide cambiar las salidas de la platina y conectar un manómetro diferencial WIKA DELTA-trans.

Figura 35 Flujo metro DELTA-trans.



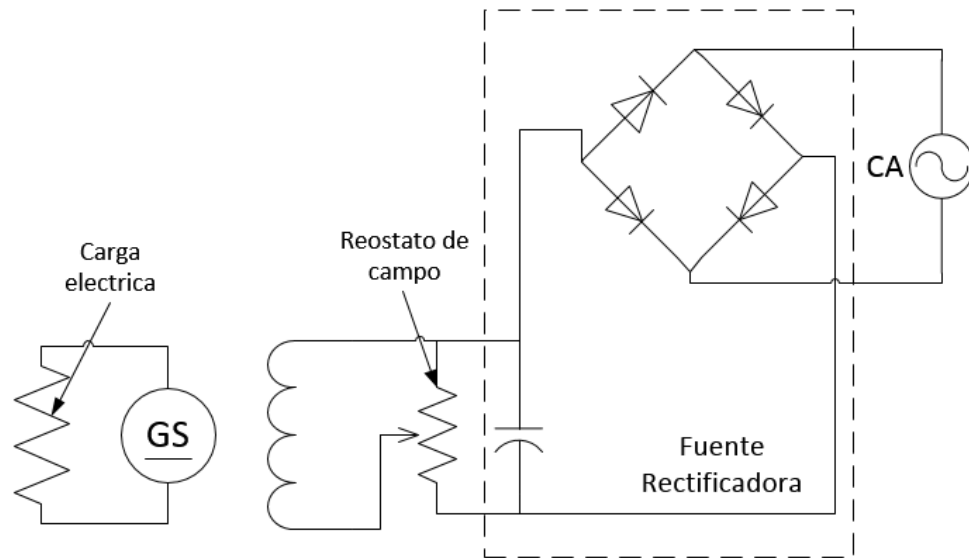
Autor: WIKA Alexander Wiegand SE & Co. KG. WIKA data sheet PV 17.19 · 12/2014. Pagina 1.

2.1.2.3 Sub-sistema Turbina Kaplan La turbina se encuentra funcional, la tubería de descarga está corroída y se recomienda cambiarla para evitar la acumulación de sedimentos en el agua del tanque. La manivela que controla la posición de las compuertas se encuentra pegada, cubierta de óxido y suciedad por lo que se recomienda realizar una limpieza y lubricación a los componentes que hacen parte de ella.

Excitatriz Debido a que la turbina tiene más de 30 años, el sistema excitatriz que alimenta el generador está obsoleto y necesita cambiarse para obtener una respuesta mejor por parte de él.

Observando, analizando y comprendiendo las partes y componentes que se encuentran dentro de la excitatriz y efectuando una investigación de acuerdo a la norma NTC 2798 de instalación de generadores, se llegó a la conclusión de que para la puesta a punto de la excitatriz es necesario lo siguiente:

Figura 36 Diagrama eléctrico de la excitatriz.



Bobinas conectadas en paralelo que rectifiquen la corriente de la red eléctrica de la universidad y convierta corriente alterna en directa. Esto con el fin de alimentar el rotor del alternador que de acuerdo a la placa del generador es de 140 Vdc.

Un reóstato de campo conectado en serie con las bobinas para regular la corriente que está entrando al rotor.

Un vatímetro que mide la potencia de salida del generador hacia la carga eléctrica que en este caso son una serie de bombillos de alógeno.

Con el fin de volver funcional el generador se selecciona estos elementos del mercado y se cotiza con las características del generador, a continuación los elementos y sus respectivas características.

Rectificador Con el fin de rectificar la red eléctrica se cotiza un rectificador de corriente alterna a directa y no se encuentra localmente una marca que venda el

producto así, pero es posible encontrar una empresa que los fabrica con partes de distintas marcas. El rectificador tiene con los siguientes valores:

Voltaje de entrada 140 AC

Voltaje de salida 125 DC

Reóstato Para regular la corriente de entrada al rotor es necesario un reóstato de potencia que permita oscilar entre los valores que expide la placa del generador.

De acuerdo a la placa del generador, el voltaje de entrada es de 140 voltios DC lo cual ya se soluciona con el rectificador. La corriente nominal debe ser de 1,3 amperios, así que se recurrió a la ley de ohm para obtener el valor de resistencia necesario.

$$V = I * R$$

Donde V es voltaje, I es corriente y R es la resistencia.

Hallando el mínimo del reóstato con la corriente nominal del generador:

$$125 [V] = 1,3 [A] * R_{min}$$

$$R_{min} = \frac{125}{1,3} = 96 [\Omega]$$

Ahora se halla el máximo usando el 5% de la corriente nominal del generador:

$$125[V] = 1,3 [A] * 0,05 * R_{max}$$

$$R_{max} = \frac{125}{1,3 * 0,05} = 1923,07 [\Omega]$$

Por último se encuentra la potencia disipada que debe tener a la máxima corriente suministrada, para esta parte la ecuación usada es la de disipación de energía de joule:

$$P_{disipada} = V * I$$

Donde $P_{disipada}$ es la potencia disipada del sistema.

$$P_{disipada} = 125 [V] * 1,3[A]$$

$$P_{disipada} = 162,5 [W]$$

Con las especificaciones anteriores se selecciona el reóstato industrial Coudoint (Figura 37) que tiene las siguientes características:

Resistencia Variable entre 0.5 Ω y 20 k Ω

Potencia disipada de 300 W

Figura 37 Reóstato circular.

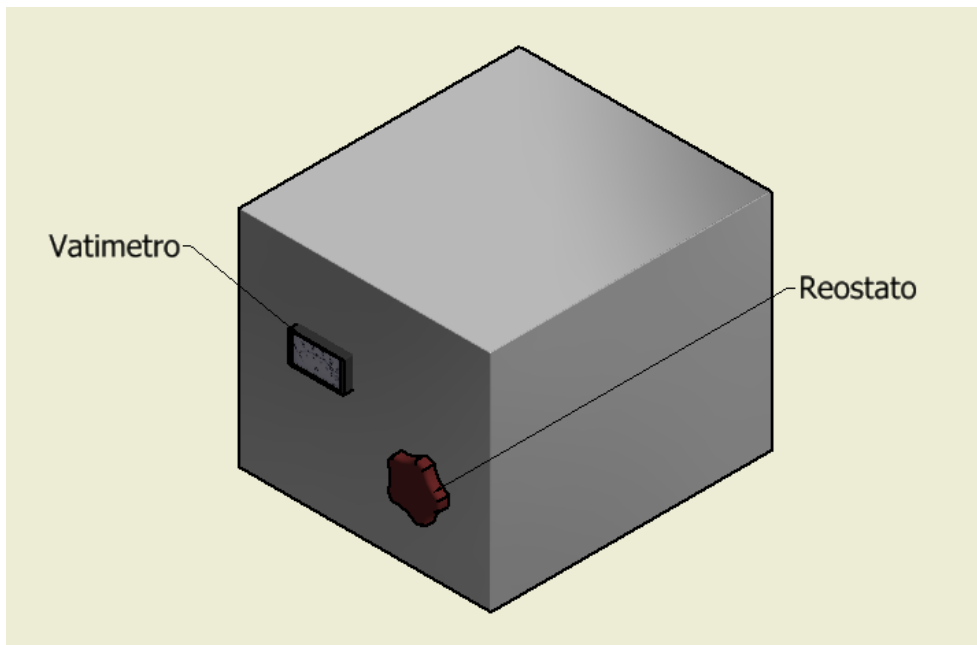


Autor: COUDOINT LES ESSARTS LE ROI FRANCE. Document 1101066 Edition June 2014. Page 10.

Además de la selección de los accesorios de la excitatriz se ve la necesidad de diseñar una caja de potencia en las que se encuentren estos elementos; se toma la

caja de potencia que ya se encuentran acoplados en los bancos ya que las dimensiones que tienen son las suficientes para alojar estos accesorios.

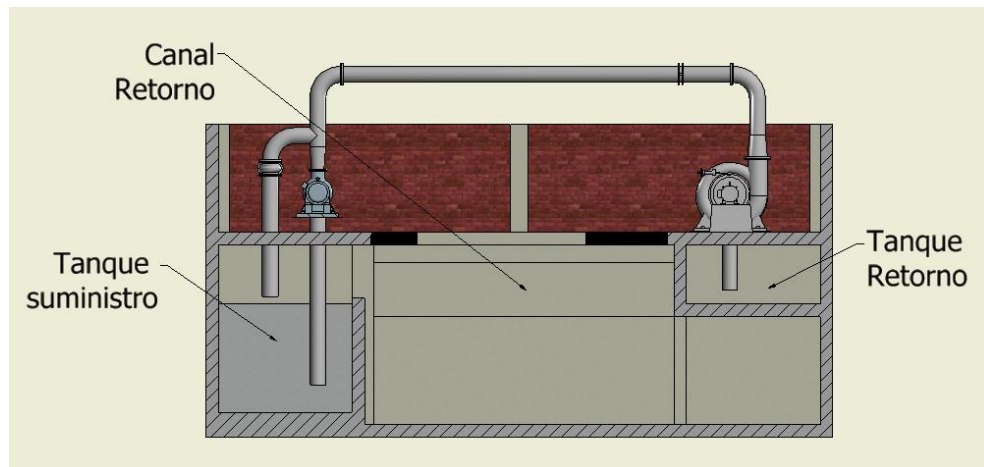
Figura 38 Caja de excitatriz turbina Kaplan.



2.1.3 Alternativas de rediseño La escuela de ingeniería mecánica se encuentra en un proceso de remodelación estructural en el cual se encuentran los laboratorios, debido a que es desconocida la nueva edificación o si se decide mantener la actual, esta tesis de grado plantea dos diseños de acuerdo a lo dicho anteriormente:

2.1.3.1 **Primera alternativa** Esta alternativa es la configuración de tubería actual que tiene el laboratorio, el circuito hidráulico de los bancos dependen de los aspectos que se pueden observar en la Figura 39, el primero es el tanque de suministro de la bomba que se encuentra por debajo de la misma a 2,5 metros de altura respecto a la bomba, este tanque tiene una capacidad de 34 metros cúbicos, la bomba se encuentra en succión negativa por lo cual tiene una válvula de pie para la tubería de succión.

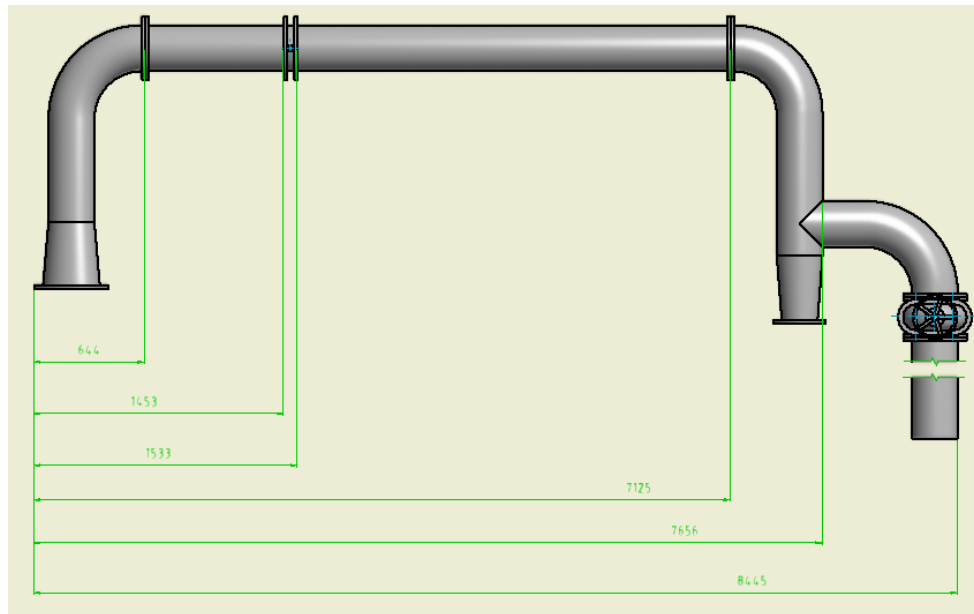
Figura 39 Configuración de tanques actual.



La turbina se encuentra descargando en un tanque de retorno a 1 metro por debajo de esta, este tanque está conectado al tanque de suministro a través de un canal de retorno el cual tenía un vertedero para medir el caudal, debido a que este vertedero no se encuentra, no es posible medir caudal de esta manera.

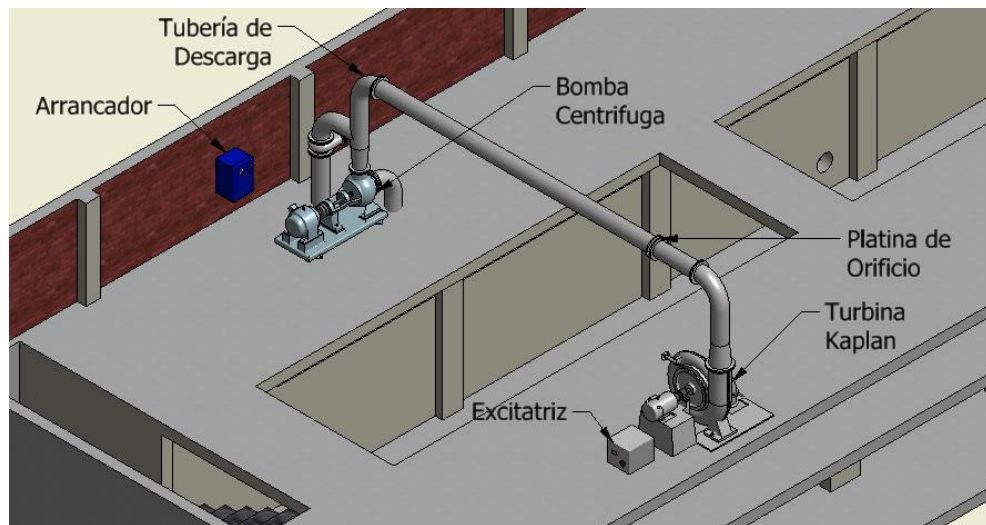
Conforme a las dimensiones de la estructura y los tanques, obtenemos el dimensionamiento del circuito de descarga total de este como se observa en la Figura 40.

Figura 40 Tubería de descarga de bomba Kaplan.



Acorde a las dimensiones de la tubería dadas anteriormente y los equipos necesarios descritos en el capítulo 2.1.2, se obtiene un esquema del diseño del banco con los elementos que los conforman, Figura 41.

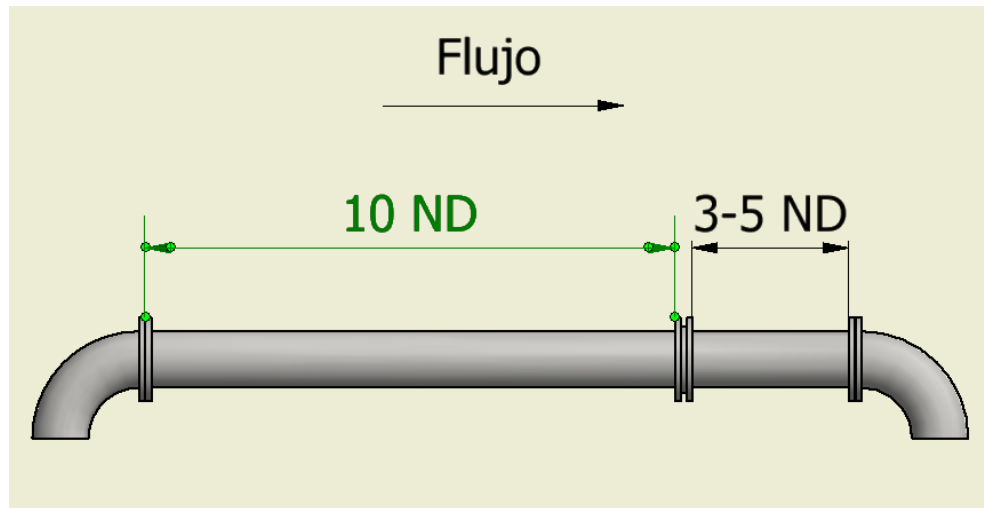
Figura 41 Configuración actual del banco Kaplan.



Los planos con las medidas de todos los subsistemas descritos anteriormente se encuentran en el Anexo A.

2.1.3.2 **Segunda alternativa.** Se propone un diseño modular que dependa de un solo tanque y comprometer de forma mínima la nueva estructura. Uno de los objetivos del nuevo diseño es minimizar la distancia entre la bomba centrífuga y la turbina, esta distancia está dada para que el caudalímetro de platina pueda operar dentro de condiciones de flujo laminar. Para el cálculo de esta distancia se utiliza la norma ISO 5167-1 en la que especifica las longitudes de tubería requeridas para medición de caudal en secciones circulares con flujo ocupando su área transversal completa. Tomando el caso en el cual el flujo se encuentra aguas arriba.

Figura 42 Distancia de linealización de flujo.



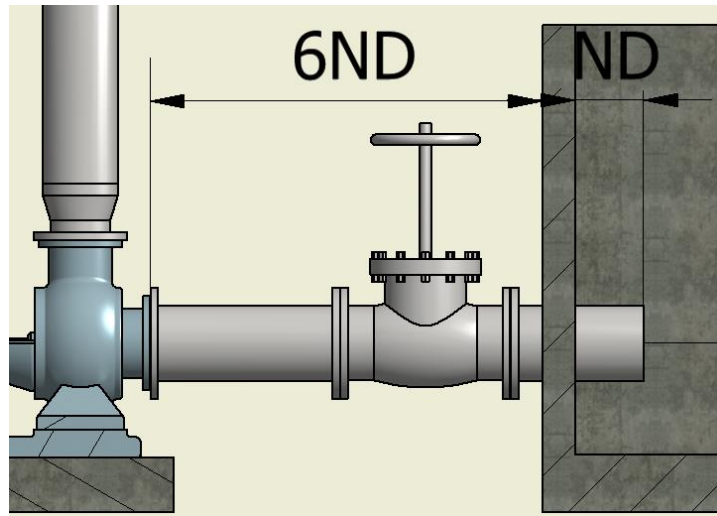
De acuerdo a lo descrito en la Figura 25, las medidas son las siguientes:

$$10 \text{ ND} = 10 * 10in = 100 \text{ in } (2,54 \text{ m})$$

$$3 \text{ ND} = 3 * 10in = 30 \text{ in } (0,762\text{m})$$

Modificando la succión de la bomba de tal forma que la bomba no se encuentre en succión negativa. El diseño de la tubería de succión se realiza de acuerdo con la norma ANSI/HI 9,8 sobre el diseño de tuberías de succión y el PIPING HANDBOOK de Mohinder L. Nayyar. La tubería de succión debe tener las siguientes dimensiones en la tubería de succión.

Figura 43 Tubería de succión.



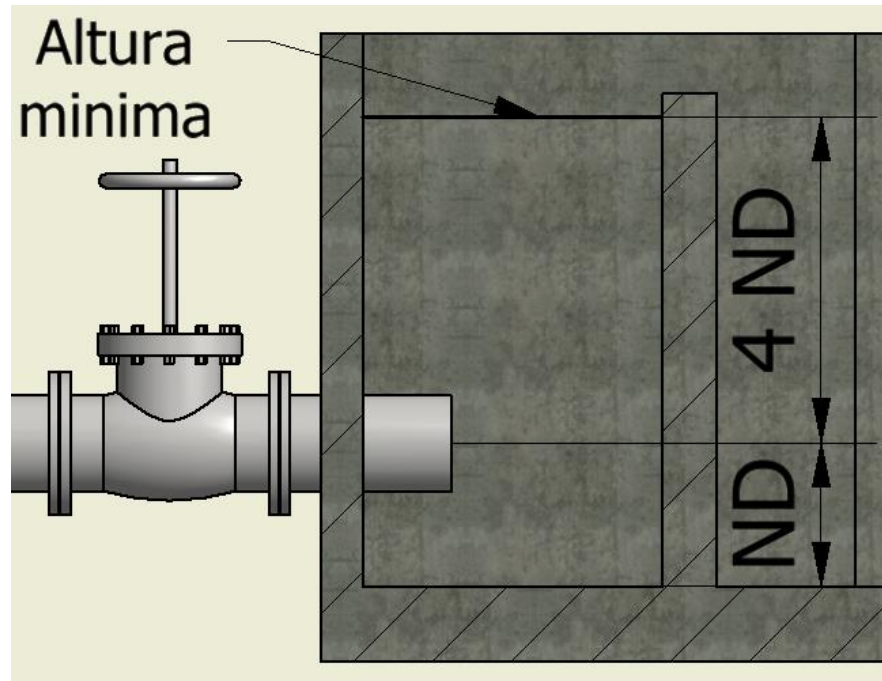
$$6 ND = 6 * 10 \text{ in} = 40 \text{ in} (1,524 \text{ m})$$

$$1 ND = 10 \text{ in} (0,254 \text{ m})$$

Además de estas dimensiones se debe instalar una válvula reguladora a la entrada para facilidad de mantenimiento.

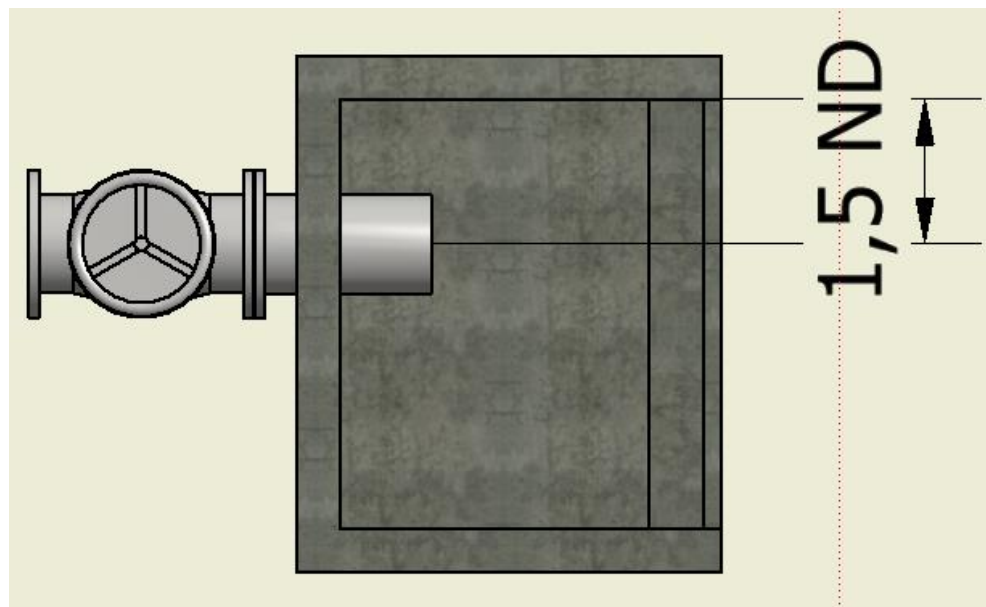
Para el diseño del nuevo tanque se toma como referencia la norma ANSI/HI 9.8:2003 sobre las medidas mínimas en la succión del tanque para evitar vórtices y cavitación en el rodete de la bomba.

Figura 44 Altura mínima del tanque para evitar vórtices, Vista lateral.



$$4 ND = 40 \text{ in } (1 \text{ m})$$

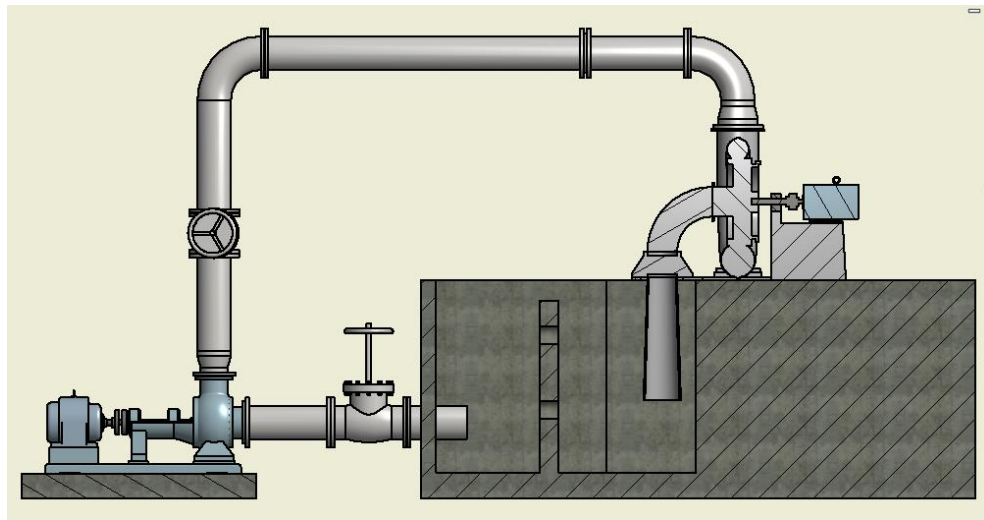
Figura 45 Dimensiones mínimas del tanque, Vista superior.



$$1,5 ND = 15 \text{ in } (0,381 \text{ m})$$

De acuerdo a estas medidas y las ya descritas sobre la tubería de transmisión entre bomba y turbina, se hace el diseño del tanque y las alturas de operación. El volumen del tanque debe abastecer las necesidades de la bomba en operación y apagada.

Figura 46 Tanque de almacenamiento turbina Kaplan, vista seccionada.



De acuerdo a esto se realiza el análisis de la siguiente manera:

$$V_{total} = V_{min} + V_{tubería}$$

V_{total} : Volumen total requerido para operación

V_{min} : Volumen mínimo de la bomba en operación

$V_{tubería}$: Volumen que se encuentra recirculando por tubería

Se calcula el volumen mínimo de operación con las dimensiones normalizadas y con ayuda de la herramienta CAD se calcula el área de la base del tanque.

$$V_{min} = A_{base} * h_{min}$$

A_{base} : Área de la base del tanque

h_{min} : Altura mínima en operación de acuerdo a la norma

$$A_{base} = 2,1 \text{ m}^2$$

$$h_{min} = 5 * 10 \text{ in} = 50 \text{ in} (1,27 \text{ m})$$

$$V_{min} = 2,1 \text{ m}^2 * 1,27 \text{ m} = 2,667 \text{ m}^3$$

El volumen de recirculación se obtiene tomando la distancia total de tubería por el área transversal de la tubería.

$$V_{tubería} = L_{tubería} * A_{tubería}$$

$$L_{tubería} = 11,3 \text{ m}$$

$$A_{tubería} = \frac{\pi}{4} * (0,254)^2 = 0,05 \text{ m}^2$$

$$V_{min} = 11,3 \text{ m} * 0,05 \text{ m}^2 = 0,565 \text{ m}^3$$

Por lo tanto podemos obtener el volumen de tanque requerido y el nivel de agua máximo.

$$V_{total} = 2,667 + 0,565 = 3,232 \text{ m}^3$$

$$L_{max} = \frac{V_{total}}{A_{base}} = \frac{3,232 \text{ m}^3}{2,1 \text{ m}} = 1,54 \text{ m}$$

Se decide tomar una altura del tanque total de 1,6 metros y una marca a 1,5 metros en el máximo nivel del tanque antes de poner en funcionamiento el banco.

Para evitar perturbaciones en la zona de succión del tanque se diseña una pared de baffles para estabilizar el flujo y así disminuir su turbulencia en esta zona. El diseño de los baffles se realizó acorde al libro Wastewater Treatment Plants: Planning, Design, and Operation, el cual nos da pautas para encontrar un área requerida para los tubos de baffles.

Primero se halla la velocidad del fluido hacia la bomba dentro del tanque de acuerdo al caudal recirculado con el área transversal de la altura mojada.

$$v_{tanque} = \frac{Q}{A_{transversal}}$$

v_{tanque} : velocidad dentro del tanque

Q : Caudal de circulación

$A_{transversal}$: area transversal del tanque

$$Q = \frac{300 \frac{m^3}{h}}{3600} = 0,084 \frac{m^3}{s}$$

$$A_{transversal} = 1,18 m * 1,27 m = 1,498 m^2$$

$$v_{tanque} = \frac{0,084 \frac{m^3}{s}}{1,5m} = 0,056 \frac{m}{s}$$

Calculando la cabeza dentro del tanque.

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{0,056^2}{2 * 9,81} = 0,000159 m$$

Para esta cabeza dentro del tanque, el autor del libro recomienda una cabeza de pérdida del bafle 0,015 metros ya que la cabeza del tanque no supera 0,001 metros.

$$H_B = 0,015 m$$

Se calcula la velocidad que tiene el fluido dentro de los baffles con la siguiente ecuación.

$$V_B = C_d(H_B * 2g)^{\frac{1}{2}}$$

C_d es una variable que depende del tipo de bafle a instalar, pared de bafle simple requiere un C_d de 0,6.

$$V_B = 0,6(0,015 * 2g)^{\frac{1}{2}} = 0,33 m/s$$

Con esta velocidad y el caudal de recirculación obtenemos el área de los baffles necesario.

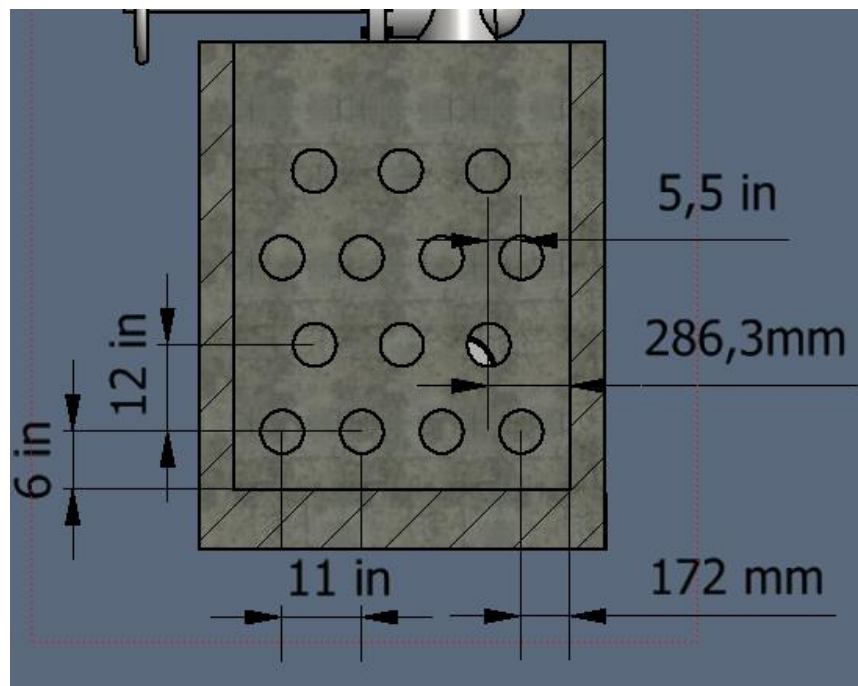
$$A_B = \frac{Q}{V_B} = \frac{0,084 \frac{m^3}{s}}{0,33 m/s} = 0,26 m^2$$

Se busca el número de baffles dependiendo del diámetro del orificio, para este diseño se escoge un diámetro de 6 pulgadas.

$$Numero_{orificios} = \frac{A_B}{A_D} = \frac{0,26 m^2}{\frac{\pi}{4} * (0,152)^2} = 14,3$$

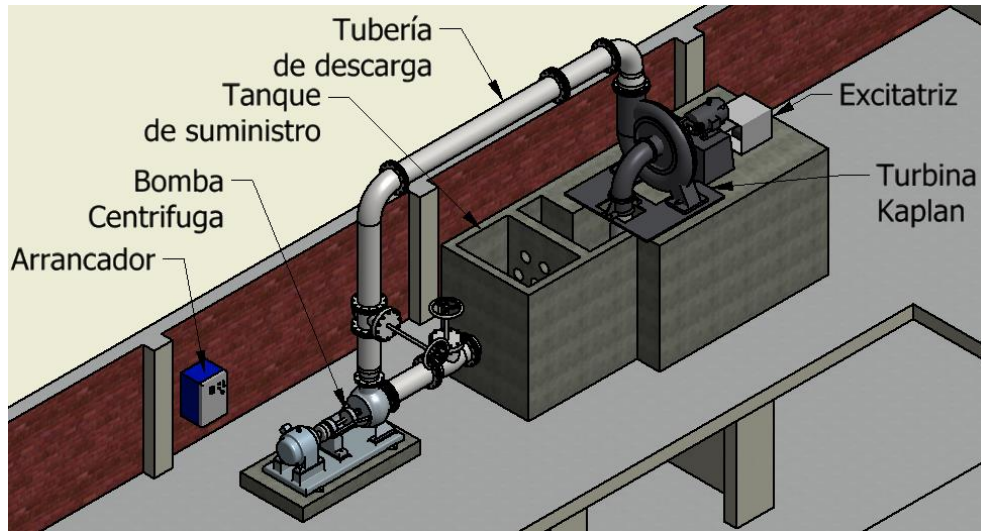
Tomando 14 orificios y se distribuyen equidistantes hasta el nivel de operación, Figura 47.

Figura 47 Pared de baffles dentro del tanque.



Al igual que en la alternativa anterior se obtiene un esquema del diseño del banco con los elementos que los conforman, Figura 48.

Figura 48 Configuración rediseñada del banco Kaplan.



Los planos con las medidas de todos los subsistemas descritos anteriormente se encuentran en el Anexo A.

2.2 BANCO DE GENERACIÓN DE ENERGÍA TURBINA FRANCIS.

Figura 49 Banco de la turbina Francis.



Sistema planteado con el fin de transportar agua de una bomba centrífuga a una turbina Francis para generar energía eléctrica usando un generador, la visualización del comportamiento del conjunto cobra importancia conforme a la configuración que se le desee dar a los alabes de distribución.

2.2.1 Elementos que lo conforman.

El banco está conformado por dos sub-sistemas como se muestra en la Figura 50:

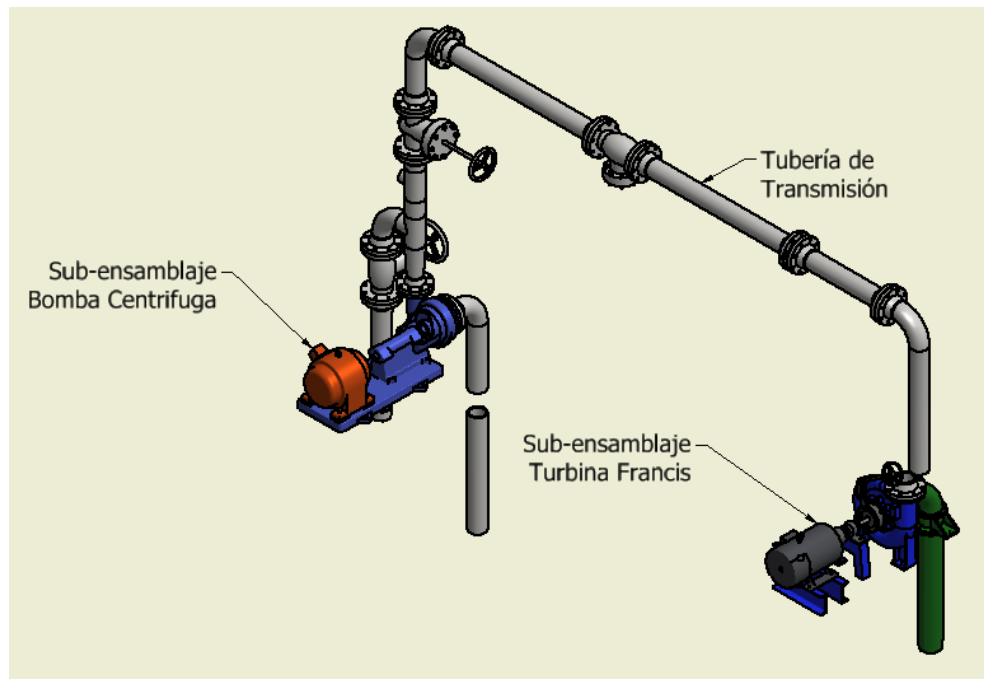
Primer sub-ensamblaje

Está conformado por un motor eléctrico quien impulsa una bomba centrífuga encargada de generar la carga y transmitir el fluido al segundo sub-ensamble por medio de una tubería rígida.

Segundo sub-ensamblaje

A este sub-sistema hace parte la turbina Francis encargada de convertir la energía hidráulica en energía eléctrica al excitar un generador montado en paralelo a su eje.

Figura 50 Vista CAD de las partes del banco de la turbina Francis.



2.2.1.1 Sub-ensamblaje bomba Centrifuga.

Figura 51 Sub-ensamblaje bomba centrifuga.



Dentro de este grupo se tiene un interruptor trifásico de la red eléctrica de la Universidad en perfectas condiciones (Figura 52), el cual alimenta el motor trifásico de dieciséis caballos de potencia que está unido a la bomba centrifuga por medio de un acople rígido. Tanto la bomba centrifuga como el motor están atornillado a la base y está a una plataforma de concreto como se observa en la Figura 51.

Figura 52 Arrancador del motor del banco Francis.



La bomba centrífuga posee dos manómetros ubicados en los puntos que se observan en la Figura 53, uno se ubica en el punto A de la tubería de descarga y otro en el punto B de la tubería de succión.

Figura 53 Vista lateral de la Bomba centrífuga.



El sistema cuenta con las siguientes características:

Potencia de 14 caballos de fuerza 1750 RPM

Velocidad de 1750 RPM

Tubería de succión de 5 pulgadas

Tubería de descarga de 4 pulgadas

2.2.1.2 Tubería de transmisión entre subsistemas.

Figura 54 Tubería de transmisión.



Los subsistemas están conectados por una tubería rígida, en la Figura 54 se observa una válvula de retención cuya función es generar evitar que el fluido se devuelva hacia la bomba. La tubería de descarga tiene conectada en paralelo una válvula de cierre para controlar la carga a desarrollar por la bomba como se observa en la Figura 55.

Figura 55 Válvula de cierre.



En la esta una válvula de cierre en serie con la tubería vertical de descarga cuya misión es redirigir el fluido hacia un sistema externo al banco.

Figura 56 Válvula de cierre en serie.



La tubería es de 6 metros de largo en donde está ubicado un sensor de platina (Figura 40) para poder tener información del comportamiento del flujo volumétrico del sistema.

Figura 57 Medidor de platina.



2.2.1.3 Sub-ensamblaje turbina Kaplan.

Figura 58 Sub-ensamble turbina Francis.



Consta de una turbina Francis cuyos alabes se pueden variar para aumentar o disminuir el paso de fluido por las mismas, a este sistema pertenece un generador excitado por la turbina.

En A está ubicado un orificio para conectar un manómetro y monitorear la carga a la entrada de la turbina, en B existe otro orificio para instalar un manómetro a la salida de la turbina teniendo en cuenta que tiene un puerto que las comunica. (Figura 59).

Figura 59 Vista lateral Turbina Francis.



El generador tiene una caja en la que se encuentra la excitatriz.

El sistema cuenta con las siguientes características:

Potencia de 5 caballos de fuerza a 1300 RPM

Caudal máximo de 31 Lts/seg

Generador con 230 V a 19,6 A

2.2.2 Equipos requeridos. En base al inventario existente se plantea una lista de accesorios que se necesitan para reemplazar los obsoletos.

2.2.2.1 Sub-sistema bomba centrifuga. Este conjunto se encuentra operable ya que es el único banco que está en funcionamiento, de igual manera se requiere establecer un mantenimiento programado para eliminar oxido y lubricar los accesorios necesarios.

Manómetros Los manómetros existentes están en buenas condiciones de funcionamiento, no obstante se hace la propuesta de cambiarlos para dar la opción de automatizar el laboratorio por los ya seleccionados en el ítem 2.1.2.1.

Arrancador Debe seleccionarse un arrancador de 20 Hp ya que el motor es de 16 Hp e instalarse en la caja de potencia.

Válvula de compuerta Este accesorio está en buen estado pero no tiene el volante que mueve la compuerta para abrir y cerrar la válvula.

2.2.2.2 Tubería de transferencia. Toda la tubería se encuentra oxidada en el interior, por esta razón es recomendable reemplazarla.

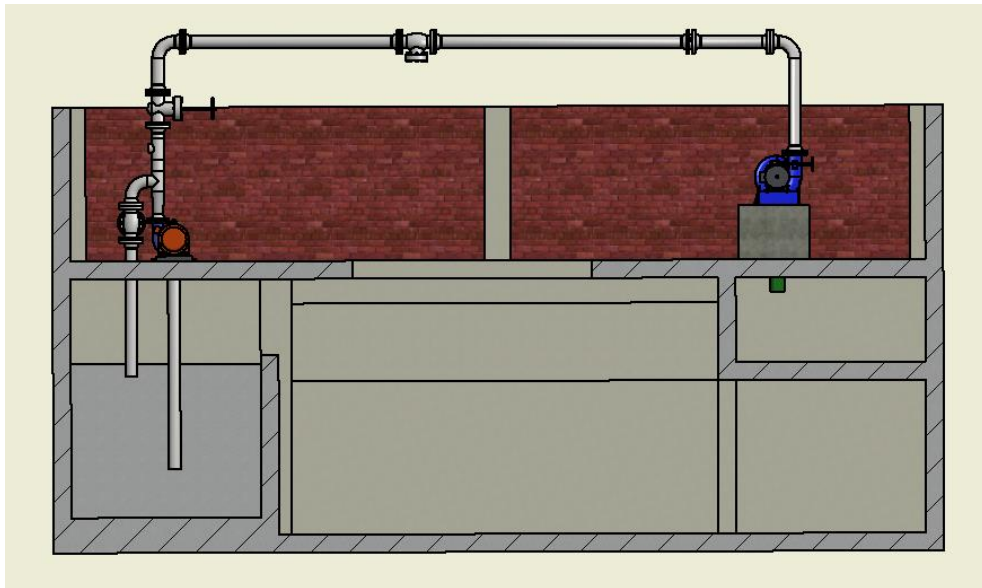
2.2.2.3 Sub-sistema Turbina Francis. La turbina se encuentra funcional, la tubería de descarga está corroída y debe ser cambiarla.

Excitatriz La excitatriz para este banco es la misma que la diseñada para el banco de la turbina Kaplan.

2.2.3 Alternativas de rediseño.

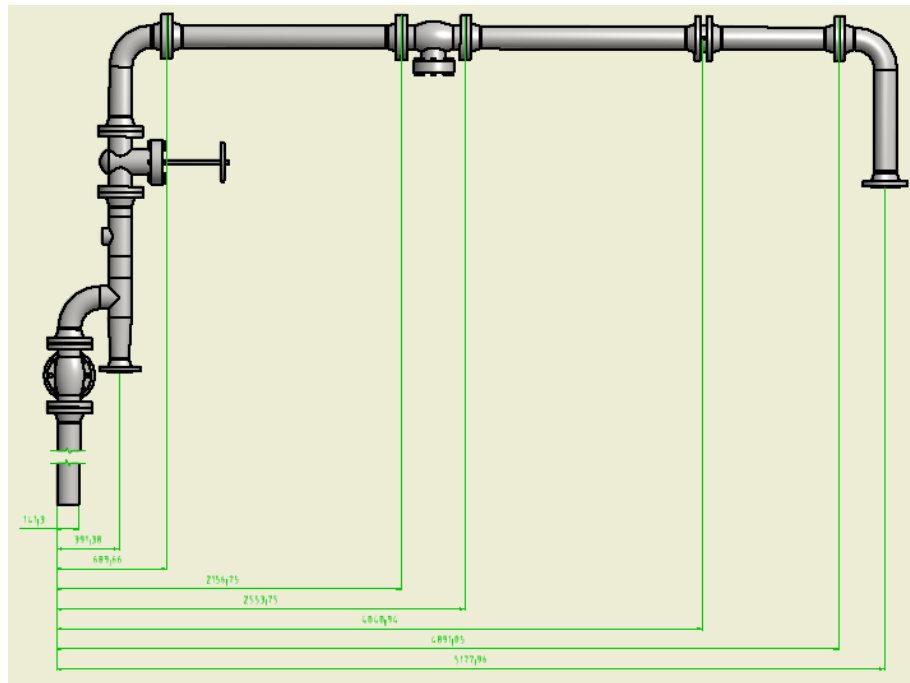
2.2.3.1 **Primera alternativa.** Al igual que el banco Kaplan, este banco depende de los mismos aspectos ya mencionados los cuales podemos observar en la Figura 60.

Figura 60 Configuración de tanques actual.



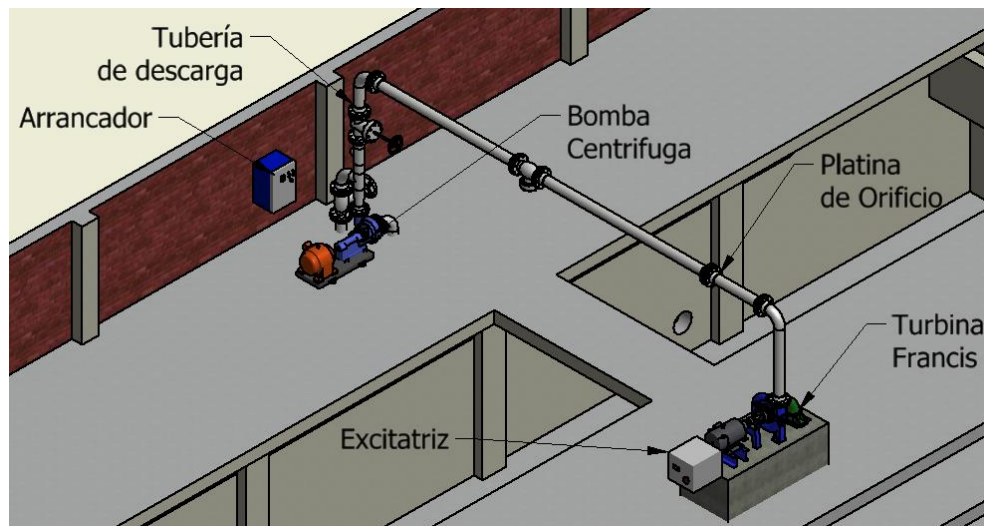
Acorde a las dimensiones de la estructura y los tanques, conseguimos el dimensionamiento del circuito de descarga total de este como se observa en la Figura 61.

Figura 61 Tubería de descarga de bomba Francis.



Por último, se diseña la configuración para este banco con los argumentos anteriores (Figura 62).

Figura 62 Configuración actual del banco Francis.



Los planos con las medidas de todos los subsistemas se encuentran en el Anexo A.

2.2.3.2 **Segunda alternativa.** Debido a que la propuesta es un diseño modular, la tubería se dimensiona según la norma ISO 5167-1

En base a la Figura 42 se calcula el largo de cada tramo.

$$10 ND = 10 * 5in = 50 in (1,27 m)$$

$$3 ND = 3 * 5in = 15 in (0,381m)$$

Tomando como referencia la bibliografía ya citada se diseña la succión de la bomba (Figura 43).

$$6 ND = 6 * 5 in = 30 in(1,524 m)$$

$$1 ND = 5 in (0,254 m)$$

Además de estas dimensiones se debe instalar una válvula reguladora a la entrada para facilidad de mantenimiento.

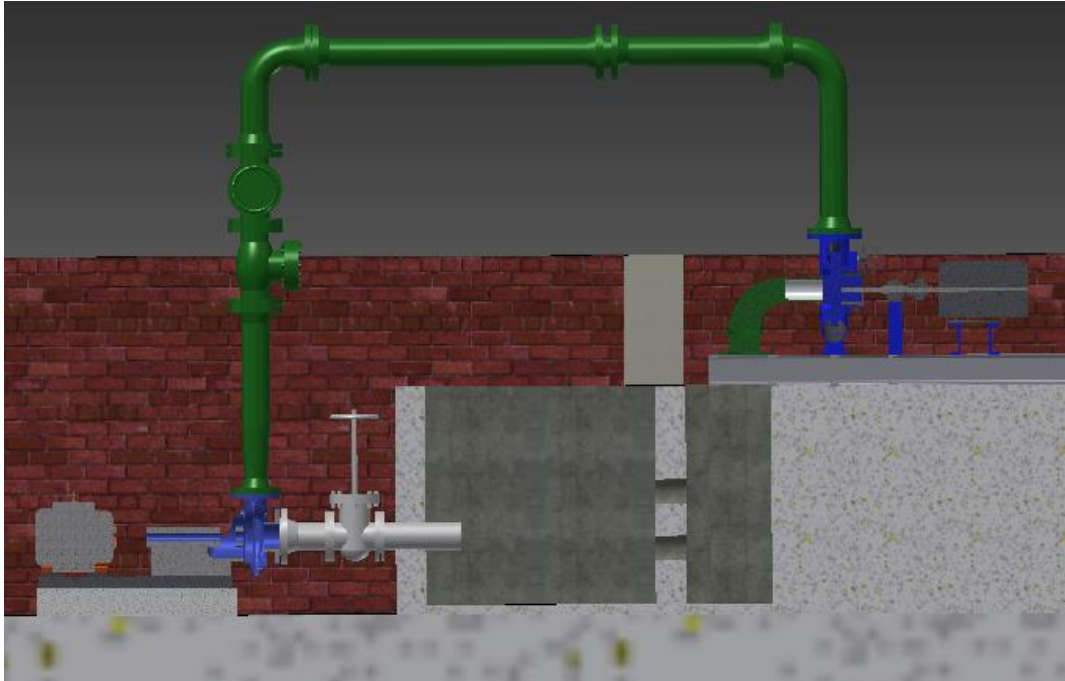
Para diseñar el tanque se toma como referencia la norma ANSI/HI 9.8:2003(Figura 44)

$$4 ND = 40 in (0,5 m)$$

$$1,5 ND = 7,5 in (0,19 m)$$

De acuerdo a los cálculos anteriores, se hace el diseño del tanque y las alturas de operación.

Figura 63 Tanque de almacenamiento turbina Francis, vista seccionada.



Conforme a esto se realizó el análisis de la siguiente manera:

$$V_{total} = V_{min} + V_{tubería}$$

V_{total} : Volumen total requerido para operación

V_{min} : Volumen mínimo de la bomba en operación

$V_{tubería}$: Volumen que se encuentra recirculando por tubería

Se calcula el volumen mínimo de operación con las dimensiones normalizadas y con ayuda de la herramienta CAD se calcula el área de la base del tanque.

$$V_{min} = A_{base} * h_{min}$$

A_{base} : Area de la base del tanque

h_{min} : Altura mínima normalizada

$$A_{base} = 0,79 \text{ m}^2$$

$$h_{min} = 5 * 5 \text{ in} = 25 \text{ in} (0,635 \text{ m})$$

$$V_{min} = 0,79m^2 * 0,635m = 0,501 m^3$$

El volumen de recirculación lo obtenemos tomando la distancia total de tubería por el área transversal de la tubería.

$$V_{tubería} = L_{tubería} * A_{tubería}$$

$$L_{tubería} = 7,32 m$$

$$A_{tubería} = \frac{\pi}{4} * (0,127)^2 = 0,0126 m^2$$

$$V_{min} = 7,32 m * 0,0126 m^2 = 0,092 m^3$$

Por lo tanto podemos obtener el volumen de tanque requerido y el nivel de agua máximo.

$$V_{total} = 0,501 + 0,092 = 0,593 m^3$$

$$L_{max} = \frac{V_{total}}{A_{base}} = \frac{0,593m^3}{0,79m^2} = 0,75 m$$

Se decide tomar una altura del tanque total de 1 metro y una marca a 0,75 metros en el máximo nivel del tanque.

Para evitar perturbaciones en la zona de succión del tanque se diseñó una pared de baffles para regular el flujo disminuir su turbulencia en esta zona en base al libro Wastewater Treatment Plants: Planning, Design, and Operation.

Primero se halla la velocidad hacia la bomba dentro del tanque de acuerdo al caudal recirculado con el área transversal de la altura mojada.

$$v_{tanque} = \frac{Q}{A_{transversal}}$$

v_{tanque} : velocidad dentro del tanque

Q : Caudal de circulación

$A_{transversal}$: area transversal del tanque

$$Q = \frac{130 \frac{m^3}{h}}{3600} = 0,0361 \frac{m^3}{s}$$

$$A_{transversal} = 0,498 m * 0,635 m = 0,31 m^2$$

$$v_{tanque} = \frac{0,0361 \frac{m^3}{s}}{0,31 m^2} = 0,11 \frac{m}{s}$$

Se calcula la cabeza dentro del tanque.

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{0,11^2}{2 * 9,81} = 0,000616 m$$

Para esta cabeza dentro del tanque el autor del libro recomienda una cabeza de pérdida del baffle 0,015 metros ya que no supera 0,001 metros.

$$H_B = 0,015 m$$

Se calcula la velocidad que tiene el fluido con la siguiente ecuación.

$$V_B = C_d(H_B * 2g)^{\frac{1}{2}}$$

Cd es una variable que depende del tipo de baffle a instalar, pared de baffle simple requiere un Cd de 0,6.

$$V_B = 0,6(0,015 * 2g)^{\frac{1}{2}} = 0,33 m/s$$

Con esta velocidad y el caudal de recirculación obtenemos el área de los baffles necesario.

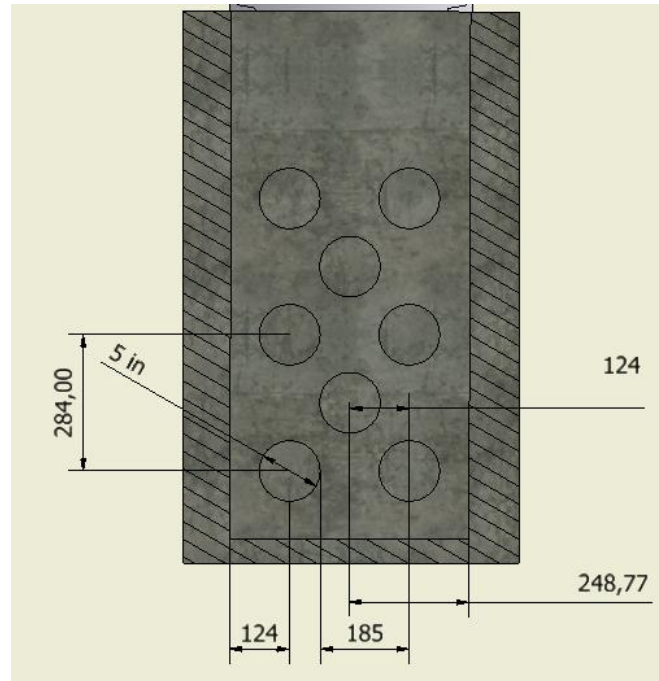
$$A_B = \frac{Q}{V_B} = \frac{0,0361 \frac{m^3}{s}}{0,33 m/s} = 0,11 m^2$$

Se busca el número de baffles dependiendo del diámetro del orificio, para este diseño se escogió un diámetro de 6 pulgadas.

$$Numero_{orificios} = \frac{A_B}{A_D} = \frac{0,11 \text{ m}^2}{\frac{\pi}{4} * (0,127)^2} = 8,08$$

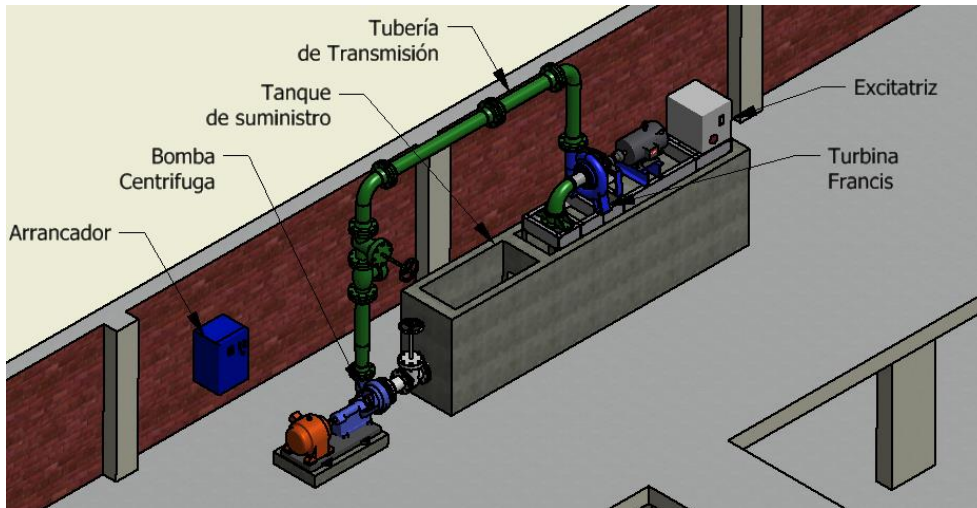
Se toman 8 orificios y se distribuyen equidistantes hasta el nivel de operación, Figura 64.

Figura 64 Pared de bafles dentro del tanque.



Se concluye con el diseño y la organización del banco modular, Figura 65.

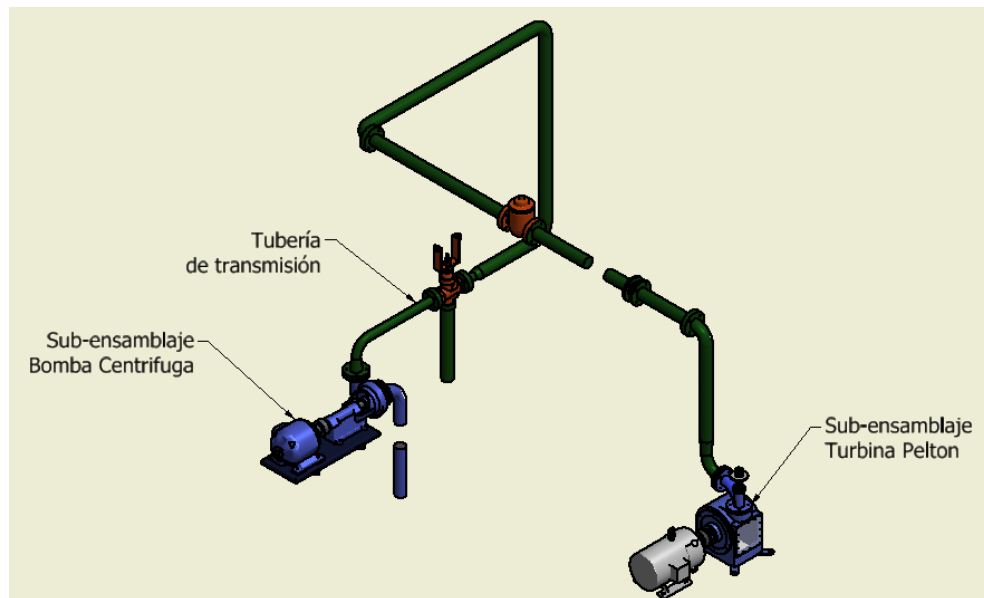
Figura 65 Configuración rediseñada del banco Kaplan.



Los planos con las medidas de todos los subsistemas descritos anteriormente se encuentran en el Anexo A.

2.3 BANCO DE GENERACIÓN DE ENERGÍA TURBINA PELTON.

Figura 66 Banco de la turbina Pelton.



Sistema planeado con el fin de transportar agua de una bomba centrífuga a una turbina Pelton para generar energía eléctrica usando un generador, la visualización

del comportamiento del conjunto cobra relevancia conforme a la disposición que se le desee dar a la aguja con su respectiva válvula.

2.3.1 **Elementos que lo conforman.** El banco está conformado por dos sub-sistemas como se muestra en la Figura 67:

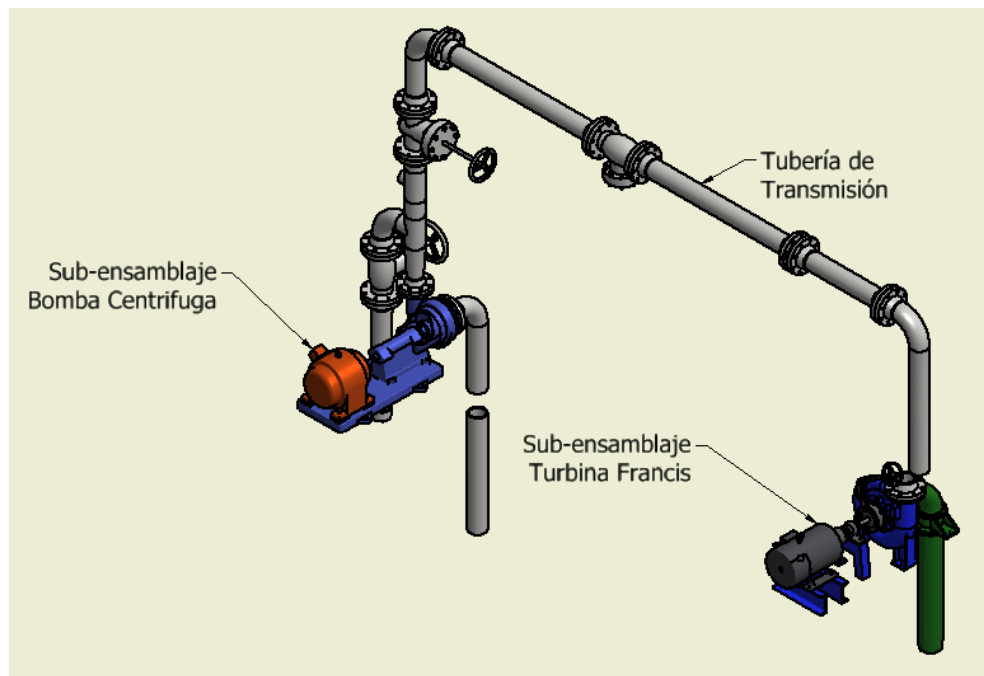
Primer sub-ensamblaje

Está conformado por un motor eléctrico quien estimula una bomba centrífuga encargada de generar la carga y transmitir el fluido al segundo sub-ensamble por medio de una tubería rígida.

Segundo sub-ensamblaje

A este sub-sistema hace parte la turbina Pelton delegada de convertir la energía hidráulica en energía eléctrica al excitar un generador acoplado en paralelo a su eje.

Figura 67 Vista CAD de las partes del banco de la turbina Pelton.



2.3.1.1 Sub-ensamblaje bomba Centrífuga.

Figura 68 Sub-ensamblaje bomba centrifuga.



Entre este grupo se posee un interruptor trifásico de la red eléctrica de la Universidad (Figura 69), el cual nutre al motor trifásico de once punto cinco caballos de potencia que está unido a la bomba centrifuga por medio de un acople rígido. Tanto la bomba centrifuga como el motor están atornillados a la base y está a una plataforma de concreto como se observa en la Figura 68.

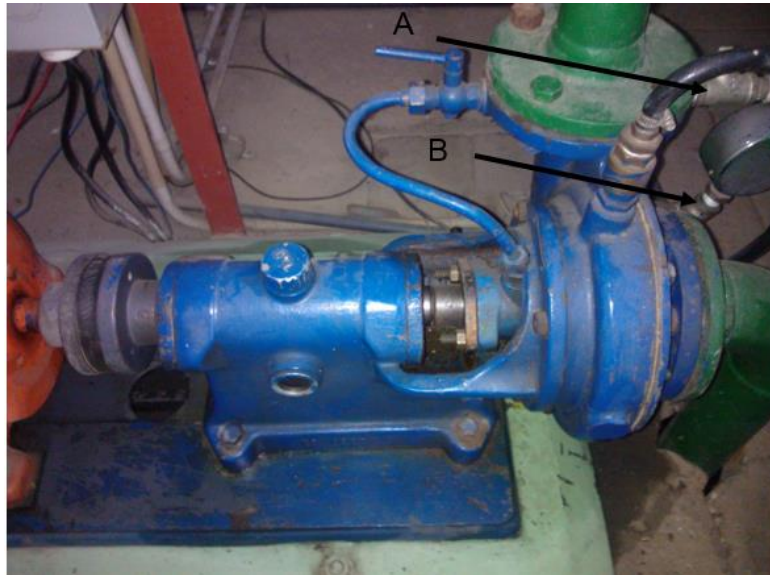
Figura 69 Arrancador del motor del banco Pelton.



La bomba centrífuga tiene 2 manómetros situados en los puntos que se observan en la

Figura 70, uno se ubica en el punto A de la tubería de descarga y otro en el punto B de la tubería de succión.

Figura 70 Vista lateral de la Bomba centrífuga.



El sistema cuenta con las siguientes características:

Potencia de 14 caballos de fuerza 1750 RPM

Velocidad de 1750 RPM

Tubería de succión de 3 pulgadas

Tubería de descarga de 2,5 pulgadas

2.3.1.2 Tubería de transmisión entre subsistemas.

Figura 71 Tubería de transmisión.



Los subsistemas están interconectados por una tubería rígida, en la Figura 73 se observa caudalímetro de turbina conectado en serie con una platina de orificio. La tubería de descarga tiene conectada en serie una válvula de descarga para re direccionar el fluido, en este caso está sellado y actúa como válvula de cierre, Figura 72.

Figura 72 Válvula de descarga en serie.



Figura 73 Caudalímetro de turbina.



La tubería es de 6 metros de largo en donde están ubicados dos orificios del caudalímetro de platina (Figura 74), uno en cada extremo, para poder tener información del comportamiento del flujo volumétrico del sistema.

Figura 74 Medidor de platina.



2.3.1.3 Sub-ensamblaje turbina Kaplan.

Figura 75 Sub-ensamble turbina Pelton.



Se constituye de una turbina Pelton cuya aguja o aspersor se pueden variar para aumentar o disminuir el paso de fluido por la misma, a este sistema pertenece un generador excitado por la turbina.

La turbina Pelton solo consta de un manómetro a la entrada de la misma, ya que no es de mucha importancia el fluido después de golpear las cucharas porque sale expulsado en varias direcciones. (*Figura 76*).

Figura 76 Vista lateral Turbina Pelton.



2.3.2 **Equipos Requeridos.** En base a la lista existente se plantea una enumeración de accesorios que se requieren para reemplazar los obsoletos.

2.3.2.1 **Sub-Sistema Bomba Centrifuga.** Este conjunto no se encuentra operable, de igual manera se requiere establecer un mantenimiento programado para eliminar oxido y lubricar los accesorios necesarios.

Manómetros. Los manómetros existentes no están en buenas condiciones de labor, por lo tanto se hace de cambiarlos para dar la opción de automatizar el laboratorio por los ya seleccionados en el ítem 2.1.2.1.

Arrancador. Debe seleccionarse un arrancador de 15 Caballos de Potencia ya que el motor es de 11,5 Caballos de Potencia e instalarse en la caja de potencia diseñada.

Válvula De Descarga En Serie. Este accesorio está en mal estado por lo que se cambia por una válvula de compuerta.

2.3.2.2 **Tubería De Transferencia.**

Flujometro. Se deben cambiar tanto los flujometros como el caudalimetro existente e instalar los ya seleccionados.

Toda la tubería se encuentra oxidada en el interior, por esta razón es recomendable reemplazarla.

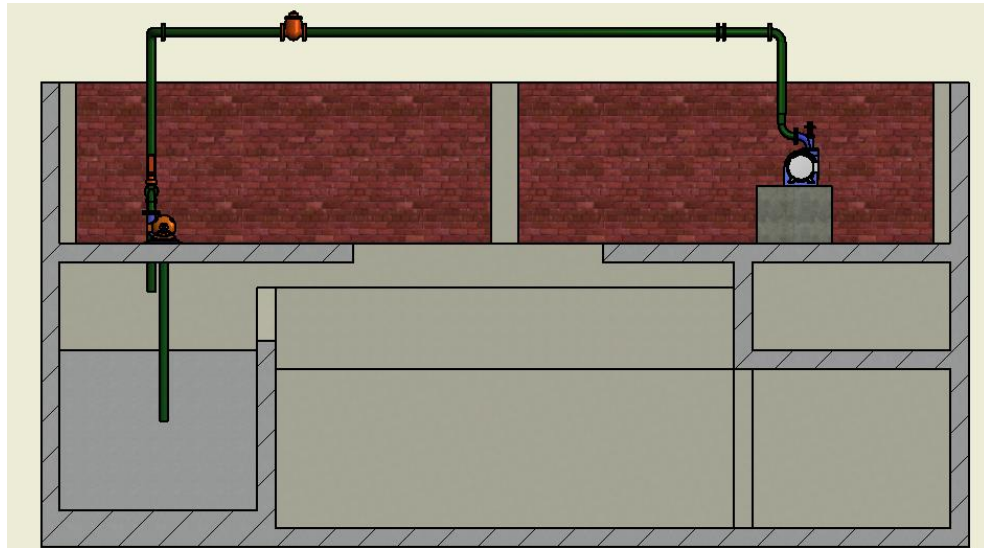
2.3.2.3 **Sub-Sistema Turbina Pelton.** La turbina se encuentra funcional, la tubería de descarga está corroída y debe ser cambiarla.

Excitatriz. La excitatriz para este banco es la misma que la diseñada para el banco de la turbina Kaplan.

2.3.3 **Alternativas De Rediseño**

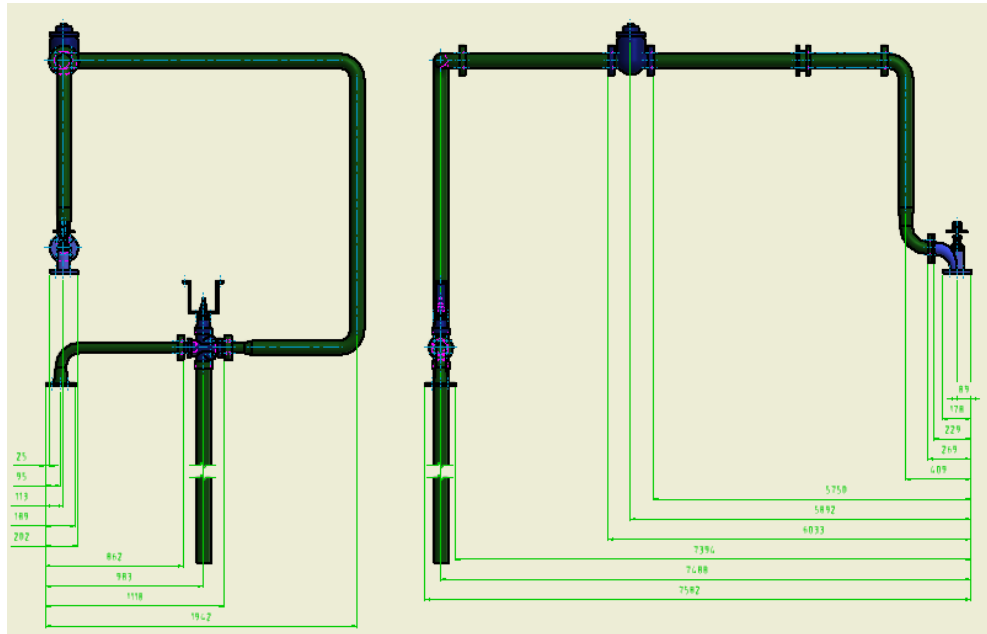
2.3.3.1 **Primera Alternativa.** Este banco depende de los mismos aspectos ya mencionados los cuales podemos observar en la Figura 77.

Figura 77 Configuración de tanques actual.



Conforme a las dimensiones de la estructura y los tanques, se logra el dimensionamiento del circuito de descarga total de este como se observa en la *Figura 78*.

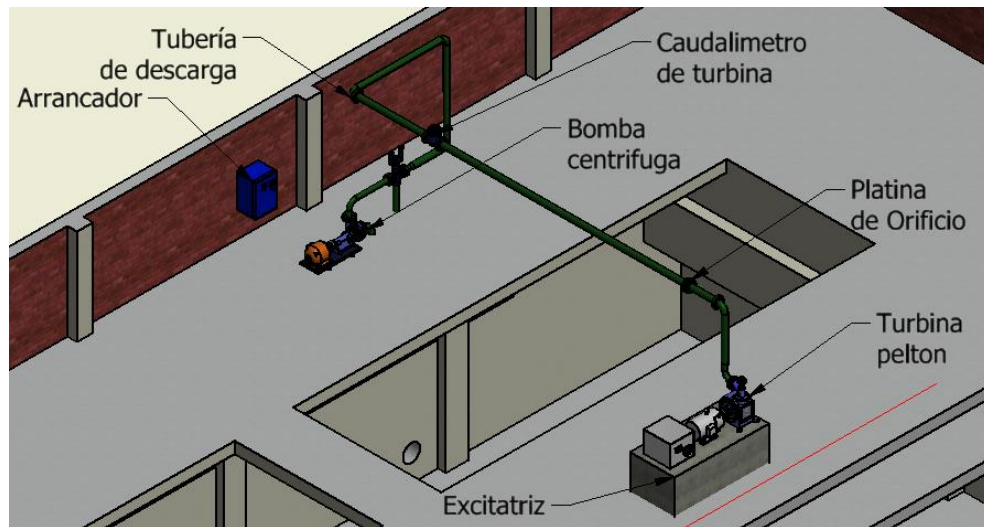
Figura 78 Tubería de descarga de bomba Pelton.



Por último, se diseña la disposición para este banco con los argumentos ya expuestos (

Figura 79).

Figura 79 Configuración actual del banco Pelton.



Los planos con las medidas de todos los subsistemas se encuentran en el Anexo A.

2.3.3.2 **Segunda Alternativa.** Debido a que la propuesta es un diseño modular, la tubería se reduce según la Norma ISO-TR12767, Measurement of fluid flow by means of pressure – differential devices – Guidelines to the effect of departure from the specifications and operating conditions given in ISO 5167-1.

En base a la *Figura 42* se calcula el largo de cada tramo.

$$10 \text{ ND} = 10 * 3 \text{ in} = 30 \text{ in} (0,762 \text{ m})$$

$$3 \text{ ND} = 3 * 3 \text{ in} = 9 \text{ in} (0,228 \text{ m})$$

Tomando como referencia la bibliografía ya citada se diseña la succión de la bomba (*Figura 43*).

$$6 \text{ ND} = 6 * 3 \text{ in} = 18 \text{ in} (0,45 \text{ m})$$

$$1 \text{ ND} = 3 \text{ in} (0,076 \text{ m})$$

Además de estas dimensiones se debe instalar una válvula reguladora a la entrada para facilidad de mantenimiento.

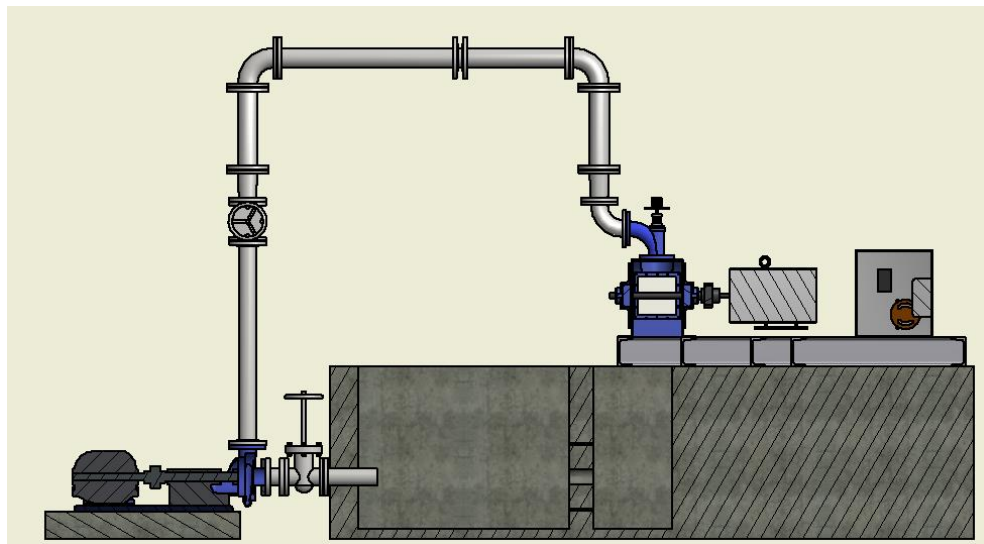
Para diseñar el tanque tomamos como referencia la norma ANSI/HI 9.8:2003 Pump Intake Design. (Figura 44)

$$4 ND = 12 \text{ in } (0,304 \text{ m})$$

$$1,5 ND = 4,5 \text{ in } (0,381 \text{ m})$$

De acuerdo a los cálculos anteriores, se hace el diseño del tanque y las alturas de operación.

Figura 80 Tanque de almacenamiento turbina Pelton, vista seccionada



De acuerdo a esto se realizó el análisis de la siguiente manera:

$$V_{total} = V_{min} + V_{tubería}$$

V_{total} : Volumen total requerido para operación

V_{min} : Volumen mínimo de la bomba en operación

$V_{tubería}$: Volumen que se encuentra recirculando por tubería

Calculamos el volumen mínimo de operación con las dimensiones normalizadas y con ayuda de la herramienta CAD se calcula el área de la base del tanque.

$$V_{min} = A_{base} * h_{min}$$

A_{base} : Area de la base del tanque

h_{min} : Altura minima normalizada

$$A_{base} = 0,612 \text{ m}^2$$

$$h_{min} = 5 * 3 \text{ in} = 15 \text{ in} (0,381 \text{ m})$$

$$V_{min} = 0,612 \text{ m}^2 * 0,381 \text{ m} = 0,233 \text{ m}^3$$

El volumen de recirculación lo obtenemos tomando la distancia total de tubería por el área transversal de la tubería.

$$V_{tubería} = L_{tubería} * A_{tubería}$$

$$L_{tubería} = 5,96 \text{ m}$$

$$A_{tubería} = \frac{\pi}{4} * (0,0762)^2 = 0,045 \text{ m}^2$$

$$V_{min} = 5,96 \text{ m} * 0,045 \text{ m}^2 = 0,2682 \text{ m}^3$$

Por lo tanto podemos obtener el volumen de tanque requerido y el nivel de agua máximo.

$$V_{total} = 0,268 + 0,233 = 0,5012 \text{ m}^3$$

$$L_{max} = \frac{V_{total}}{A_{base}} = \frac{0,5012 \text{ m}^3}{0,612 \text{ m}} = 0,81 \text{ m}$$

Se decide tomar una altura del tanque total de 0,84 metros y una marca a 0,8 metros en el máximo nivel del tanque.

Para evitar perturbaciones en la zona de succión del tanque se diseñó una pared de baffles para regular el flujo y disminuir su turbulencia presente en esta zona en

base al libro de SYED R. Qasim, Wastewater Treatment Plants: Planning, Design, and Operation.

Primero hallamos la velocidad hacia la bomba dentro del tanque de acuerdo al caudal recirculado con el área transversal de la altura mojada.

$$v_{tanque} = \frac{Q}{A_{transversal}}$$

v_{tanque} : velocidad dentro del tanque

Q : Caudal de circulación

$A_{transversal}$: area transversal del tanque

$$Q = \frac{85 \frac{m^3}{h}}{3600} = 0,0236 \frac{m^3}{s}$$

$$A_{transversal} = 0,408m * 0,554 m = 0,226 m^2$$

$$v_{tanque} = \frac{0,0236 \frac{m^3}{s}}{0,226m^2} = 0,104 \frac{m}{s}$$

Calculamos la cabeza dentro del tanque.

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{0,104^2}{2 * 9,81} = 0,000557 m$$

Para esta cabeza dentro del tanque el autor del libro recomienda una cabeza de pérdida del baffle 0,015 metros ya que no supera 0,001 metros.

$$H_B = 0,015 m$$

Se calcula la velocidad que tiene el fluido con la siguiente ecuación.

$$V_B = C_d(H_B * 2g)^{\frac{1}{2}}$$

C_d es una variable que depende del tipo de baffle a instalar, pared de baffle simple requiere un C_d de 0,6.

$$V_B = 0,6(0,015 * 2g)^{\frac{1}{2}} = 0,33 \text{ m/s}$$

Con esta velocidad y el caudal de recirculación obtenemos el área de los baffles necesario.

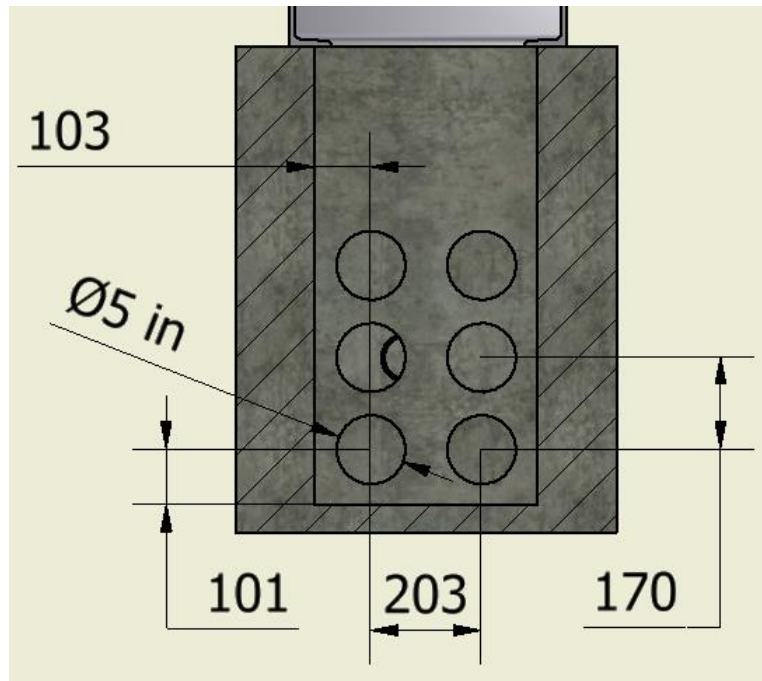
$$A_B = \frac{Q}{V_B} = \frac{0,0236 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0,33 \text{ m/s}} = 0,07 \text{ m}^2$$

Buscamos el número de baffles dependiendo del diámetro del orificio, para este diseño se escogió un diámetro de 6 pulgadas.

$$Numero_{orificios} = \frac{A_B}{A_D} = \frac{0,07 \text{ m}^2}{\frac{\pi}{4} * (0,127)^2} = 5,52$$

Tomamos 6 orificios y se distribuyen equidistantes hasta el nivel de operación,

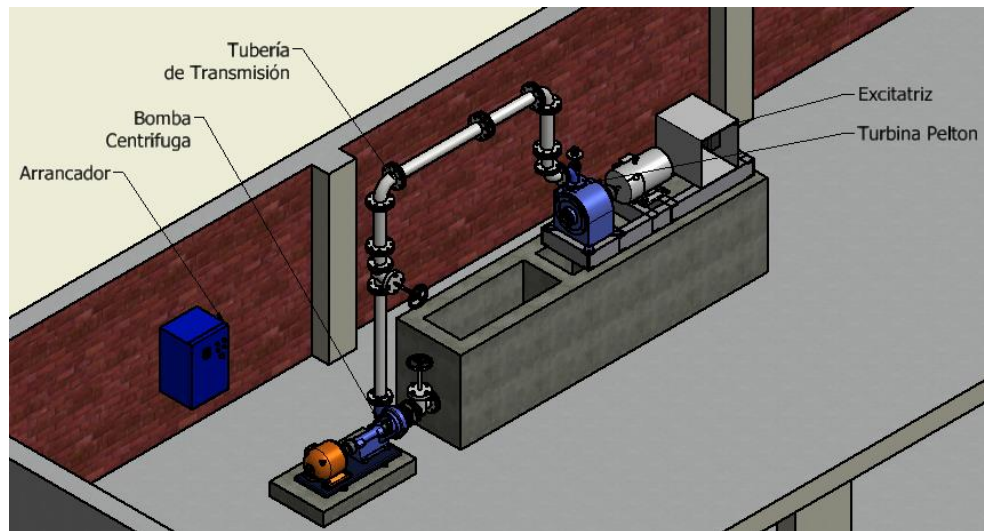
Figura 81 Pared de baffles dentro del tanque.



Se concluye con el diseño y la organización del banco modular,

Figura 82

Figura 82 Configuración rediseñada del banco Pelton



Los planos con las medidas de todos los subsistemas descritos anteriormente se encuentran en el Anexo A.

2.4 LÍNEA DE GENERACIÓN ELÉCTRICA.

El laboratorio está equipado de un panel con 7 lámparas alógenas que simulan la carga eléctrica en el momento de poner en marcha el sistema Francis, debido a que cada banco necesita un simulador de carga se requiere instalar un conmutador eléctrico con el fin de poder direccionar la carga del panel hacia cualquier sistema (*Figura 83*).

Figura 83 Panel de carga.



2.5 ORGANIZACIÓN DEL LABORATORIO

Para concluir, se rediseña el laboratorio en base a las alternativas ya mencionadas.

Primera Opción De Rediseño. Teniendo en cuenta que la primera alternativa que se basa en la configuración actual y todas sus condiciones, se plantea un rediseño (Figura 84 y Figura 85) el cual elimina el banco de la turbina Michell Banky debido a que su estado es de deterioro total y plantear un mantenimiento del mismo seria económicamente inviable. se recomienda que la distancia ente cada banco sea de 1,5 metros por ergonomía, facilidad de mantenimiento y mejor manipulación de la maquinaria.

Figura 84 Rediseño primera alternativa, isométrica derecha.

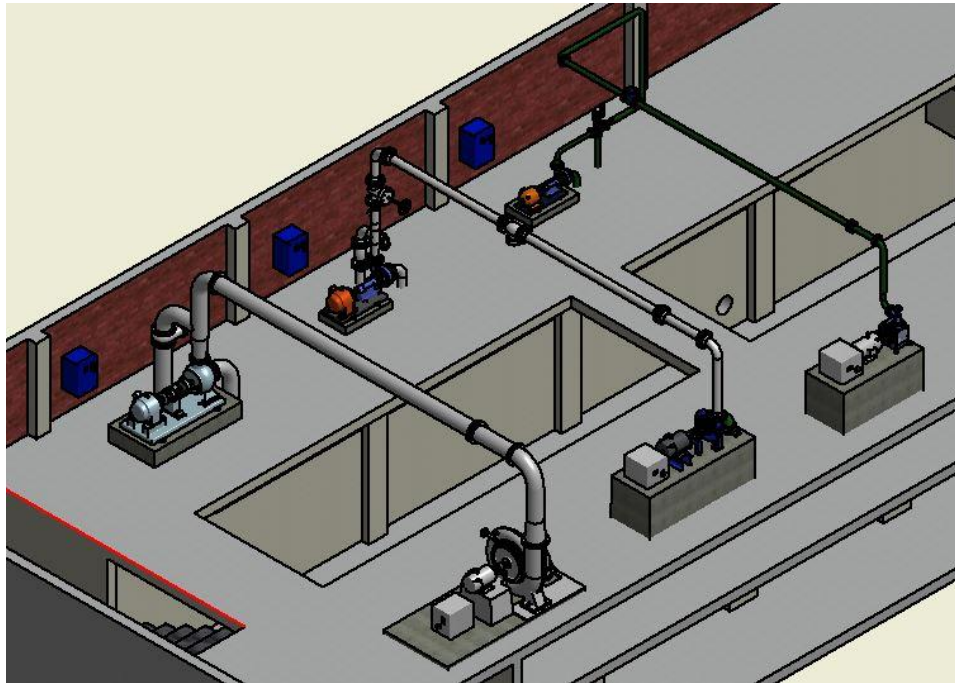
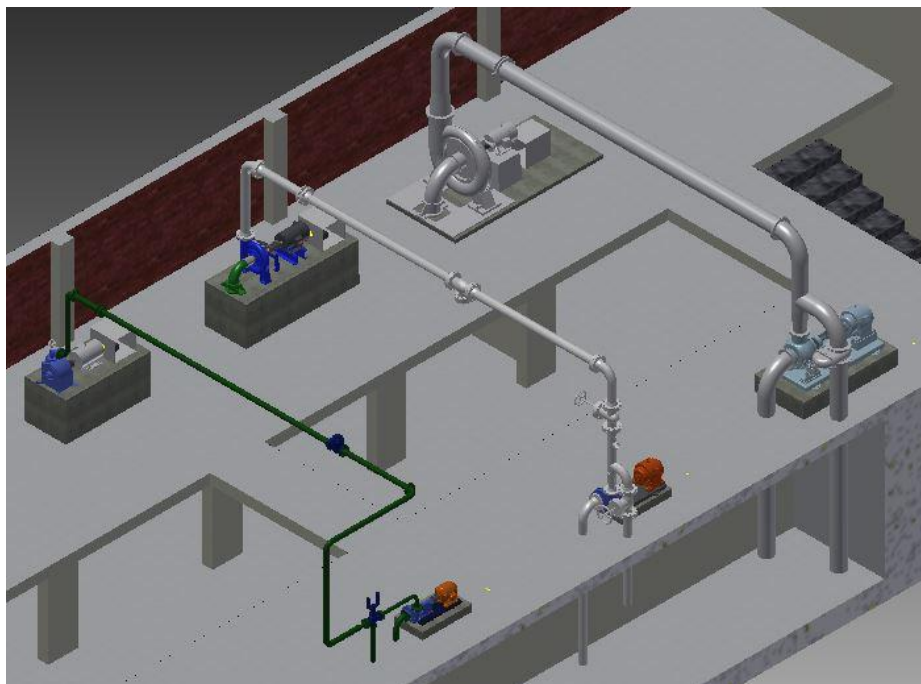


Figura 85 Rediseño primera alternativa, isométrica izquierda.



2.5.1 **Segunda Opción De Rediseño.** La segunda opción de rediseño no depende de la estructura en la que se encuentra a diferencia con la opción anterior, por esta razón ofrece más posibilidades de distribución y aprovechar más el área del laboratorio.

Los bancos de generación eléctrica tienen las siguientes áreas requeridas para su instalación:

Tabla 1 Área requerida.

BANCO	AREA [M²]
PELTON	4,346
FRANCIS	4,152
KAPLAN	13,942
TOTAL	22,440

Teniendo en cuenta estas áreas y el área disponible estructural del laboratorio se propone la siguiente distribución espacial de los bancos:

Figura 86 rediseño segunda alternativa, vista isométrica izquierda.

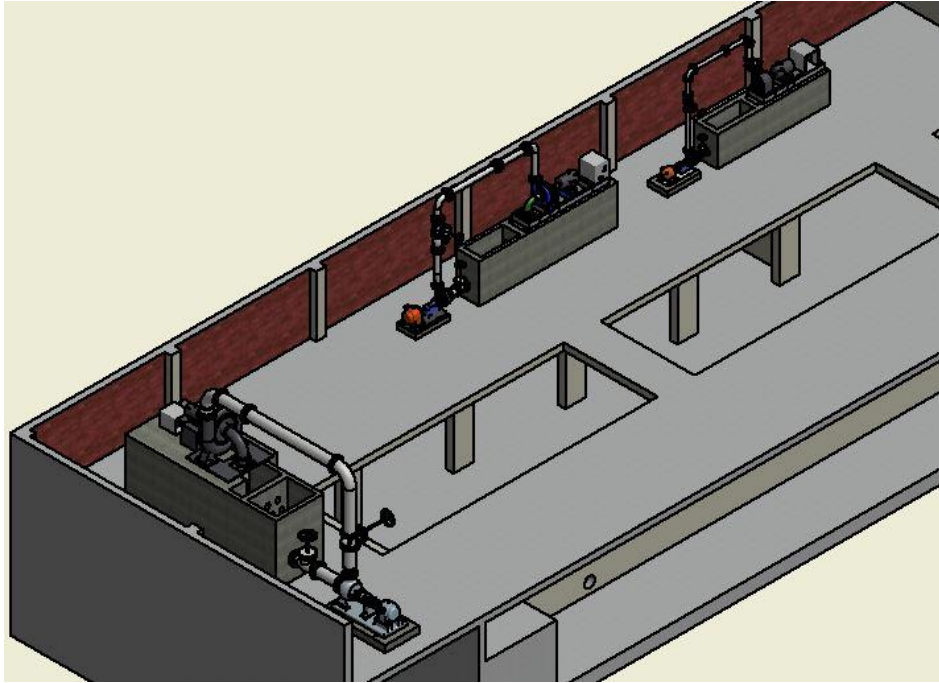
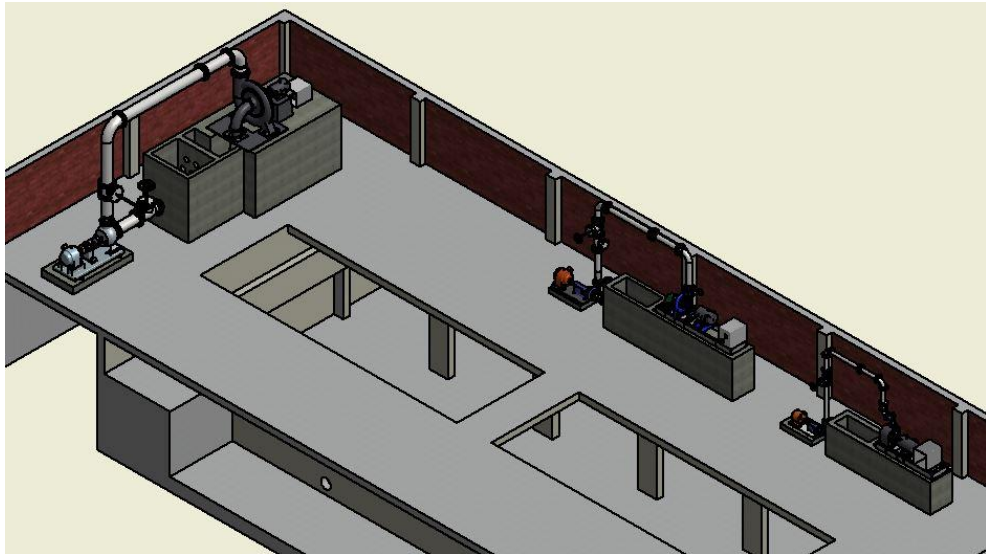


Figura 87 Rediseño segunda alternativa, vista isométrica derecha.



3. MANUAL DE PROTOCOLO

El manual del Laboratorio de Sistemas de Transporte y Aprovechamiento de Fluidos se elabora con el fin de suministrar una orientación adecuada a profesores, auxiliares, estudiantes e investigadores para el óptimo manejo de los equipos, realización de prácticas, manipulación de resultados y elaboración de informes.

Asimismo establece políticas de procedimientos que permiten optimizar el tiempo de trabajo en el laboratorio, proporcionando a los estudiantes la información necesaria antes de cada práctica; logrando así que el mismo pueda aprovechar de la mejor manera esta experiencia y ampliar sus conocimientos.

Es indispensable cumplir a cabalidad con los objetivos propuestos para cada práctica. Es recomendable fructificar el tiempo en el laboratorio puesto que se torna escaso por la temática extensa de la materia. Es por esto que se recomienda al estudiante conocer con anticipación la teoría asociada con la práctica. Desde este punto de vista el auxiliar será un guía en el desarrollo de las experiencias; quien tendrá la responsabilidad de resolver cualquier duda y supervisar los equipos, garantizando que su manejo sea el adecuado.

Por último, se esclarecen las capacidades de cada equipo, el marco teórico y las instrucciones para la realización de las pruebas, con el fin de que el estudiante se familiarice con el laboratorio y sus elementos antes de realizar la experiencia.

3.1 RESEÑA DE EQUIPOS Y PRUEBAS ACADÉMICAS

En la *Tabla 2* se presentan todos los equipos que conforman el laboratorio de Sistemas de Transporte y Aprovechamiento de Fluidos, y sus principales capacidades experimentales.

Tabla 2 Equipos y capacidades experimentales.

Equipos Disponibles	Pruebas Realizables
Banco Turbina Kaplan	<p>Características fundamentales de una bomba centrífuga (Cabeza de altura, NPSHr, Eficiencia de una bomba centrífuga).</p> <p>Accesorios de tubería y pérdidas dentro de ellos.</p> <p>Desempeño de la turbina Kaplan.</p> <p>Eficiencia de todo el sistema Hidráulico de transporte.</p> <p>Generación de energía con la turbina Kaplan.</p>
Banco Turbina Francis	<p>Características fundamentales de una bomba centrífuga (Cabeza de altura, NPSHr, Eficiencia de una bomba centrífuga).</p> <p>Accesorios de tubería y pérdidas dentro de ellos.</p> <p>Desempeño de la turbina Francis.</p> <p>Eficiencia de todo el sistema Hidráulico de transporte.</p> <p>Generación de energía con la turbina Francis.</p>
Banco Turbina Pelton	<p>Características fundamentales de una bomba centrífuga (Cabeza de altura, NPSHr, Eficiencia de una bomba centrífuga).</p> <p>Accesorios de tubería y pérdidas dentro de ellos.</p> <p>Desempeño de la turbina Pelton.</p> <p>Eficiencia de todo el sistema Hidráulico de transporte.</p> <p>Generación de energía con la turbina Pelton.</p>

Con la tabla anterior se da una breve descripción de las posibles prácticas a realizar en los equipos que conforman el laboratorio. Posteriormente se presentan detalladamente cada uno de los componentes y el marco teórico, procedimientos para la realización de pruebas y cálculos modelo.

3.2 PRACTICAS A REALIZAR

3.2.1 Banco De Turbina Kaplan

3.2.1.1 Objetivos.

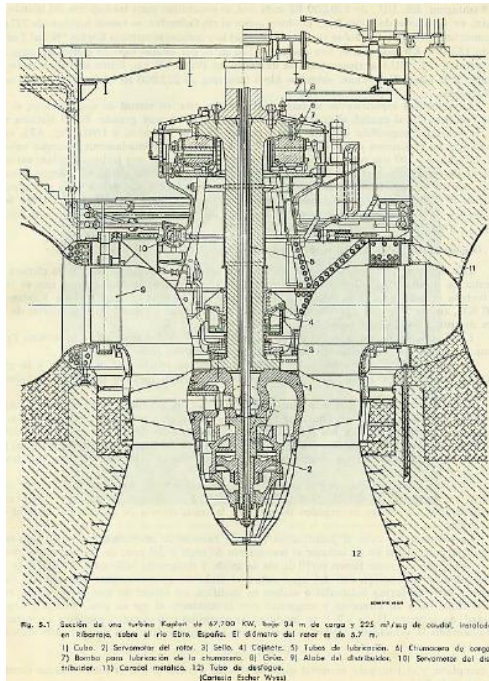
- Conocer el comportamiento de una bomba centrífuga y las variables dentro del sistema que marcan su servicio.
- Entender el principio de funcionamiento de una turbina de hélice (Kaplan) y los parámetros que rigen su desempeño.
- Comprender como se realiza la transferencia de energía en este tipo de turbina.

3.2.1.2 Marco Teórico. La turbina Kaplan es una turbina de reacción de flujo axial, su principal característica es que los alabes de los distribuidores son regulables direccionando el flujo hacia los alabes del rodete.

Los principales elementos de una turbina Kaplan son:

- La cámara de alimentación.
- El distribuidor, regula el flujo y lo entrega a los alabes para aprovechar totalmente la energía.
- El rotor de la turbina, está encargado de transferir la energía del agua al eje.
- Los alabes del rotor cambian o modifican la dirección del agua.

Figura 88 Turbina Kaplan.



Fuente: POLO ENCINAS, Manuel. *Turbomaquinas hidráulicas: principios fundamentales*. 3 ed. Mexico. Noriega Editores: Limusa. 1988. Pagina 176 .

3.2.1.3 Descripción Del Equipo. Este banco está conformado por:

Tanque de almacenamiento de agua.

Motor eléctrico.

Bomba centrífuga.

Tubería

Turbina Kaplan

Generador síncrono.

El sistema tiene los siguientes sensores dentro de su circuito:

Manómetros: dos manómetros en la bomba y dos en la turbina.

Caudalímetro de platina: se encuentra a 5 metros de la bomba

Vatímetro: se encuentra en la caja del generador

Arrancador: propio del motor.

Tacómetro reflectivo: se realiza la medición sobre el eje de la turbina.

3.2.1.4 Procedimiento. Verificar que el tanque de almacenamiento tenga el nivel de agua apropiado para entrar en funcionamiento.

Apagar el panel de bombillos y asegurarse que el conmutador se encuentre activado para la turbina Kaplan.

Comprobar que el eje del motor y el de la turbina se encuentren en movimiento libre sin fricción.

Confirmar que la bomba esté cebada y sin fugas visibles.

Corroborar que el rectificador y la excitatriz estén encendidas.

Abrir completamente la válvula de succión.

Cerrar la válvula de descarga

Cerrar los alabes del distribuidor de la turbina lo menos posible.

Encender la bomba y proceder a abrir lentamente la válvula de descarga (teniendo en cuenta que la válvula de descarga no puede permanecer totalmente cerrada por más de 3 minutos), hasta que la turbina esté en régimen de velocidad esperado.

Varíe el ángulo de las compuertas de la turbina para obtener diferentes velocidades del rotor.

Prenda el primer bombillo del panel y modifique el reóstato hasta que encienda.

Tomar datos en los sensores descritos anteriormente.

Repita el procedimiento con diferentes valores para el ángulo de las compuertas y la válvula de descarga.

Para apagar la bomba abra totalmente la válvula de descarga y dé la orden en el arrancador.

Apagar el panel de bombillos y desactivar el conmutador.

3.2.1.5 Análisis E Interpretación De Datos.

Bomba centrífuga: los datos se miden cuando la bomba y la turbina este en régimen de velocidad rotacional esperado.

Calcular la cabeza de altura de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$H_{bomba} = P_{out_{bomba}} - P_{in_{bomba}}$$

H_{bomba} : Cabeza de altura.

$P_{out_{bomba}}$: Presión del manómetro en la tubería de descarga de la bomba.

$P_{in_{bomba}}$: Presion del manometro en la tuberia de succion de la bomba.

Calcular la potencia en base a la siguiente ecuación:

$$Pot_{bomba} = Q_{bomba} * (P_{out_{bomba}} - P_{in_{bomba}})$$

Pot_{bomba} : Potencia de la bomba

Q_{bomba} : Caudal del caudalimetro de platina.

$P_{out_{bomba}}$: Presión del manómetro en la tubería de descarga de la bomba.

$P_{in_{bomba}}$: Presion del manometro en la tuberia de succion de la bomba.

Turbina Kaplan: se toman medidas cada vez que se modifique la apertura de los alabes de distribución.

Calcular la potencia de entrada de la turbina por medio de la siguiente ecuación:

$$Pot_{in} = Q_{bomba} * (P_{out_{turbina}} - P_{in_{turbina}})$$

Pot_{in} : Potencia entrada de la turbina.

Q_{bomba} : Caudal del caudalimetro de platina.

$P_{out_{turbina}}$: Presión del manómetro en la tubería de entrada de la bomba.

$P_{in_{turbina}}$: Presion del manometro en la tuberia de salida de la bomba.

Calcular la potencia de salida de la turbina utilizando la siguiente ecuación:

$$Pot_{out}: \text{Potencia electrica del vatimetro.}$$

Calcular la eficiencia de la turbina con la ayuda de la siguiente ecuación:

$$\eta_{turbina} = \frac{Pot_{out}}{Pot_{in}}$$

Graficar la curva de eficiencia vs rpm.

3.2.2 Banco De Turbina Francis.

3.2.2.1 **Objetivos.**

- Conocer el comportamiento de una bomba centrífuga y las variables dentro del sistema que marcan su servicio.
- Entender el principio de funcionamiento de una turbina Francis y los parámetros que rigen su desempeño.
- Comprender como se realiza la transferencia de energía en este tipo de turbina.

3.2.2.2 **Marco teórico.** La turbina Francis es una una turbina de flujo mixto similar a la turbina Kaplan en cuanto a que tiene alabes directores, debido a su alta eficiencia se ha convertido en la más usada en el mundo.

Entre sus elementos principales están:

- Cámara espiral, cuya función es la de distribuir el fluido a la entrada del rodete.
- Distribuidor, done se albergan los alabes movibles que direccionan el fluido a conveniencia.
- Rodete, encargado de recibir la enercia del fluido y transmitirla al eje del generador.
- Tubo de aspiración, en donde se le da continuidad al fluido.

Figura 89 Turbina Francis.

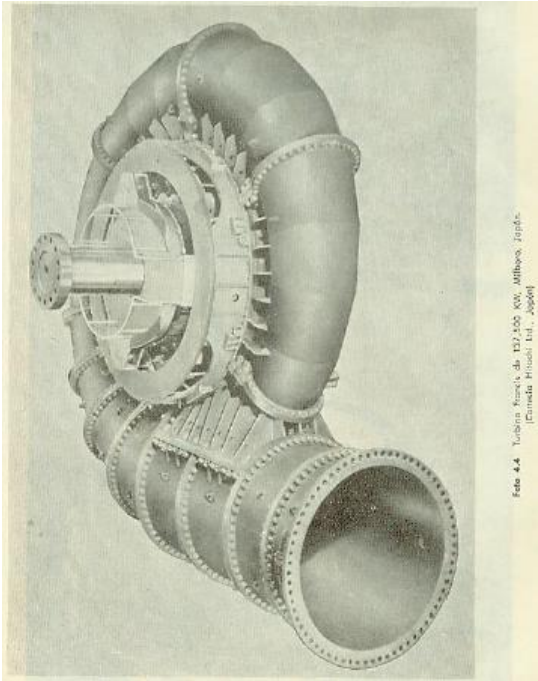
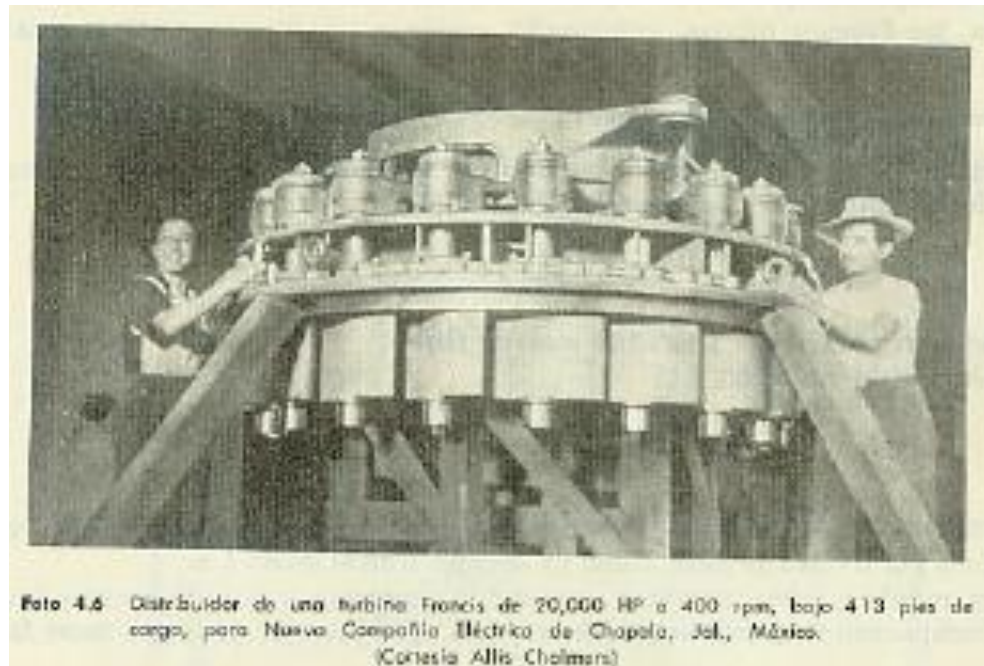


Fig. 4.4 Turbina Francis, de 1871, 450 kW, Albuque, Jorpe.
(Turbina Francis, 1871, 450 kW)

Fuente: POLO ENCINAS, Manuel. *Turbomaquinas hidráulicas: principios fundamentales*. 3 ed. Mexico. Noriega Editores: Limusa. 1988. Página 123.

Figura 90 Distribuidor turbina Francis.



Fuente: POLO ENCINAS, Manuel. *Turbomaquinas hidráulicas: principios fundamentales*. 3 ed. Mexico. Noriega Editores: Limusa. 1988. Página 125.

3.2.2.3 Descripción del equipo. Este banco está conformado por:

Tanque de almacenamiento de agua.

Motor eléctrico.

Bomba centrífuga.

Tubería

Turbina Francis

Generador síncrono.

El sistema tiene los siguientes sensores dentro de su circuito:

Manómetros: dos manómetros en la bomba y dos en la turbina.

Caudalímetro de platina: se encuentra a 5 metros de la bomba

Vatímetro: se encuentra en la caja del generador

Arrancador: propio del motor.

Tacómetro reflectivo: se realiza la medición sobre el eje de la turbina.

3.2.2.4 Procedimiento. Verificar que el tanque de almacenamiento tenga el nivel de agua apropiado para entrar en funcionamiento.

Apagar el panel de bombillos y asegurarse que el conmutador se encuentre activado para la turbina Francis.

Comprobar que el eje del motor y el de la turbina se encuentren en movimiento libre sin fricción.

Confirmar que la bomba esté cebada y sin fugas visibles.

Corroborar que el rectificador y la excitatriz estén encendidas.

Abrir completamente la válvula de succión.

Cerrar la válvula de descarga.

Cerrar los alabes del distribuidor de la turbina lo menos posible.

Encender la bomba y proceder a abrir lentamente la válvula de descarga (teniendo en cuenta que la válvula de descarga no puede permanecer totalmente cerrada por más de 3 minutos), hasta que la turbina esté en régimen de velocidad esperado.

Varíe el ángulo de las compuertas de la turbina para obtener diferentes velocidades del rotor.

Prenda el primer bombillo del panel y modifique el reóstato hasta que encienda.

Tomar datos en los sensores descritos anteriormente.

Repita el procedimiento con diferentes valores para el ángulo de las compuertas y la válvula de descarga.

Para apagar la bomba abra totalmente la válvula de descarga y dé la orden en el arrancador.

Apagar el panel de bombillos y desactivar el conmutador.

3.2.2.5 Análisis e Interpretación de Datos.

Bomba centrífuga: los datos se miden cuando la bomba y la turbina este en régimen de velocidad rotacional esperado.

Calcular la cabeza de altura de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$H_{bomba} = P_{out_{bomba}} - P_{in_{bomba}}$$

H_{bomba} : Cabeza de altura.

$P_{out_{bomba}}$: Presión del manómetro en la tubería de descarga de la bomba.

$P_{in_{bomba}}$: Presion del manometro en la tuberia de succion de la bomba.

Calcular la potencia en base a la siguiente ecuación:

$$Pot_{bomba} = Q_{bomba} * (P_{out_{bomba}} - P_{in_{bomba}})$$

Pot_{bomba} : Potencia de la bomba

Q_{bomba} : Caudal del caudalimetro de platina.

$P_{out_{bomba}}$: Presión del manómetro en la tubería de descarga de la bomba.

$P_{in_{bomba}}$: Presion del manometro en la tuberia de succion de la bomba.

Turbina Francis: se toman medidas cada vez que se modifique la apertura de los alabes de distribución.

Calcular la potencia de entrada de la turbina por medio de la siguiente ecuación:

$$Pot_{in} = Q_{bomba} * (P_{out_{turbina}} - P_{in_{turbina}})$$

Pot_{in} : Potencia entrada de la turbina.

Q_{bomba} : Caudal del caudalimetro de platina.

$P_{out_{turbina}}$: Presión del manómetro en la tubería de entrada de la bomba.

$P_{in_{turbina}}$: Presion del manometro en la tuberia de salida de la bomba.

Calcular la potencia de salida de la turbina utilizando la siguiente ecuación:

$$Pot_{out}: \text{Potencia electrica del vatimetro.}$$

Calcular la eficiencia de la turbina con la ayuda de la siguiente ecuación:

$$\eta_{turbina} = \frac{Pot_{out}}{Pot_{in}}$$

Graficar la curva de eficiencia vs rpm.

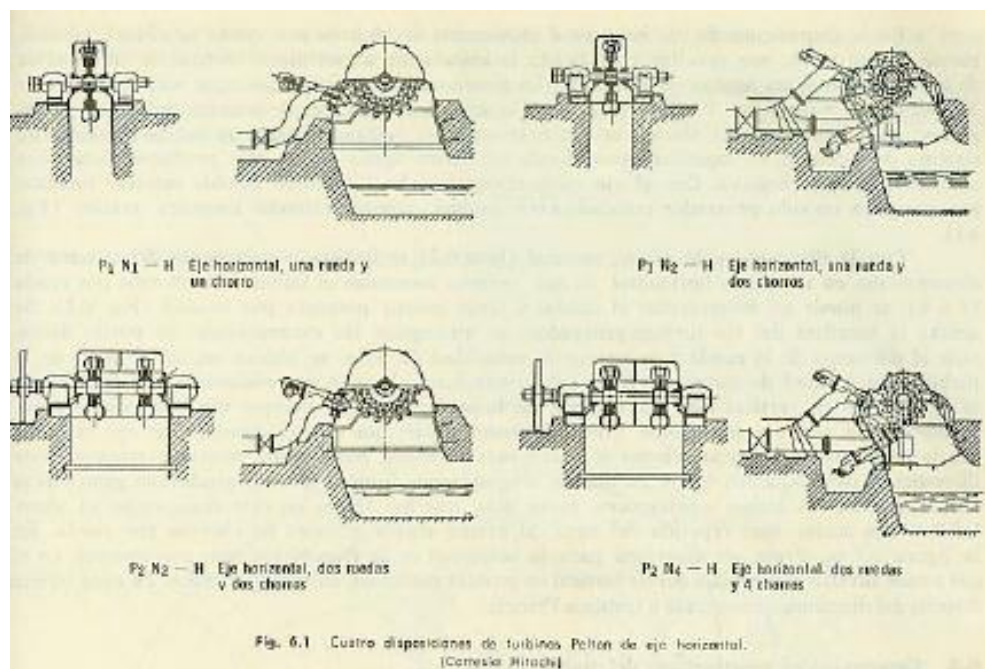
3.2.3 Banco de turbina Pelton.

3.2.3.1 Objetivos.

- Conocer el comportamiento de una bomba centrífuga y las variables dentro del sistema que marcan su servicio.
- Entender el principio de funcionamiento de una turbina Pelton y los parámetros que rigen su desempeño.
- Comprender como se realiza la transferencia de energía en este tipo de turbina.

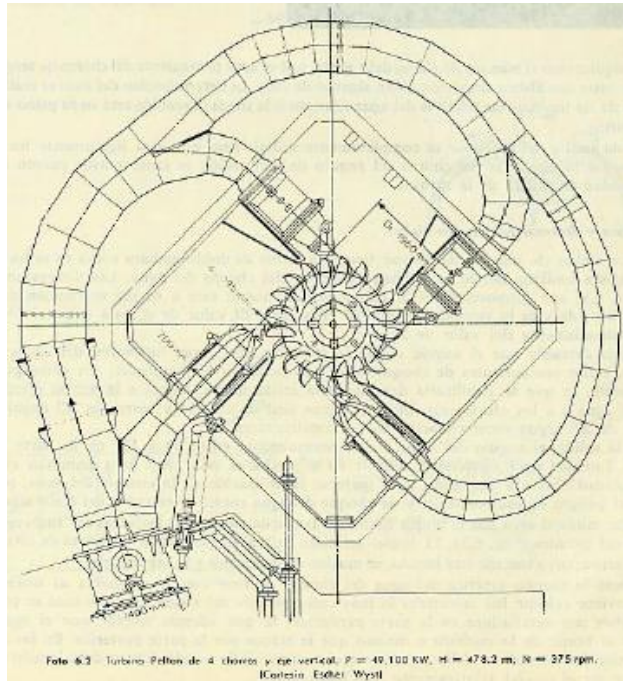
3.2.3.2 **Marco teórico.** La turbina Pelton es una turbina de acción de flujo tangencial, dotada de una rueda con cucharas en su periferia que convierte la energía del chorro de agua proveniente del inyector que choca las cucharas

Figura 91 Disposiciones para turbina Pelton.



Fuente: POLO ENGINAS, Manuel. *Turbomaquinas hidráulicas: principios fundamentales*. 3 ed. Mexico. Noriega Editores: Limusa. 1988. Página 205.

Figura 92 Turbina Pelton eje vertical.



Fuente: POLO ENCINAS, Manuel. *Turbomaquinas hidráulicas: principios fundamentales*. 3 ed. Mexico. Noriega Editores: Limusa. 1988. Página 205.

3.2.3.3 Descripción de equipos. Este banco está conformado por:

Tanque de almacenamiento de agua.

Motor eléctrico.

Bomba centrífuga.

Tubería.

Turbina Pelton.

Generador síncrono.

El sistema tiene los siguientes sensores dentro de su circuito:

Manómetros: dos manómetros en la bomba y dos en la turbina.

Caudalímetro de platina: se encuentra a 5 metros de la bomba

Vatímetro: se encuentra en la caja del generador

Arrancador: propio del motor.

Tacómetro reflectivo: se realiza la medición sobre el eje de la turbina.

3.2.3.4 Procedimientos. Verificar que el tanque de almacenamiento tenga el nivel de agua apropiado para entrar en funcionamiento.

Apagar el panel de bombillos y asegurarse que el conmutador se encuentre activado para la turbina Pelton.

Comprobar que el eje del motor y el de la turbina se encuentren en movimiento libre sin fricción.

Confirmar que la bomba esté cebada y sin fugas visibles.

Corroborar que el rectificador y la excitatriz estén encendidas.

Abrir completamente la válvula de succión.

Cerrar la válvula de descarga.

Cerrar la válvula de aguja de la turbina lo más posible.

Encender la bomba y proceder a abrir lentamente la válvula de descarga (teniendo en cuenta que la válvula de descarga no puede permanecer totalmente cerrada por más de 3 minutos).

Varíe la válvula de aguja hasta que la turbina entre en régimen de velocidad rotacional.

Prenda el primer bombillo del panel y modifique el reóstato hasta que encienda.

Tomar datos en los sensores descritos anteriormente.

Repita el procedimiento con diferentes valores para el ángulo de las compuertas y la válvula de descarga.

Para apagar la bomba abra totalmente la válvula de descarga y dé la orden en el arrancador.

Apagar el panel de bombillos y desactivar el conmutador.

3.2.3.5 Análisis e Interpretación de Datos.

Bomba centrífuga: los datos se miden cuando la bomba y la turbina este en régimen de velocidad rotacional esperado.

Calcular la cabeza de altura de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$H_{bomba} = P_{out_{bomba}} - P_{in_{bomba}}$$

H_{bomba} : Cabeza de altura.

$P_{out_{bomba}}$: Presión del manómetro en la tubería de descarga de la bomba.

$P_{in_{bomba}}$: Presión del manómetro en la tubería de succión de la bomba.

Calcular la potencia en base a la siguiente ecuación:

$$Pot_{bomba} = Q_{bomba} * (P_{out_{bomba}} - P_{in_{bomba}})$$

Pot_{bomba} : Potencia de la bomba

Q_{bomba} : Caudal del caudalímetro de platina.

$P_{out_{bomba}}$: Presión del manómetro en la tubería de descarga de la bomba.

$P_{in_{bomba}}$: Presión del manómetro en la tubería de succión de la bomba.

Turbina Pelton: se toman medidas cada vez que se modifique la carga eléctrica, ya que esta varía el torque del eje de la turbina.

Calcular la potencia de chorro por medio de la siguiente ecuación:

$$Pot_{chorro} = \frac{Q_{bomba} * \rho}{2 * A_{boquilla}^2}$$

Pot_{chorro} : Potencia de chorro.

Q_{bomba} : Caudal del caudalímetro de platina.

$A_{boquilla}$: Área de la boquilla.

ρ : Densidad del agua.

Calcular la potencia de la turbina Pelton utilizando la siguiente ecuación:

$$Pot_{out}: \text{Potencia eléctrica del vatímetro.}$$

Calcular la eficiencia de la turbina con la ayuda de la siguiente ecuación:

$$\eta_{turbina} = \frac{Pot_{out}}{Pot_{chorro}}$$

Graficar la curva de eficiencia vs rpm.

4. DISEÑO DEL BANCO DE CARACTERIZACIÓN DE BOMBAS CENTRIFUGAS

Un banco de caracterización de bombas centrifugas es un instrumento diseñado para obtener las curvas características de la bomba bajo condiciones de carga variables, mediante un sistema de tubería y accesorios que simulan estas resistencias. Para la selección de una bomba centrifuga es necesario conocer su desempeño en diferentes contextos usando las gráficas características de la bomba, estas curvas representan el comportamiento hidráulico de la misma el cual está en función de su tamaño, diseño y construcción. Las curvas representan distintos valores de caudal suministrado por la bomba con parámetros como la altura manométrica, la eficiencia hidráulica y la potencia requerida. Para conseguir los datos de las curvas se necesita una línea de transporte de agua, que junto a los accesorios y válvulas que la complementan, podremos conocer el estado de la bomba y alterarlo para construir las gráficas características de la bomba.

4.1 CURVAS CARACTERÍSTICAS

Para empezar a considerar los parámetros que se necesitan en la construcción del banco, se miran las curvas expuestas a construir por parte del banco; según el objetivo específico del proyecto se propuso un sistema que construya las siguientes curvas:

Cabeza de altura contra caudal (H vs Q)

Eficiencia contra caudal (η vs Q)

Cabeza de altura neta positiva requerida contra caudal ($NPSH_r$ vs Q)

Como parámetro inicial de todas las curvas está el caudal de recorrido del sistema hidráulico en total, lo que nos deja con una incógnita general necesaria en todos los cálculos de las gráficas.

4.1.1 **Cabeza De Altura Contra Caudal (H vs Q).** Se define la cabeza de altura de la bomba como la cantidad de peso en agua que puede levantar a diferentes condiciones de operación, esta cabeza de altura está seccionada por diferentes parámetros intrínsecos de estado del líquido bombeado y se definen en la ecuación de Bernoulli:

$$H = \frac{P}{\gamma} + z + \frac{V^2}{2g}$$

Donde:

H: Altura hidráulica [m]

P: Presión [Pa]

γ : Peso específico [N/m^3]

Z: Altura física del punto [m]

V: Velocidad del fluido [m/s]

G: gravedad [m/s^2]

La ecuación de Bernoulli se aplica para el análisis del fluido en un punto del recorrido total para conocer el estado en el que se encuentra, para el caso de una bomba centrífuga necesitamos la cabeza hidráulica total que se obtiene de analizar la diferencia de energías en la entrada con la salida del impulsor, se realiza la fórmula de esta diferencia y se obtienen los parámetros de medición necesarios:

$$H_{total} = H_{out} - H_{in} = \left(\frac{P_{out}}{\gamma} - \frac{P_{in}}{\gamma} \right) + (z_{out} - z_{in}) + \left(\frac{V_{out}^2}{2g} - \frac{V_{in}^2}{2g} \right)$$

El fluido viaja por una tubería del mismo diámetro y este conserva el mismo caudal por todo el recorrido debido a la conservación de masa, podemos asumir que la diferencia de velocidades es cercana a cero; la diferencia de alturas de los dos puntos a analizar es menos a 0,5 metros en todos los diseños de las bombas, por lo tanto es despreciable y se puede eliminar de la ecuación, dejando con la ecuación dependiendo de las presiones de salida y entrada de la bomba y el peso específico.

$$z_{out} - z_{in} = 0$$

$$\frac{V_{out}^2}{2g} - \frac{V_{in}^2}{2g} = 0$$

De acuerdo al análisis anterior se tomó como parámetros la diferencia de presión manométrica entre la entrada y salida de la bomba, el peso específico del agua es uno lo cual deja solo con estos dos parámetros de presión.

$$H_{total} = \frac{P_{out} - P_{in}}{\gamma}$$

4.1.2 **Eficiencia Contra Caudal (η vs Q).** La eficiencia se define como la razón entre la potencia recibida en el eje del rotor y la potencia entregada al fluido, de acuerdo a esta definición se realiza la ecuación que relaciona estas variables:

$$\eta = \frac{Potencia_{Hidraulica}}{Potencia_{Motor}}$$

Dentro de la investigación se logró obtener las expresiones de estas potencias; La potencia hidráulica está definida como la cantidad de energía que recibe el fluido al pasar por la bomba, esta energía depende de la velocidad, la presión total desarrollada y el líquido a transportar, la potencia está descrita en la siguiente ecuación:

$$Potencia = \frac{W}{t}$$

Siendo W el trabajo desarrollado en un tiempo t; el trabajo está definido como la fuerza aplicada F a través de un recorrido d, pero esta fuerza F es, de acuerdo a la ley de Newton, la masa por la aceleración de la gravedad.

$$Potencia = \frac{F * d}{t}$$

$$Potencia = \frac{mg * d}{t}$$

Como se está analizando una máquina que va a transportar un volumen de agua, se inserta en la ecuación esa variable volumétrica para que el análisis de la potencia sea dependiendo de ese volumen transportado.

$$Potencia = \frac{mg * d}{t} * \frac{V}{V}$$

En la asignatura de mecánica de fluidos se introdujeron los conceptos de caudal (Q), densidad (ρ) y peso específico (γ) de un fluido como las siguientes expresiones:

$$Q = \frac{V}{t}$$

$$\rho = \frac{m}{V}$$

$$\gamma = \rho * g$$

Al usar estas expresiones en la fórmula de potencia general para generar la ecuación final de potencia hidráulica de la bomba.

$$Potencia = \frac{m}{V} * g * \frac{V}{t} * d$$

$$Potencia = \rho * g * Q * d$$

$$Potencia = \gamma * Q * d$$

La distancia d se define como la altura de trabajo del agua o cabeza de altura que habíamos visto en el punto 4.1.1 que precisó la cabeza de altura como la energía entregada al fluido.

$$Potencia_{Hidraulica} = \gamma * Q * H_t$$

Esta sería la fórmula que describe la potencia hidráulica de la bomba con relación al caudal del sistema y la cabeza de altura hidráulica lo cual termina con la siguiente relación:

$$\eta = \frac{\gamma * Q * H_t}{Potencia_{Motor}}$$

La potencia entregada por el motor se puede expresar en dos puntos distintos, el primero es en la excitación del mismo observando el comportamiento de la energía consumida para el funcionamiento en régimen, esta energía es eléctrica y se puede expresar de la siguiente manera para motores trifásicos:

$$Potencia_{Electrica} = V * I * \sqrt{3} * \cos \varphi$$

Como se puede observar esta potencia depende del voltaje (V), corriente (I) y el phi (φ) del motor, este método es muy sencillo pero resultaría ineficiente ya que esta es la potencia antes de entrar al motor sin considerar las pérdidas producidas en el interior antes de salir al eje, por esta razón se opta por la medida directa de la potencia en el eje que se puede expresar en la siguiente ecuación:

$$Potencia_{eje} = T * N$$

Siendo T el torque que está transmitiendo el eje y N el número de revoluciones por minuto de este, el número de revoluciones podría considerarse constante debido a que el motor está diseñado para una velocidad nominal, pero en realidad estas revoluciones varían de acuerdo a la carga en el eje y no se puede tomar como constante.

La expresión que define la eficiencia quedaría de la forma:

$$\eta = \frac{\gamma * Q * H_t}{T * N}$$

La anterior ecuación muestra que la eficiencia de la bomba es dependiente del caudal, cabeza de altura hidráulica, el torque y la velocidad angular del eje del rotor.

4.1.3 **Cabeza de altura neta positiva requerida contra caudal (NPSHr vs Q).** El NPSH es un acrónimo en inglés de “Net-Positive-Suction-Head” que se define como la cabeza altura hidráulica de succión en la entrada del rodete de la bomba, este término es la carga en la succión del rodete teniendo en cuenta la presión de vapor ambiental del tanque y se utiliza para calcular si la bomba va a estar cavitando en operación, se expresa con la siguiente ecuación:

$$NPSH = H_{in} - H_v$$

Teniendo en cuenta el análisis en el punto 4.1.1 sobre las alturas, tomamos el H_{in} de carga de entrada y le añadimos el H_v del tanque en que se encuentra.

$$H_{in} = \frac{P_{in}}{\gamma} + Z_{in} + \frac{V_{in}^2}{2g}$$

$$H_v = \frac{P_v}{\gamma}$$

$$NPSH = H_{in} - H_v = \frac{P_{in}}{\gamma} + Z_{in} + \frac{V_{in}^2}{2g} - \frac{P_v}{\gamma}$$

La presión de vapor debe ser consultada de acuerdo a la locación del equipo y la temperatura del mismo.

Para los requerimientos de selección de equipos y evitar que estén en cavitación, se definen dos tipos de NPSH, NPSH disponible (NPSHd) y el NPSH requerido (NPSHr), el primero dice el NPSH de la instalación de la tubería de succión tomando en cuenta las perdidas por fricción en tubería (H_k).

$$NPSHd = H_{in} + H_k - H_v$$

El H_k se determinan acorde a los accesorios conectados a la tubería, estas pérdidas están en el libro CRANE Flujo de Fluidos en válvulas, accesorios y tuberías donde se pueden encontrar las ecuaciones de cada uno de los accesorios conectados.

El NPSH requerido es la carga de succión en la cual la bomba empieza a cavitarse y depende de las características internas de la bomba, por esta razón se prefiere que el NPSH_d esté por encima del NPSH_r más 2 metros.

$$NPSH_d \geq NPSH_r + 2[m]$$

La propuesta es crear una gráfica del NPSH_r con respecto al caudal suministrado por la bomba, pero el NPSH_r depende del fabricante de cada bomba por lo tanto es difícil llegar a conocer el valor exacto de este. La norma NTC 4990 plantea un ensayo para conocer este valor forzando a la bomba a estar en caída de cabeza equivalente al 3% total.

Este método es muy arriesgado para aplicarlo debido a que la bomba se vería comprometida durante el ensayo casi destructivo, por lo tanto se escogió un cálculo del NPSH_r con respecto al coeficiente de Thoma o de cavitación (σ) que relaciona el parámetro que se busca con la cabeza de altura hidráulica total que está entregando la bomba.

$$\sigma = \frac{NPSH_r}{H_{total}}$$

Stepanoff hizo una aproximación exponencial del comportamiento del coeficiente de Thoma con respecto a la velocidad específica del rodete de la bomba asumiendo que este coeficiente es semejante entre rodetes de la misma forma.

Con esta aproximación se tiene la expresión:

$$\sigma = 2,14 * 10^{-4} * n_s^{4/3}$$

Siendo n_s la velocidad específica del rodete, que depende intrínsecamente del caudal, la carga que está entregando y la velocidad angular del eje, la expresión se puede observar en la siguiente ecuación:

$$n_s = N * \frac{\sqrt{Q}}{H_{total}^{3/4}}$$

Donde n son las revoluciones del motor.

Ahora podemos reemplazar esta velocidad específica en la ecuación de aproximación de thoma y finalmente está en la relación del coeficiente de cavitación de thoma con el NPSHr:

$$\sigma = 2,14 * 10^{-4} * \left(N * \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H_{total}^{\frac{3}{4}}} \right)^{4/3}$$

$$\sigma = 2,14 * 10^{-4} * N^{\frac{4}{3}} * \frac{Q^{\frac{2}{3}}}{H_{total}}$$

$$2,14 * 10^{-4} * N^{\frac{4}{3}} * \frac{Q^{\frac{2}{3}}}{H_{total}} = \frac{NPSHr}{H_{total}}$$

Al despejar el valor de NPSHr se tiene la relación final:

$$NPSHr = 2,14 * 10^{-4} * N^{\frac{4}{3}} * Q^{\frac{2}{3}}$$

Como se puede observar las variables necesarias para esta grafica de NPSHr contra caudal son el caudal y las revoluciones del motor.

4.1.4 **Parámetros a medir y equipamiento necesario.** De acuerdo a las gráficas propuestas en los puntos anteriores, se recopiló toda información y se hizo un análisis sobre estos parámetros necesarios a medir junto con los equipos posibles para solucionar esta necesidad:

Ilustración 2 Parámetros y equipos para la medición de Cabeza de altura

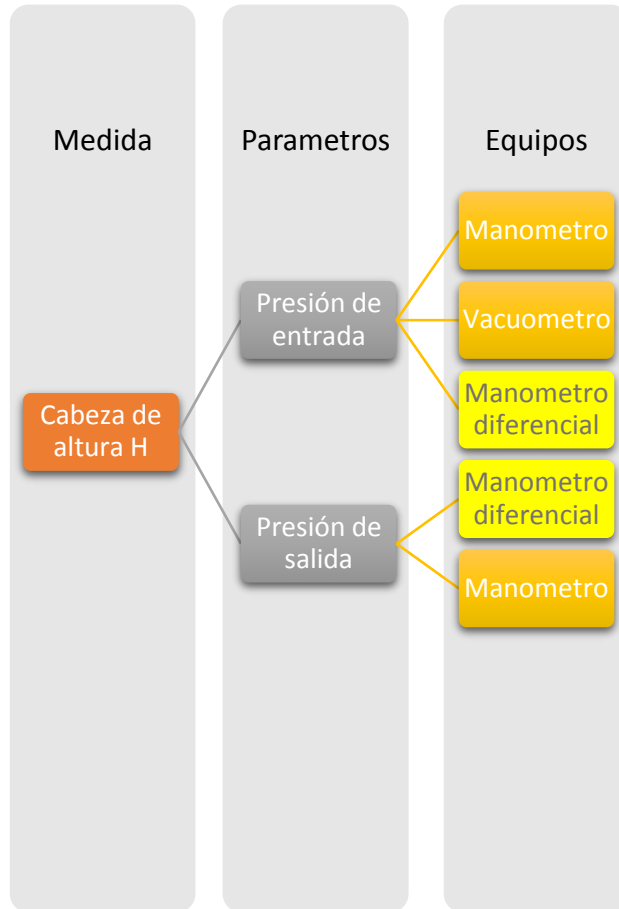


Ilustración 3 Parámetros y equipos para la medición de Eficiencia

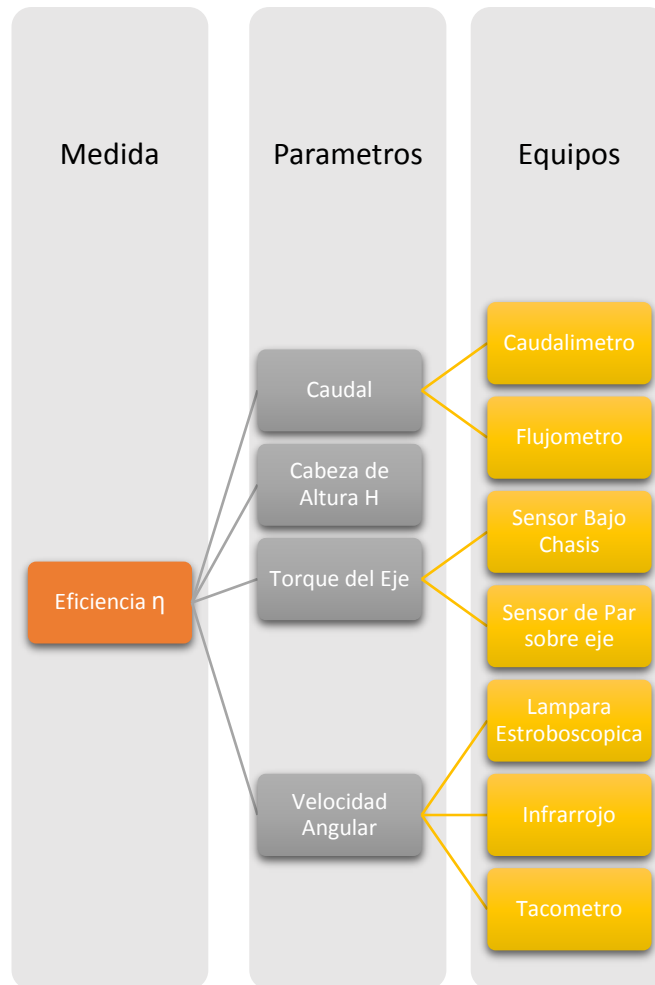
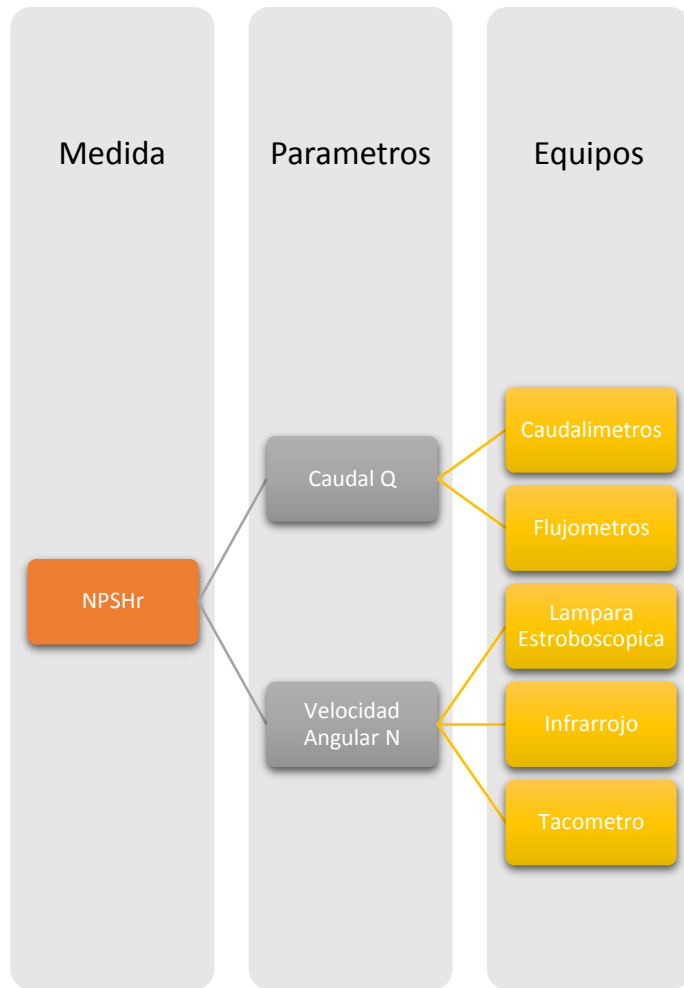


Ilustración 4 Parámetros y equipos para la medición de NPSHr



Para el diseño del banco se seleccionaron los siguientes equipos de acuerdo a lo descrito anteriormente.

Tabla 3 Selección de instrumentación.

PARAMETROS	EQUIPO
Presión de entrada	Manómetro
Presión de salida	Manómetro
Caudal	Caudalímetro

Torque en el eje	Sensor bajo chasis
Velocidad angular	Tacómetro reflectivo

4.2 ESPACIO DISPONIBLE.

Para la ubicación del banco de caracterización se tiene destinado la planta baja del Laboratorio de Sistemas de transporte y Aprovechamiento de fluido junto a la puerta de DICBOT. La limitante principal en cuanto a la espacio es la existencia de una perforación en el tanque donde esta una válvula de compuerta, por lo tanto se predispone deshabilitar la misma y ensamblar allí la tubería de descarga de la bomba centrífuga.

4.3 DESCRIPCIÓN GENERAL.

El banco de caracterización de bombas centrífugas consta de 4 segmentos primordiales; la tubería de succión, el sistema de potencia y bombeo, la plataforma y la tubería de descarga. Cada segmento cuenta con la instrumentación necesaria que complementa el banco y así cumplir con los objetivos para los cuales fue diseñado.

4.4 DISEÑO DEL BANCO.

4.4.1 Tubería De Succión. Como se había planteado en el numeral 4.2, el banco se instalará de acuerdo al espacio de la planta inferior del laboratorio de turbo-maquinas hidráulicas y el tanque de alimentación será el que ya existe en el laboratorio.

El diámetro nominal se seleccionó de acuerdo al libro de MOHINDER L. Nayyar, PIPING HANDBOOK, el cual describe que la velocidad del fluido no debe superar 2.0 metros por segundo en tanques abierto y 2.2 en tanques cerrados.

Diámetro nominal. Se consultaron los caudales nominales de bombas centrifugas en el rango de 50 a 100 caballos de fuerza y se determina que el máximo caudal que ofrecen en este rango son de 500 metros cúbicos por hora. Con este caudal y la ecuación que lo relaciona con la velocidad del fluido encontramos un diámetro normalizado que cumpla con el régimen descrito anteriormente.

$$Q = 500 \frac{m^3}{h} = 0,138 \frac{m^3}{s}$$

$$Q = V_{fluido} * A_{transversal}$$

$$A_{transversal} = \frac{\pi}{4} * DN^2$$

Despejamos el diámetro nominal y obtenemos la siguiente ecuación.

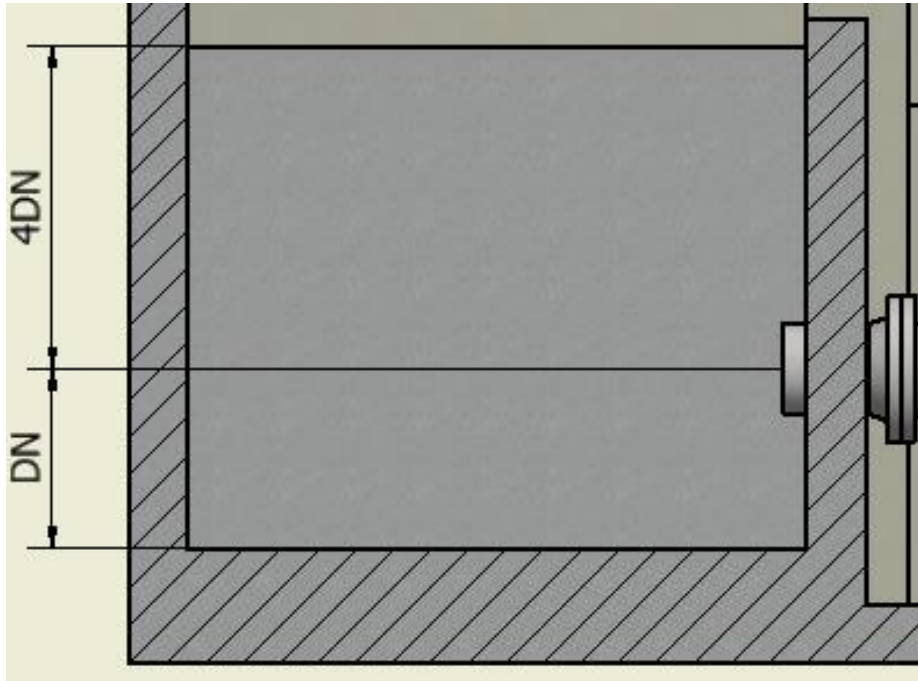
$$DN = \sqrt{\frac{4Q}{\pi * V_{fluid}}}$$

$$DN = \sqrt{\frac{4 * 0,138 \frac{m^3}{s}}{\pi * 2,0 \frac{m}{s}}} = 0,296 m = 11,6 in$$

De acuerdo a los resultados y mirando a los diámetros normalizados el más adecuado es una tubería de 12 pulgadas cedula 40 para transporte de agua.

Tanque. El tanque del laboratorio actual tiene un volumen de 34 metros cúbicos y una altura total de 1,9 metros. Para evitar la formación de vórtices y asegurar una succión constante en la bomba, el tanque debe cumplir con los requisitos de la norma ANSI/HI 9.8:2003 sobre la instalación de las líneas de succión en tanques abiertos. A continuación está la figura con los requisitos del tanque.

Figura 93 Requisitos del tanque.



De acuerdo con lo anterior la altura mínima de operación es de 5 veces el diámetro de la tubería. Con el diámetro de la tubería calculado anteriormente se obtiene una altura mínima de operación del tanque de 1,52 metros con una disponibilidad de 0,38 metros para ajustar la tubería de entrada ante cualquier cambio.

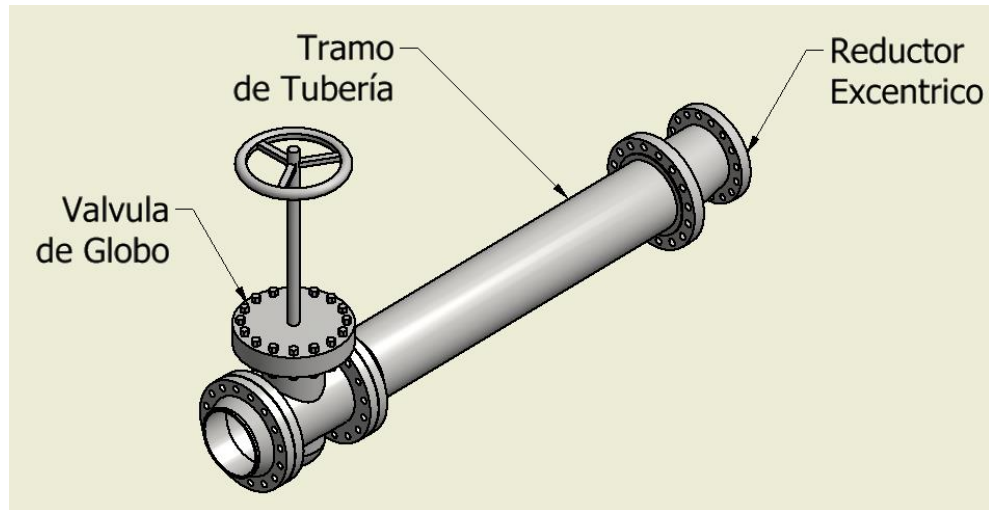
Circuito de Succión. La tubería de succión debe tener los siguientes elementos, *Figura 94*:

Una válvula de globo para separar la bomba del tanque para facilitar el mantenimiento y cambio del conjunto bomba-motor.

Un tramo de tubería para la estabilización del fluido antes de entrar a la bomba, debe tener una pequeña inclinación para evitar la entrada de aire en la bomba.

Un reductor excéntrico en la entrada de la bomba para reducir el tamaño de la tubería al diámetro de la entrada de la bomba.

Figura 94 Circuito de succión.



La distancia entre la pared del tanque y el reductor excéntrico debe ser mínimo de 6 veces el diámetro nominal y el tramo de tubería debe tener una inclinación de 2 grados para tanques a nivel de bomba. Las dimensiones de los accesorios fueron tomados de las normas ASME B16.5 y ASME B16.34, las dimensiones más detalladas se encuentran en el Anexo B.

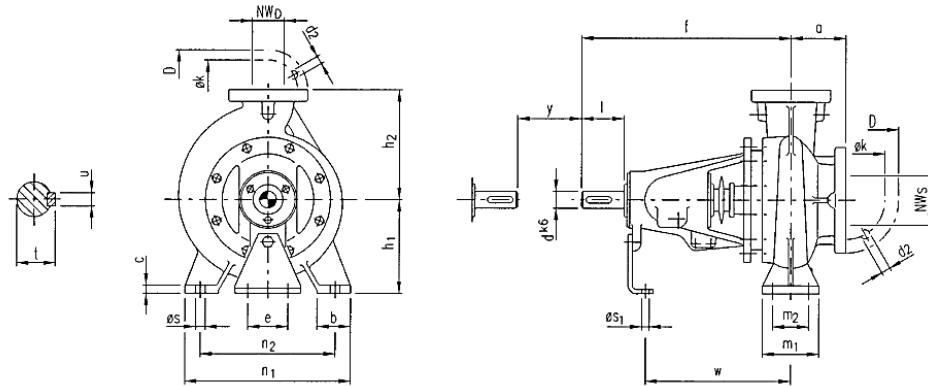
4.4.2 **Plataforma.** Al seleccionar medir el torque bajo el chasis, como la forma más económica la plataforma debe cumplir con los siguientes requerimientos:

- Ser escualizable ya que a la plataforma van anclados bombas y motores (eléctricos y de combustión interna) en un rango de 50 a 100 caballos de potencia.
- Poder medir el torque sin necesidad de torquimetro.
- Soportar el peso del conjunto motor-bomba.
- Tener la versatilidad de instalarse en cualquier lugar.

Plataforma Escualizable. Las dimensiones normalizadas de los anclajes de las bombas y motores se consultan en catálogos, las medidas importantes son las

distancias que existen entre los diferentes agujeros de anclajes de cada máquina, estas determinan el rango de escualización de la plataforma.

Figura 95 Bomba centrífuga.

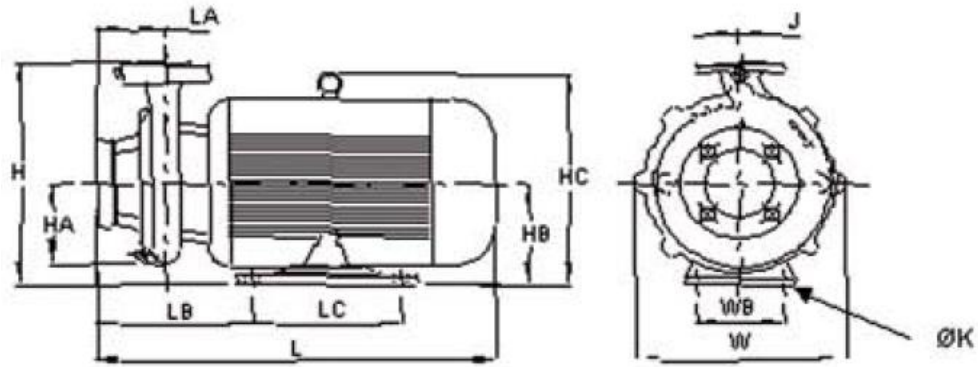


Fuente: HALBERG NOWA, SIHI Pumps. Manual de Instalación, Operación y Mantenimiento. 2010. Página 30.

Tabla 4 Dimensiones anclajes bomba centrífuga.

	DISTANCIA ENTRE ANCLAJES FRONTALES [mm]	DISTANCIA ENTRE ANCLAJES POSTERIORES [mm]	DISTANCIA ENTRE ANCLAJES LATERALES PRIMARIOS [mm]	DISTANCIA ENTRE ANCLAJES LATERALES PRIMARIOS [mm]
MINIMA	110	400	295	445
MAXIMA	140	450	414	564

Figura 96 Bomba monoblock445.

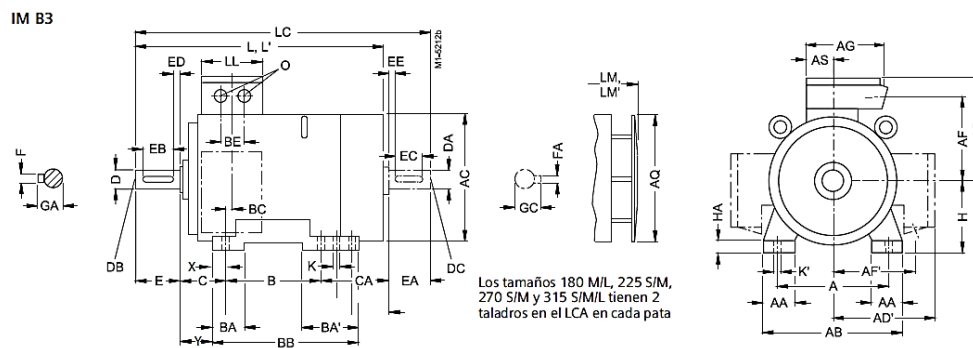


Autor: IHM. Eurollinea 1750 RPM Models.

Tabla 5 Dimensiones anclajes bomba monoblock.

	DISTANCIA ENTRE ANCLAJES FRONTALES [mm]	DISTANCIA ENTRE ANCLAJES LATERALES [mm]
MINIMA	318	305
MAXIMA	406	349

Figura 97 Motor eléctrico.



Fuente: SIEMENS. Motores 1LE1, 1LA7, 1LG4 y 1LA8 con rotor de jaula. Catálogo abreviado D81.1.A. 2009. Página 34.

Tabla 6 Dimensiones anclajes motor eléctrico

	DISTANCIA ENTRE ANCLAJES FRONTALES [mm]	DISTANCIA ENTRE ANCLAJES LATERALES [mm]
MINIMA	318	305
MAXIMA	406	349

Se escoge el sistema de ranura donde permita abarcar los rangos máximos y mínimos de los agujeros de anclaje. Se tienen la necesidad de fraccionar en varias secciones generando así 10 ranuras que comprendan el largo del conjunto y 12 que abarquen el ancho del conjunto.

Se usan perfiles estructurales “L” 4 x 1/2 consultados en catálogos porque permiten el perfecto dimensionamiento de la ranura que es la guía ecualizarle, así como la rigidez necesaria para soportar las cargas producidas por el conjunto motor-bomba.

Figura 98 Plataforma sección bomba.



Figura 99 Plataforma sección motor.



La sección de las bombas (*Figura 98*) consta de 5 perfiles estructurales tipo “L”, tres de ellos tiene soldado en sus extremos platinas de acero con el fin de poder ensamblarlos. La sección de los motores (*Figura 99*) está conformada por 4 perfiles estructurales de los cuales uno de ellos es tipo “solera” 4x1/2.

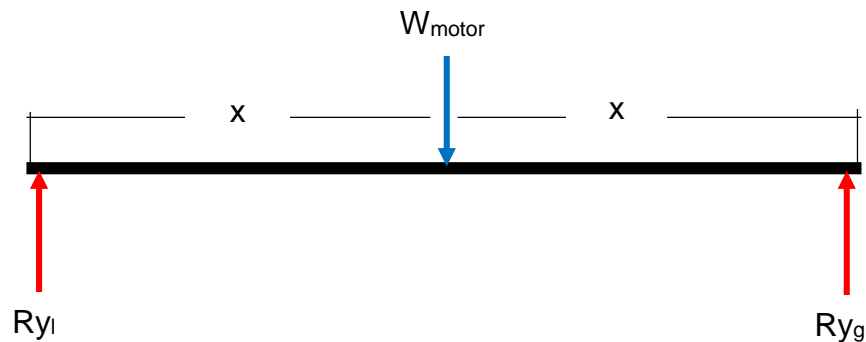
Sensor de torque. El sensor bajo chasis tiene su fundamento en el principio de acción y reacción, este fenómeno se encuentra presente entre el eje del motor y el mismo, el torque que está aplicando el eje a la bomba se transmite en forma de fuerza activa a los anclajes de la misma, como fuerza de reacción se manifiesta la oposición que ejerce chasis del motor al oponerse al movimiento por lo tanto podemos aprovechar esta situación y medir el torque en este punto.

El diseño comprende la selección de una chumacera con su respectivo eje el cual está ubicado en el chasis al lado contrario con respecto al sentido de giro del motor sirviendo como pivote para que el motor pueda tener un pequeño desplazamiento.

Al lado contrario del chasis se encuentra ubicada una galga que es el instrumento de medición, en el momento que el motor intenta girar la galga se comprime midiendo esa fuerza reactiva y haciendo cálculos se mide el torque del motor. Posteriormente se hacen los cálculos de cada componente:

Eje. Se supone que la distancia entre la carga, que se toma como puntual, y cada extremo de la plataforma donde están ubicadas tanto la galga como el pivote son iguales.

Figura 100 Diagrama de cuerpo libre plataforma vista transversal.



W_{motor} : Peso del motor y de las vigas estructurales.

R_{y_l} : Fuerza reactiva de la viga lateral.

R_{y_g} : Fuerza reactiva de la galga.

X : distancia de la carga hasta el extremo de la plataforma.

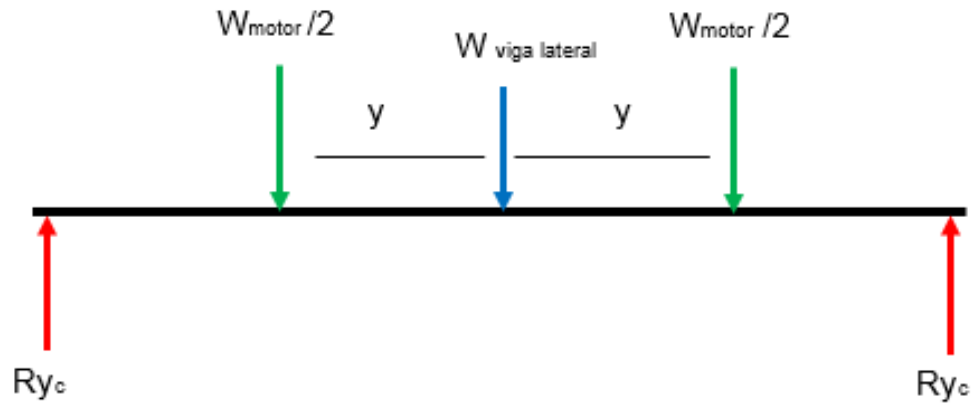
$$\text{Positivo hacia arriba } \sum F_y = R_{y_e} + R_{y_g} = W = 0$$

$$\text{Positivo sentido antihorario } \sum M_w = -R_{y_e}(x) = -R_{y_g}(x) = 0$$

$$R_{y_e} = R_{y_g}$$

$$R_{y_e} = \frac{W_{motor}}{2} = \frac{434 * 9,81}{2} = 2128,77 [N]$$

Figura 101 Diagrama de cuerpo libre plataforma vista lateral.



$W_{\text{viga lateral}}$: Peso de la viga lateral

R_{y_c} : Fuerza reactiva en la chumacera

$$\text{Positivo hacia arriba } \sum F_y = 2R_{y_c} - W_{\text{motor}} - 2W_{\text{vigalateral}} = 0$$

$$R_{y_c} = \frac{2128,77 + 2(12 * 9,8)}{2} = 1123,24 \text{ [N]}$$

Figura 102 Unión.



Para poder unir la chumacera a la viga lateral de la plataforma se diseña un soporte con lámina de acero calibre $\frac{1}{4}$ " (Figura 102), es por este motivo que en el diagrama de cuerpo libre del eje la reacción de la chumacera se divide en dos.

Figura 103 Diagrama de cuerpo libre eje de la chumacera.

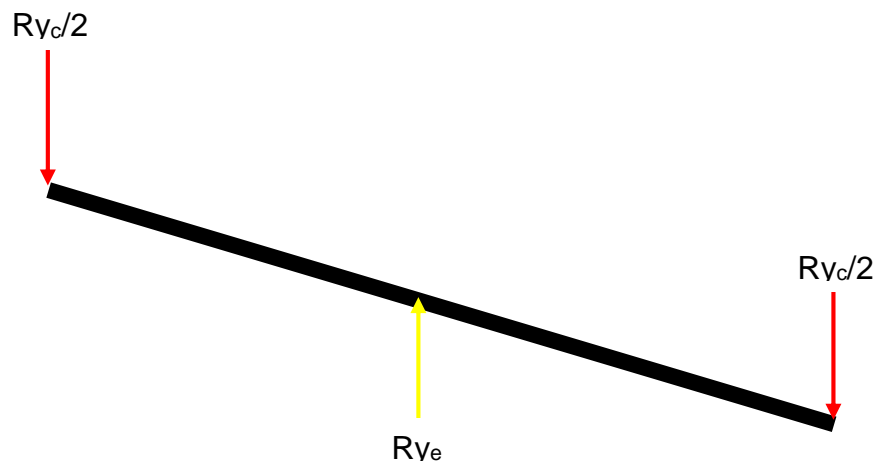


Figura 104 Diagrama de cortante eje.

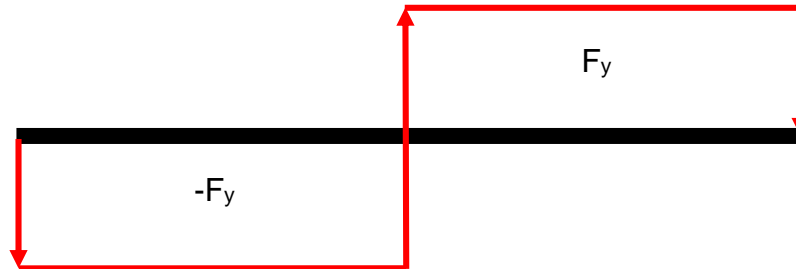
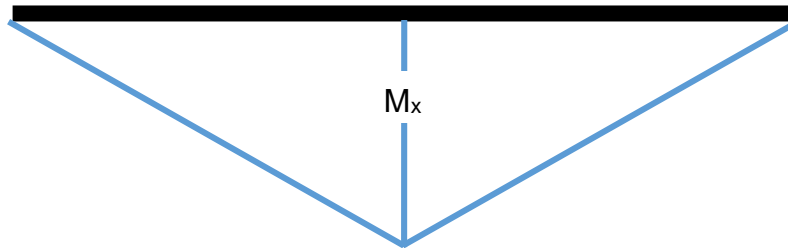


Figura 105 Diagrama de momentos eje.



Por medio del método de máximo esfuerzo cortante (von Mises) se calcula el diámetro y largo del eje, teniendo en cuenta que se supone un largo de 50 centímetros.

$$F_y = 561,62 \text{ [N]}$$

$$M_x = F_y * z = 561,62 * 0,025 = 14,041 \text{ [N.m]}$$

$$\sigma_{max} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 * \tau_m^2}$$

$$\sigma_{max} = \frac{Sy_s}{n} = \frac{Sy}{2 * n}$$

n: factor de seguridad = 1,5

$$\sigma_m = \frac{M_x * c}{I} = \frac{M_x * \frac{D}{2}}{\frac{\pi * D^4}{64}} = \frac{14,041 * 64 * D}{\pi * 2 * D^4}$$

$$\sigma_m = \frac{143,020}{D^3} \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$\tau_m = \frac{F_y * c}{J} = \frac{F_y * \frac{D}{2}}{\frac{\pi * D^4}{32}} = \frac{561,62 * 32 * D}{\pi * 2 * D^4}$$

$$\tau_m = \frac{2860,302}{D^3} \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

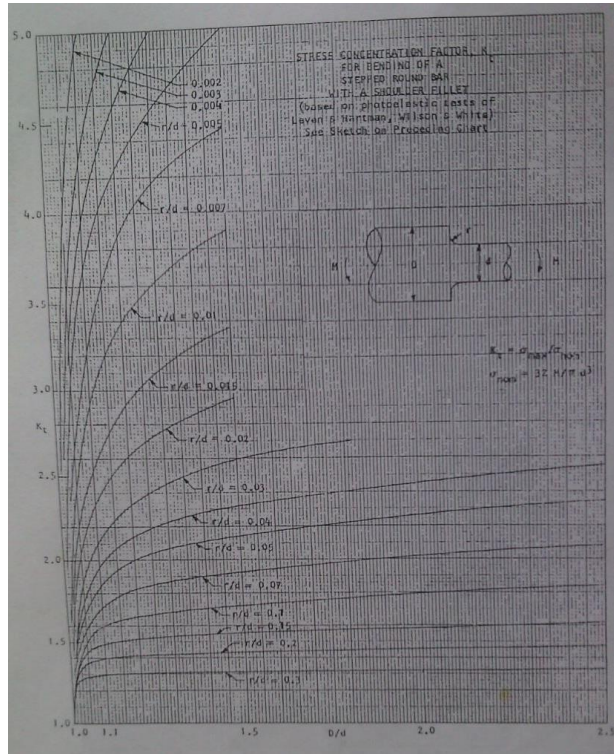
$$\sigma_{\max} = \sqrt{\left(\frac{143,020}{D^3} \right)^2 + 3 * \left(\frac{2860,302}{D^3} \right)^2} = \frac{250 * 10^6}{2 * 1,5}$$

$$D = 30,98 \cong 32[mm]$$

Este diámetro se normaliza a 35 milímetros para poder seleccionar la chumacera.

Para el cálculo del factor de concentración de esfuerzos se utiliza la *Figura 107*.

Figura 106 Grafica de factor de concentración de esfuerzo.



Fuente: PARADA C. Alfredo. *Fatiga fisura progresiva*, Bucaramanga, Colombia, Editorial La Factoría. 1990.

$$K_t = 3,2$$

$$\frac{D}{d} = 1,094$$

Según la *Figura 106*:

$$\frac{r}{d} = 0,007$$

$$r = 0,224 \text{ [mm]}$$

$$\sigma_{prom} = \sqrt{\sigma_{no}^2 + 3 * \tau_m^2}$$

$$\sigma_{real} = \frac{M_x * c}{I} = \frac{M_x * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * d^4}{64}} = 4,364 * 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$\sigma_{no} = \frac{\sigma_{real}}{K_t} = 1,363 * 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$\tau_m = \frac{F_y * c}{J} = \frac{F_y * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * d^4}{32}} = 87,289 * 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$\sigma_{prom} = \sqrt{(1,363 * 10^6)^2 + 3 * (87,289 * 10^6)^2} = 151,195 * 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$\sigma_{max} = \frac{S_{y_s}}{n} = \frac{250 * 10^6}{1,5} = 166,666 * 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

Por lo tanto se concluye que la selección fue la adecuada ya que $\sigma_{max} > \sigma_{prom}$.

Figura 107 Eje.



Chumacera. La selección de la chumacera se hace de acuerdo a los catálogos de la empresa NTN Sudamericana, el primer paso es saber que cargas sufre y en qué sentido tanto el rodamiento como la chumacera, como segundo se debe escoger que tipos de rodamiento cumplen con los requerimiento y calcular la capacidad básica de carga estática con la carga que tenga que soportar el rodamiento, por último se debe comparar esta capacidad con la capacidad de la chumacera.

La fuerza aplicada en la chumacera es radial por lo que se tiene la posibilidad de escoger una chumacera de bolas o de rodillos.

$$S_o = \frac{C_o}{P_o}$$

S_o : Factor de seguridad.

C_o : Capacidad básica de carga estatica.

P_o : Carga equivalente estatica.

Tabla 7 Valores mínimos del factor de seguridad S_o

Condiciones de operación	Rotos. de bolas	Rotos. de rodillos
Requerimiento de alta precisión rotacional	2	3
Requerimiento de precisión rotacional normal (Aplicación universal)	1	1.5
Permite ligero deterioro de la precisión rotacional (Baja velocidad, altas cargas, etc.)	0.5	1

Fuente: NTN Corporation. Rodamientos de Bolas y de Rodillos. CAT. NO. 2202-VIII/S. Página A-20.

Para rodamientos de bolas S_o es 0,5 (Tabla 7).

$$P_o = 1123,24 [N]$$

$$C_o = S_o * P_o = 1123,24 * 0,5 = 561,62 [N]$$

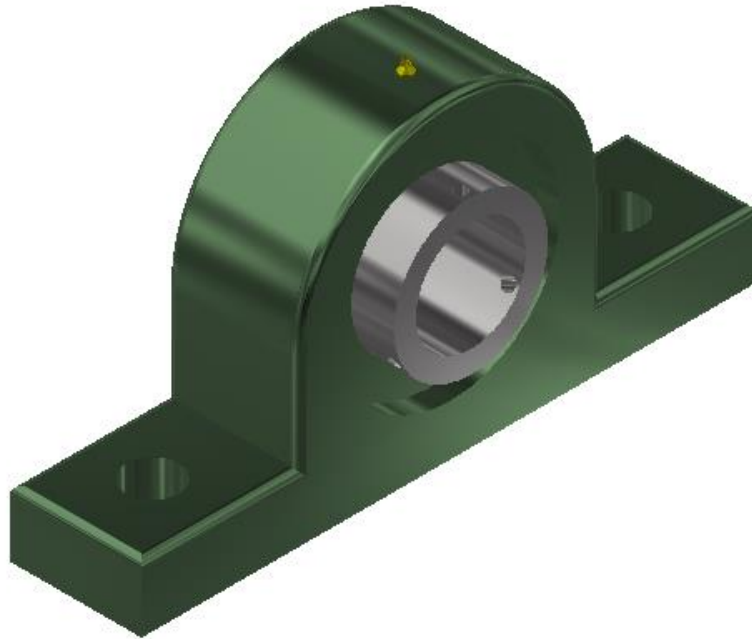
Para rodamientos de rodillos S_o es 1 (Tabla 7).

$$P_o = 1123,24 [N]$$

$$C_o = S_o * P_o = 1123,24 * 1 = 1123,24 [N]$$

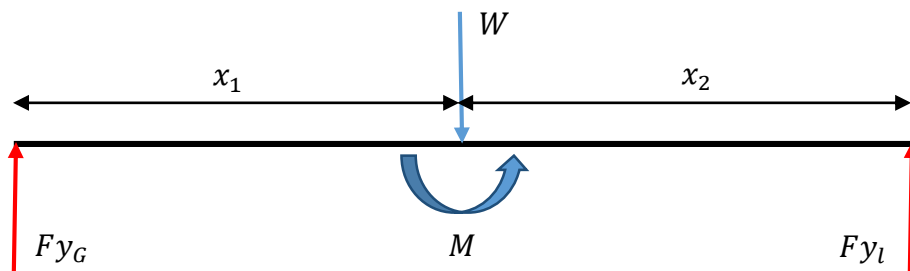
Consultando el catalogo NTN Corporation, Bearing Units Steel Series CAT. No. 3902/E, se escoge la chumacera UCPG207D1 cuya capacidad básica de carga estática es 15,3 kilonewtons por lo tanto cumple con lo requerido ya que es mayor que la capacidad que se necesita dando la ventaja de optar por cualquier tipo de rodamiento. Se selecciona con rodamiento de bolas porque este tiene la ventaja de soportar cargas radiales y axiales, característica que no cumple el rodamiento de rodillos al resistir solo cargas axiales.

Figura 108 Chumacera.



Galga extensiométrica. El sensor de fuerza bajo chasis se selecciona para soportar la fuerza de la estructura y el torque del motor, se calcula en el estado que la galga esta con mayor fuerza de compresión, con el siguiente diagrama de cuerpo libre se encuentra el valor de esta fuerza.

Figura 109 Diagrama de cuerpo libre para la galga



Fy_G : Fuerza reactiva de la galga.

Fy_l : Fuerza reactiva del perfil L.

M : Momento par del motor, 402 Nm.

W : peso del motor y las vigas estructurales, 434 Kgf.

x_1 : distancia de la galga al centro del sistema, 302 mm.

x_2 : distancia del eje de la base al centro del sistema, 378 mm.

Se hace una sumatoria de fuerzas y momentos:

$$\uparrow + \sum Fy = Fy_G + Fy_l - W = 0$$

$$\curvearrowright + \sum M_w = Fy_G * x_1 - Fy_l * x_2 - M = 0$$

Con estas ecuaciones se despeja el valor de la fuerza reactiva de la galga.

$$Fy_l = W - Fy_G$$

$$Fy_G(x_1 + x_2) - W * x_2 - M = 0$$

$$Fy_G = \frac{W * x_2 + M}{x_1 + x_2} = \frac{434 * 9,81 \text{ N} * 0,378 \text{ m} + 402 \text{ Nm}}{0,680 \text{ m}} = 2957 \text{ N (301 Kgf)}$$

Con esta fuerza aplicada en la galga se selecciona una celda de carga mono-bloque de capacidad 800 kilogramos de fabricantes LEXUS, esta capacidad permite un factor de seguridad mayor a 2 y fijación en el extremo para evitar movimiento por fuera del rango.

4.4.3 Análisis De Tensión Para Elementos Críticos. Después de elaborar cálculos de deformación de las piezas críticas, se procede a corroborar los criterios de ingenieriles con los cuales se diseñaron el eje de la chumacera, la unión entre el eje de la chumacera y la plataforma, el seguro para posibles daños y la plataforma junto con el pallet con ayuda del software elaborando un análisis de tensión.

4.4.3.1 Eje De La Chumacera. Para el diseño del eje se tuvo en cuenta un factor de seguridad de 1,5 en la Figura 111 se comprueba que al ejecutar el simulador de tensión arroja como resultado un factor de seguridad de 15, por lo tanto los criterios de diseño que se tomaron son conservativos y la pieza se espera que no falle. Otro aspecto importante es el desplazamiento debido a deformación (Figura 110), ya que por ser una pieza principal no se pueden permitir deformaciones o desplazamientos muy altos.

Figura 110 Resultado: Desplazamiento.

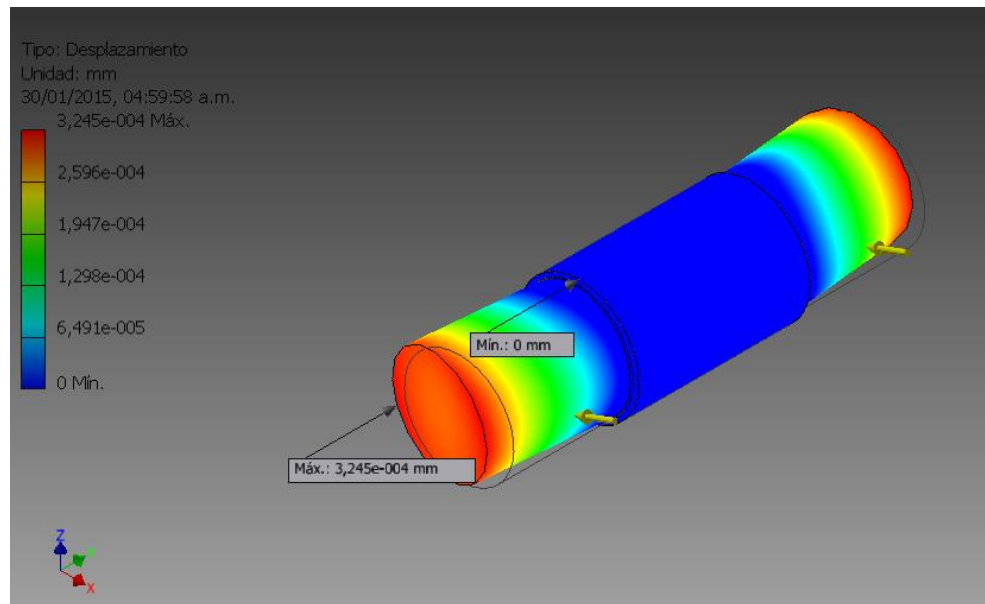
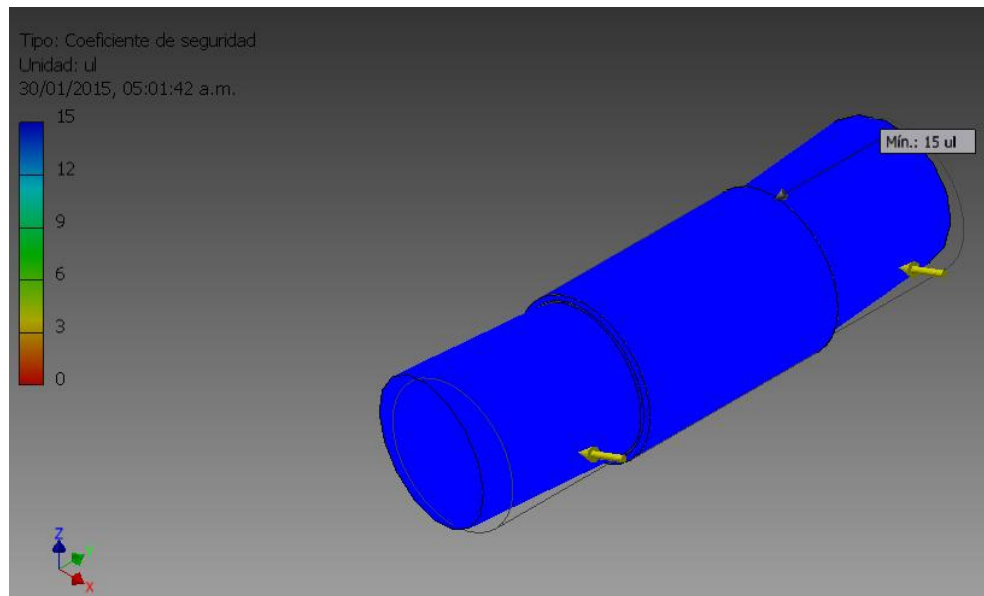


Figura 111 Resultado: Factor de seguridad.



4.4.3.2 Unión Entre El Eje De La Chumacera Y La Plataforma. Esta pieza es muy importante, ya que se diseña para ir atornillada a un perfil estructural de la plataforma e ir apoyada al eje de la chumacera generando el enlace entre la plataforma y la chumacera. En la Figura 112 y en la Figura 113 se observa que al realizar la simulación, el análisis de tensión nos da como valores máximos y mínimos cantidades validas en cuanto al diseño de la pieza.

Figura 112 Resultado: Desplazamiento.

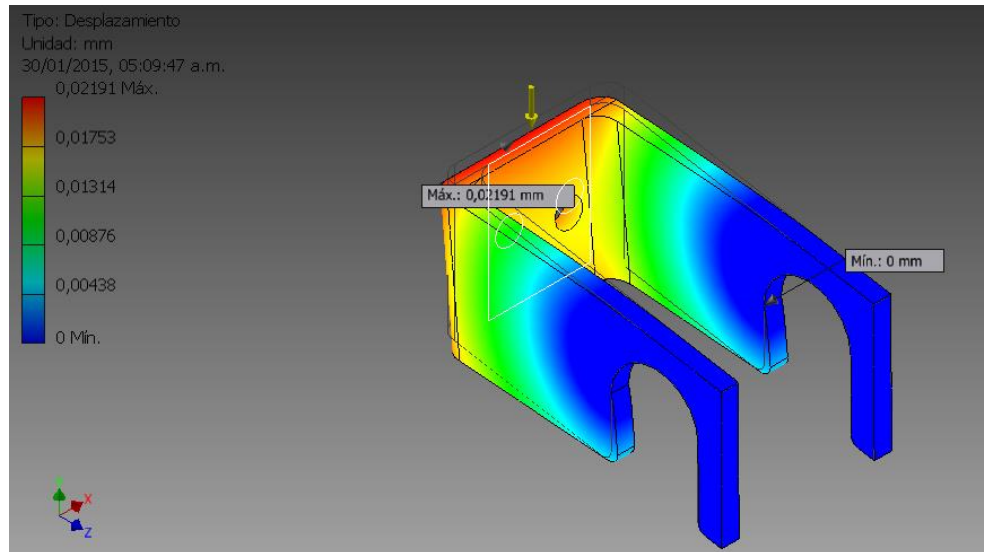
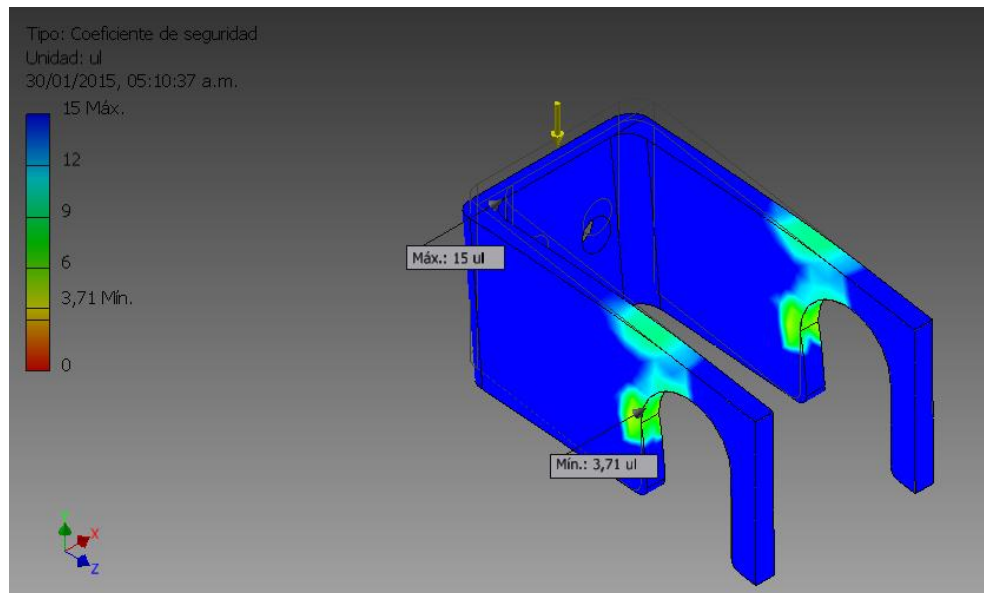


Figura 113 Resultado: Factor de seguridad.



4.4.3.3 **Seguro Para Posibles Fallas.** Esta pieza se diseña para darle seguridad al banco ya que su función es soportar la plataforma en caso de que el eje falle y no permitir desplazamiento en ninguna dirección, esta soldada a una lámina y la misma atornillada a un perfil estructural del pallet.

El simulador de tensión arroja resultados muy fiables, por lo tanto se puede dar aval al buen diseño de la pieza (*Figura 114*) y (*Figura 115*).

Figura 114 Resultado: Desplazamiento

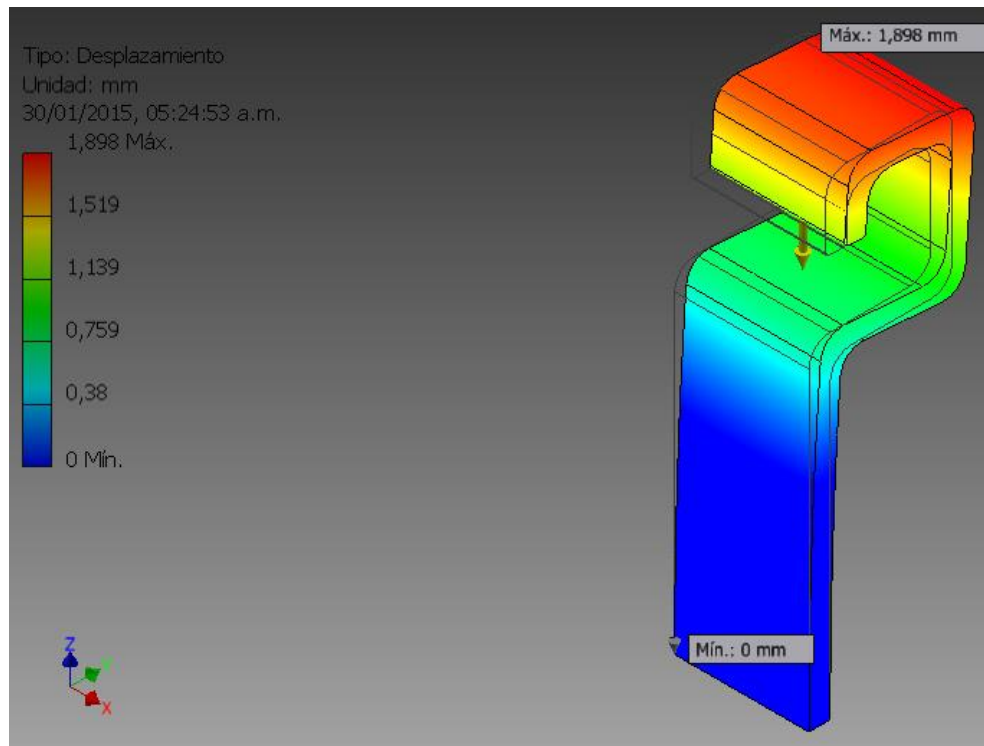
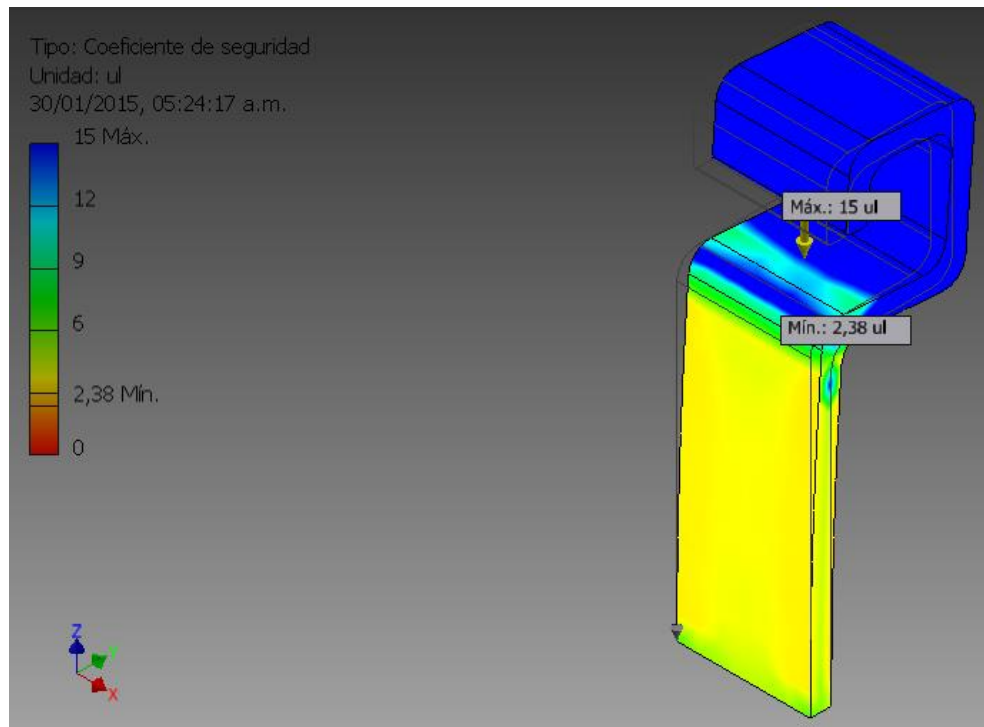


Figura 115 Resultado: Factor de seguridad.



4.4.3.4 **Plataforma Al Pallet.** Como análisis final más globalizado, se simula todo el conjunto donde va soportado la bomba y el motor para corroborar la rigidez total tanto de la plataforma que mide el torque del motor, como del pallet que es el encargado de soportar el peso total. El análisis se hace tomando como valores de referencia el peso de motores eléctricos y bombas de 100 caballos de potencia.

Figura 116 Resultado: Desplazamiento.

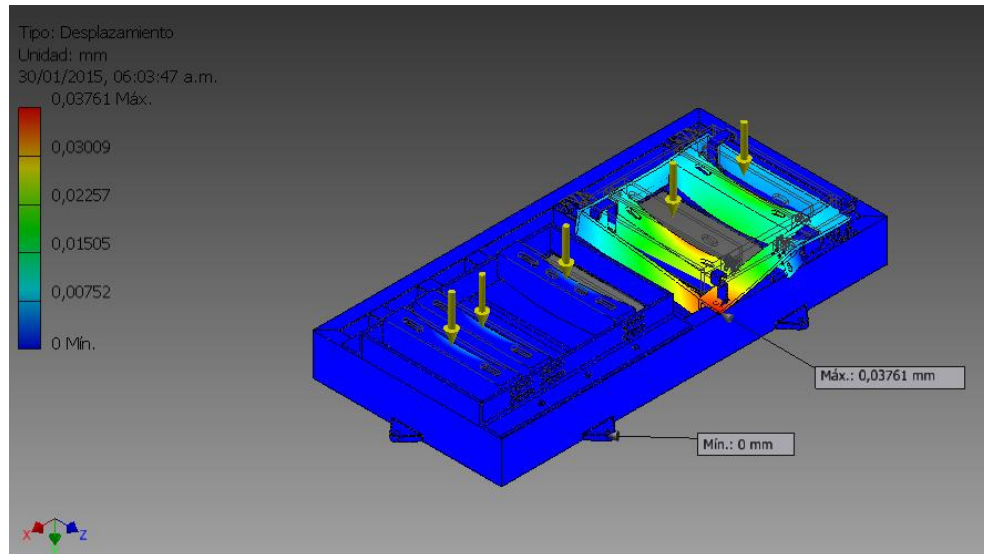
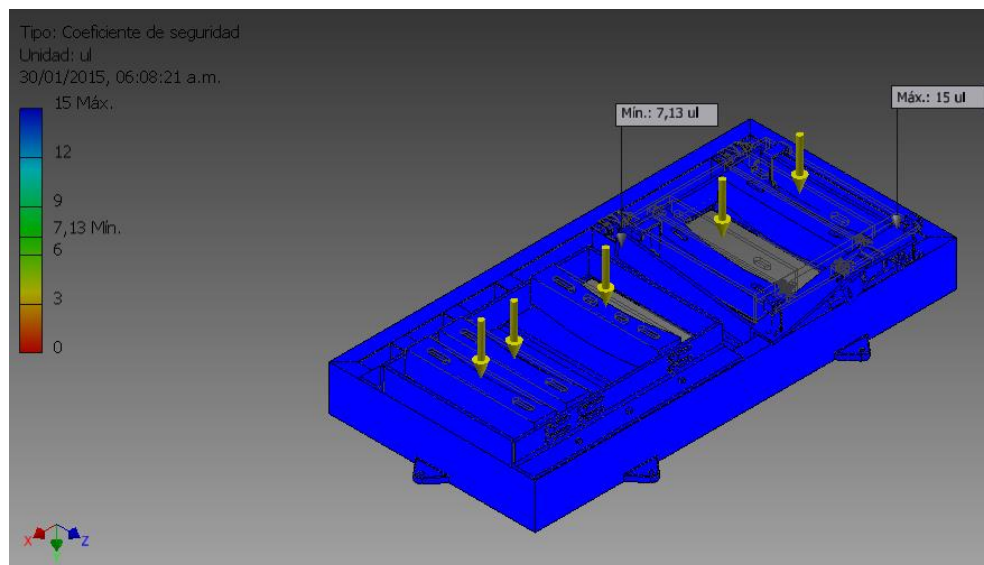


Figura 117 Resultado: Factor de seguridad.



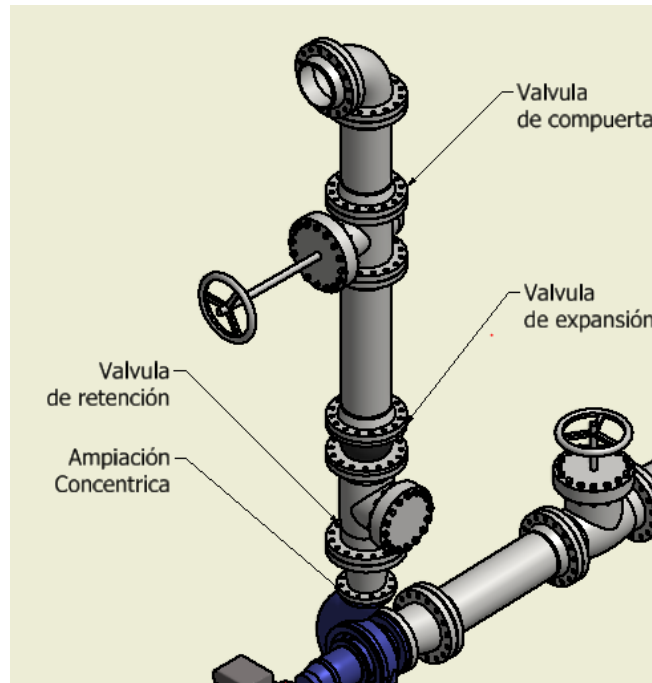
4.4.4 **Zona De Descarga.** La zona de descarga es el circuito hidráulico por el cual se transportará el fluido, la bomba entrega caudal y presión dependiendo de las restricciones que se encuentran en este circuito, en este diseño esa carga debe ser variable para crear diferentes condiciones de la bomba.

Al igual que la zona de succión el diámetro de la tubería debe ser de 12 pulgadas para que la velocidad del fluido no sea mayor a 2.0 metros por segundo.

La zona de descarga debe tener los siguientes elementos recomendados por fabricantes, *Figura 118*:

- Una ampliación concéntrica para cambiar el diámetro de salida de la bomba al tamaño de la tubería.
- Una válvula de retención para evitar contrapresiones en la salida de la bomba.
- Una válvula de expansión para amortiguar cargas causadas por las vibraciones de la bomba.
- Una válvula de compuerta para controlar el caudal que está entregando la bomba.
- El tramo de tubería a la salida que depende de la estructura y los requerimientos de los sensores.

Figura 118 Tubería de descarga

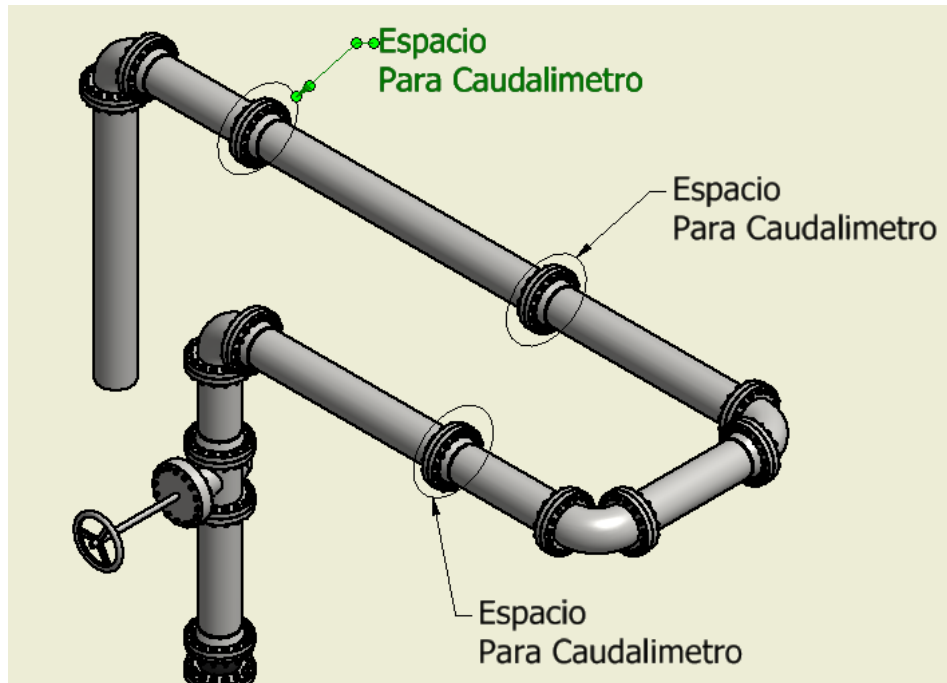


El tramo de tubería se selecciona de tal forma que la altura total con los accesorios sea de 5 metros, esto garantiza que la tubería de descarga se encuentra en el segundo piso del laboratorio. Las dimensiones de los accesorios se obtienen de las normas ASME B16.5 y ASME B16.34.

En la parte superior se instalan los caudalímetros, para asegurar una medida constante, se necesita una distancia antes y después a estos según la norma ISO 5167-1 que describe los requerimientos para instalar caudalímetros.

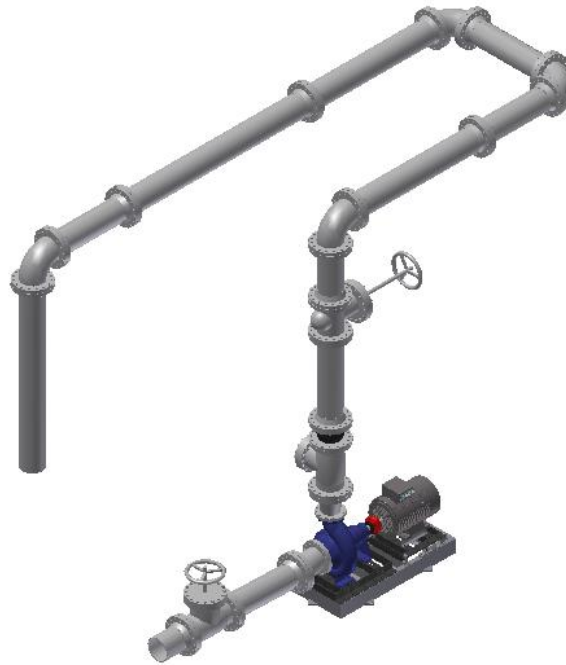
La norma dicta una medida de 5 y 10 diámetros de tubería antes de un sensor intrusivo y entre 2 y 5 diámetros después. Con estos requisitos diseñamos el tramo de descarga superior con la posibilidad de instalar varios caudalímetros y dar la posibilidad de obtener un circuito de calibración, *Figura 119*.

Figura 119 Tubería de descarga superior.



Las dimensiones más detalladas se encuentran en el Anexo B.

Figura 120 Configuración total del banco.



4.4.5 **Instrumentación.** Los instrumentos para medir los parámetros que competen al fluido transportado se seleccionan teniendo a consideración el costo, la precisión y la capacidad de cada uno. A continuación los elementos seleccionados.

Caudalímetros. Para la medición de caudal se establecen dos tipos de sensores, el primero es un sensor intrusivo que proporciona una medida directa y en contacto al fluido, el segundo es un transmisor no intrusivo de alta precisión. Los sensores de caudal que cumplen con los requerimientos del banco se encuentran en la *Tabla 8*.

Tabla 8 Criterio de selección de caudalímetros.

Grupo	Tipo	APLICACIONES																		
		Líquidos ⁽¹⁾								Gases ⁽²⁾				Otros ⁽³⁾						
		A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P	Q	R	S	T	
1	Orificio Venturi Boquilla	■	?	■	■	■	■	■	■	■	?	■	■	■	■	?	■	?	?	?
2	Area variable De blanco (Target) Pitot Promediante Boquilla sónica	■	■			#	?		■	■	■					?	■	?	?	?
3	Paleta deslizante Ruedas ovaladas Pistón giratorio Diafragma para gases Giratorio de gas	■		#				■	■								?			■
4	Turbina Pelton Medidor mecánico Turbina de inserción	■	■		#		■	?	■	■	■	■					?	?	#	
5	Vórtex Tipo Coanda Vórtex de inserción	■					■		■	■	■	■	?	■	■		■		?	?
6	Electromagnético Electromagnético de inserción	■	■	■	■	#	?		■							■	■	?	■	■
7	Doppler Tiempo de Tránsito	■	?	?	?	#			?	■	■	■	■	■	■	■	?	?	?	
8	Coriolis Rotor de torsión	■				#		■	■	?						?	?		#	
9	Anemómetro De masa térmica	■		?	?	#				■	■									
10	Trazador Láser	■	#	■	■	■	■	■	■	#	#	■	■	■		?	■	#	#	

<p>■ Adecuado, por lo general aplicable. ? Merece considerarse, algunas veces aplicable. # Merece considerarse, disponibilidad limitada o caro. El espacio en blanco indica no adecuado o no aplicable.</p>	<p>(2) Aplicaciones con gases J. Gases en general K. Flujos reducidos de gas (< 150 m³/hora) L. Grandes flujos de gases (> 5000 m³/hora) M. Gases calientes (> 200 °C) N. Vapor</p>
<p>(1) Aplicaciones para líquidos A. Líquidos en general (< 50 cP) B. Flujos reducidos de líquidos (< 2 L/min) C. Grandes flujos de líquido (>1000 m³/hora) D. Grandes tuberías con agua (> 500 mm de diámetro) E. Líquidos calientes (> 200 °C) F. Líquidos viscosos (> 50 cP) G. Líquidos criogénicos H. Líquidos sanitarios</p>	<p>(3) Otras aplicaciones P. Suspensiones y flujos de partículas Q. Mezclas líquido-líquido R. Mezclas líquido-gas S. Líquidos corrosivos T. Gases corrosivos</p>

Autor: FACET, UNT, Universidad de Tucumán. Control de procesos tema 3 criterio de selección de caudalímetros. Disponible en internet: <http://www.herrera.unt.edu.ar/controldeprocesos>.

De acuerdo a lo anterior con el criterio “C”, grandes flujos de líquido, se tiene a disponibilidad los siguientes caudalímetros intrusivos:

Orificio.

Venturi.

Boquilla.

Pitot promediante.

Turbina.

Vortex.

Electromagnéticos.

Los caudalímetros no intrusivos pueden ser:

Electromagnético.

Ultrasónico.

De las posibilidades anteriores los más aptos entre precisión (*Tabla 9*) y precios son los caudalímetros de turbina y el caudalímetros ultrasónico.

Tabla 9 Especificaciones de caudalímetros.

Grupo	Tipo	Linealidad	Repetibilidad	Rangabilidad	Δp con caudal máx. ⁽¹⁾	Parámetro med.	Tiempo de resp.
1	Orificio	#	#	3 o 4:1	3/4	R	#
	Venturi	#	#	3 o 4:1	2	R	#
	Boquilla	#	#	3 o 4:1	2/3	R	#
2	Area variable	$\pm 1\%$ a $\pm 5\%$ FS	$\pm 0.5\%$ a $\pm 1\%$ FS	10:1	3	R	Sin datos
	De blanco (Target)	NS	NS	3:1	3	R	NS
	Pitot Promediante	#	$\pm 0.05\%$ a $\pm 0.2\%$ R	#	1/2	v_m	#
	Boquilla sónica	$\pm 0.25\%$	$\pm 0.1\%$	100:1	3/4	R	NS
3	Paleta deslizante	$\pm 0.1\%$ a $\pm 0.3\%$ R	$\pm 0.01\%$ a $\pm 0.05\%$ R	10 a 20:1	4/5	T	> 0.5 s
	Ruedas ovaladas	$\pm 0.25\%$ R	$\pm 0.05\%$ a $\pm 0.1\%$ R	#	4	T	> 0.5 s
	Pistón giratorio	$\pm 0.5\%$ a $\pm 1\%$ R	$\pm 0.2\%$ R	10 a 250:1	4/5	T	> 0.5 s
	Diafragma para gases	Sin datos	Sin datos	100:1	2	T	> 0.5 s
	Giratorio de gas	$\pm 1\%$	$\pm 0.2\%$	25:1	2	T	> 0.5 s
4	Turbina	$\pm 0.15\%$ a $\pm 1\%$ R	$\pm 0.02\%$ a $\pm 0.5\%$ R	5 a 10:1	3	R	5 ms a 25 ms
	Pelton	$\pm 0.25\%$ a $\pm 0.5\%$ R	$\pm 0.1\%$ a $\pm 0.25\%$ R	4 a 10:1	4	R	5 ms a 25 ms
	Medidor mecánico	Sin datos	$\pm 1\%$ FS	10 a 280:1	3	R	50 ms
	Turbina de inserción	$\pm 0.25\%$ a $\pm 5\%$ R	$\pm 0.1\%$ a $\pm 2\%$ R	10 a 40:1	1/2	v_D	5 ms a 25 ms
5	Vórtex	$\pm 1\%$ R	$\pm 0.1\%$ a $\pm 1\%$ R	4 a 40:1	3	R	0.5 s min.
	Tipo Coanda	< $\pm 2\%$ R	NS	10 a 30:1	3	R	NS
	Vórtex de inserción	$\pm 2\%$	$\pm 0.1\%$ R	15 a 30:1	1	v_D	5 ms
6	Electromagnético	$\pm 0.5\%$ a $\pm 1\%$ R	$\pm 0.1\%$ R a $\pm 0.2\%$ FS	10 a 100:1	1	R	> 0.2 s
	Electromagnético de inserción	$\pm 2.5\%$ a $\pm 4\%$ R	$\pm 0.1\%$ R	10:1	1	v_D	NS
7	Doppler	Sin datos	$\pm 0.2\%$ FS	5 a 25:1	1	v_m , R	
	Tiempo de Tránsito	$\pm 0.1\%$ R a $\pm 1\%$ R	$\pm 0.2\%$ R a $\pm 1\%$ FS	10 a 300:1	1	R	0.02 s a 120 s
8	Coriolis	NS	$\pm 0.1\%$ a $\pm 0.25\%$ R	10 a 100:1	2/5	R	0.1 s a 3600 s
	Rotor de torsión	Sin datos	Sin datos	10 a 20:1	3/4	R	50 ms
9	Anemómetro	Sin datos	$\pm 0.2\%$ FS	10 a 40:1	2	v_D	Sin datos
	De masa térmica	$\pm 0.5\%$ a $\pm 2\%$ FS	$\pm 0.2\%$ FS a $\pm 1\%$ R	10 a 500:1	2	R	0.12 s a 7 s
10	Trazador	Sin datos	Sin datos	hasta 1000:1	1	v_m	Sin datos
	Láser	Sin datos	$\pm 0.5\%$ R	hasta 2500:1	1	v_D	Sin datos

Autor: FACET, UNT, Universidad de Tucumán. Control de procesos tema 3 criterio de selección de caudalímetros. Disponible en internet: <http://www.herrera.unt.edu.ar/controldeprocesos>.

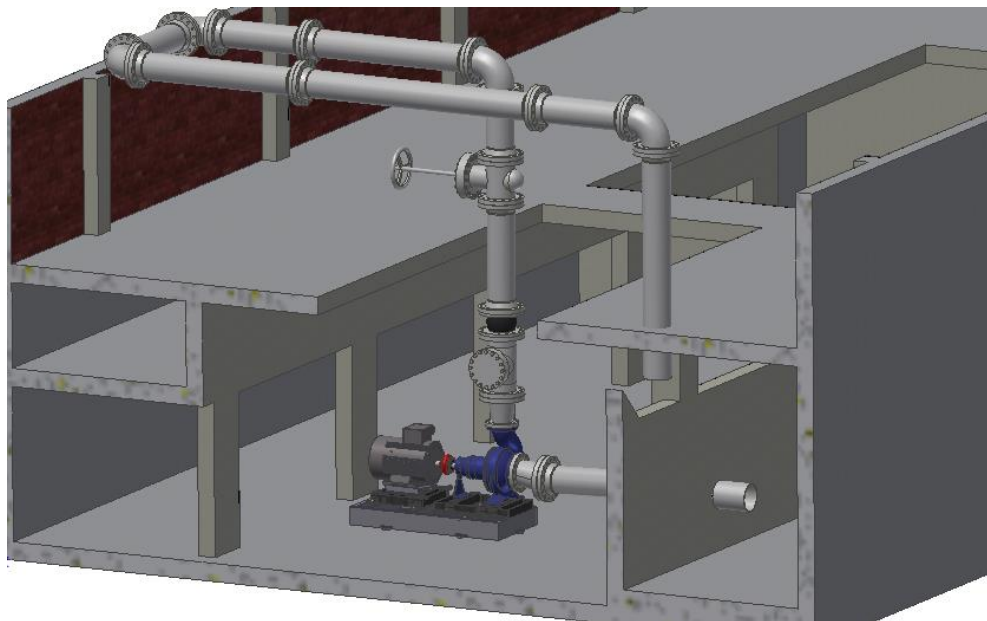
Manómetros. La medida de presión por parte de los manómetros se propone de tal manera que se pueda leer desde una señal eléctrica y visual directamente desde el mismo. Por esta razón se seleccionan los manómetros del mismo proveedor cotizados en los bancos de generación de energía.

4.4.6 Accesorios

4.4.6.1 **Soportes De Tubería.** La tubería de descarga debe tener unos soportes que estructuralmente eviten que el peso esté recargado en las bridas de la bomba, ya que comprometería la maquinaria. Los soportes se diseñan por el método de columnas ya que la carga a soportar es totalmente axial.

Se toma como referencia las columnas por tubo y se toma un diámetro nominal y una distancia al suelo de la estructura, para este proceso se crea un modelo CAD de la estructura y se mide la distancia necesaria para el soporte, *Figura 121*.

Figura 121 Ensamble total dentro de la estructura.



La longitud del soporte es de 2,15 metros y se toma un diámetro nominal de tubería recomendado por los fabricantes de 4 pulgadas. De las medidas anteriores se debe calcular la relación l_e/r_g teórica y real con las siguientes ecuaciones:

$$\left(\frac{l_e}{r_g}\right)_{teorico} = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

l_e : longitud efectiva

r_g : radio de giro

E : Modulo de elasticidad

S_y : Esfuerzo maximo de fluencia

El módulo de elasticidad y el esfuerzo máximo de fluencia se obtienen del material ASTM A53 seleccionado para estas columnas.

$$E = 2.9 * 10^7 \text{ psi}$$

$$S_y = 3,5 * 10^4 \text{ psi}$$

Con estos valores despejamos el valor de la relación l_e/r_g teórica.

$$\left(\frac{l_e}{r_g}\right)_{teorico} = \sqrt{\frac{2\pi^2 * 2.9 * 10^7}{3,5 * 10^4}} = 127,88$$

Para la relación real de l_e/r_g se calculan cada uno de estos parámetros individualmente y se hace una fracción final.

$$r_g = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

I : Momento de inercia

A: Area transversal

Teniendo en cuenta las dimensiones de un tubo de diámetro nominal de 4 pulgadas obtenemos.

$$d_o = 4,5 \text{ in}$$

$$d_i = 4,026 \text{ in}$$

$$I = \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4) = 7,233 \text{ in}^4$$

$$A = \frac{\pi}{4} (d_o - d_i) = 3,174 \text{ in}^2$$

$$r_g = \sqrt{\frac{7,233 \text{ in}^4}{3,174 \text{ in}^2}} = 1,51 \text{ in}$$

Para el cálculo de la longitud efectiva, se toma de la gráfica de una columna fija en un extremo y libre en el otro:

Tabla 10 Longitudes efectivas para diferentes tipos de columnas.

Descripción de la condición de los extremos	Ambos extremos articulados	Un extremo articulado y el otro fijo	Ambos extremos fijos	Un extremo fijo y el otro libre
Ilustración de la condición de los extremos				
Longitud teórica efectiva de la columna	$l_e = l$	$l_e = 0.7l$	$l_e = 0.5l$	$l_e = 2l$
Longitud efectiva de la columna recomendada-AISC (1989)	$l_e = l$	$l_e = 0.8l$	$l_e = 0.65l$	$l_e = 2.1l$

Fuente: BERNARD J. Hamrock, Bo O Jacobson, Steven R. Schmid. *Elementos de máquinas*. Mexico, D.D.: Mc Graw Hill, 2000. ISBN: 0-256-19069-09. Página 366.

$$l_e = 2 * L = 2 * 2,15 \text{ m} = 4,3 \text{ m}(169,29 \text{ in})$$

Ahora se calcula la relación real,

$$\left(\frac{l_e}{r_g}\right)_{real} = \frac{169,29}{1,51} = 112,113$$

Como conclusión tenemos:

$$\left(\frac{l_e}{r_g}\right)_{teorico} > \left(\frac{l_e}{r_g}\right)_{real}$$

Por lo tanto usamos la siguiente ecuación para calcular la fuerza crítica de pandeo:

$$P_{cr} = AS_y \left[1 - \frac{S_y}{4\pi^2 E} \left(\frac{l_e}{r_g}\right)^2 \right]$$

$$P_{cr} = 68402,84 \text{ Lbf}$$

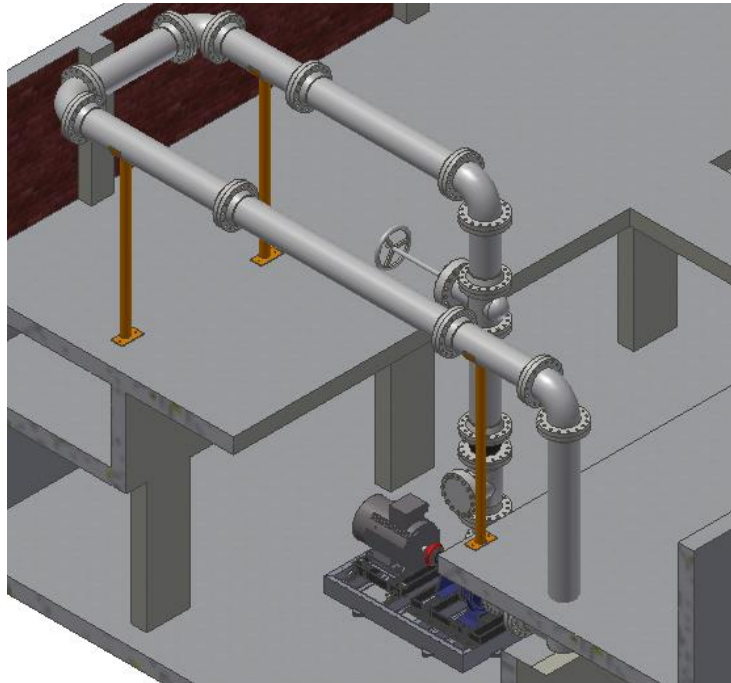
El peso de la tubería con los accesorios es de aproximadamente 3500 kilogramos, este peso más el peso del agua transportada por el tramo horizontal debe ser menor a el peso critico anterior.

$$W_{total} = 3500 \text{ kg} + 688 \text{ kg} = 4188 \text{ kg} (9232 \text{ lb})$$

$$P_{cr} > W_{total}$$

Se concluye que el diámetro seleccionado es adecuado para la instalación de la tubería. Se establecen 3 soportes de tubería distribuidas como se observan en la *Figura 122*.

Figura 122 Ensamble total con soportes.



4.4.6.2 **Acople.** La selección de un acoplamiento lleva consigo conocer la potencia y velocidades requeridas, la severidad del servicio que debe soportar, por lo tanto, es obligatorio aplicar un factor de corrección. Este coeficiente de seguridad se calcula por la siguiente ecuación

$$K = K_1 * K_2 * K_3$$

K₁: irregularidades del par debidas a los diferentes tipos de máquinas motrices y receptoras

K₂: frecuencias de arranque

K₃: número de horas de funcionamiento por día

Tabla 11 Coeficiente K1.

Máquina motriz			Máquina receptora	Ejemplos de máquinas receptoras
Motor electr. y turbina	Máq. de piston			
	4 a 6 cilind.	1 a 3 cilind.		
1	1,2	1,4	1 Marcha regular Inercia muy pequeña	•Eje de reenvío •Generador de alumbrado •Línea de ejes •Bombas centrífugas •Ventilador centrífugo ...
1,2	1,4	1,7	2 Marcha irregular Inercia pequeña	•Agitador de líquidos •Cinta transportadora •Ascensor •Máquinas herramientas rotativas para madera y metales •Máquinas textiles ligeras •Plegadoras •Bombas de engranajes •Bombas de paletas •Ventiladores ...
1,4	1,7	2	3 Marcha irregular Inercia media	•Agitador de líquidos cargados •Compresor rotativo •Transportadora de rodillos •Desmenuzadoras •Hornos rotativos •Máquinas para maderas (desbastadora, sierra de cinta ...) •Máquinas para imprimir •Mezclador •Montacargas •Punzonadora •Bomba centrífuga para líquidos cargados ...
1,7	2	2,4	4 Marcha irregular Inercia media De golpes medios	•Hormigonera •Molino de percusión •Molino de bolas •Compresor de pistón con volante de inercia •Transportador de cadena •Grúa •Laminador de metales ligeros •Máquinas de molino harinero •Martillo pilón •Telar •Bomba de pistón con volante de inercia •Cepilladora de metales •Tornos elevadores •Ventiladores de mina ...
2	2,4	2,8	5 Marcha irregular Inercia importante De golpes importantes	•Molino de martillos •Calandra (de caucho, textil ...) •Compresor de pistón con pequeño volante de inercia •Desfibadora de madera •Excavadora •Laminador •Bomba de pistón con pequeño volante de inercia •Prensa forjadora •Prensa para fabricación de papel •Tamiz vibrante ...
2,4	2,8	3,3	6 Marcha irregular Inercia muy importante De golpes muy importantes	•Compresor de pistón sin volante de inercia •Triturador •Generador de soldadura •Laminador pesado •Prensa de mam-posteria •Bomba de pistón sin volante de inercia ...

Fuente: QUILODRÁN JOPIA, Virgilio. *Acoplamiento Mecánicos. Ingeniería de Ejecución Mecánica en Mantenimiento Industrial, Mantenimiento Mecánico. Inacap Universidad Tecnológica de Chile. Página 10-11.*

Tabla 12 Coeficiente K2.

Según máquina motriz - máquina receptora	NUMERO DE ARRANQUES POR HORA				
	1	10	30	60	120
Ver cuadro K ₁					
1	1	1,2	1,3	1,5	1,6
2 3	1	1,1	1,2	1,3	1,4
4 5 6	1	1,05	1,1	1,2	1,2

Fuente: QUILODRÁN JOPIA, Virgilio. *Acoplamiento Mecánicos. Ingeniería de Ejecución Mecánica en Mantenimiento Industrial, Mantenimiento Mecánico. Inacap Universidad Tecnológica de Chile. Página 10-11.*

Tabla 13 Coeficiente K3.

Número de horas de funcionamiento diario	0 - 2	2 - 8	8 - 16	16 - 24
Coeficiente K ₃	0,9	1	1,1	1,2

Fuente: QUILODRÁN JOPIA, Virgilio. *Acoplamiento Mecánicos. Ingeniería de Ejecución Mecánica en Mantenimiento Industrial, Mantenimiento Mecánico. Inacap Universidad Tecnológica de Chile. Página 10-11.*

$K_1 = 1$, debido a que nuestra maquina motriz es un motor electrico y nuestra maquina receptora una bomba centrifuga.

$K_2 = 1,2$, el banco no va a tener tantos arranques.

$K_3 = 1$, porque las prácticas en el banco no requieren de tanto tiempo.

$$K = K_1 * K_2 * K_3 = 1 * 1,2 * 1$$

$$K = 1$$

El factor principal para escoger un acople es el par nominal de acoplamiento el cual se calcula así:

Par nominal del acoplamiento

$$= \text{Par nominal a transmitir} * \text{Coeficiente de seguridad}$$

$$\text{Par nominal a transmitir} = \frac{100}{1750} = \frac{2}{35}$$

$$\text{Par nominal del acoplamiento} = \frac{2}{35} * 1,2 = 0,0686 [N * m]$$

Este par nominal de acoplamiento calculado debe ser menor al que tenga el acople a seleccionar. En base al catálogo ACOPLAMIENTO ELASTICOS ERSHA, se selecciona el acople omega modelo E-40 cuyo par nominal de acoplamiento es 0,0885 newton metro, el criterio más crítico es el mencionado anteriormente pero existen otras características las cuales son:

- Resguarda a la maquinaria de no sufrir daños causados por vibraciones, sobrecarga y desalineaciones.
- Las masas se pueden instalar hacia adentro o hacia afuera, dependiendo del espacio disponible.

Figura 123 Acople omega.



4.5 PROCEDIMIENTO PARA GENERACIÓN DE CURVAS

En base a los parámetros que se plantearon en la *Tabla 3*, se deben hacer mediciones de los mismos primero con la válvula de compuerta totalmente abierta y luego cerrada al 10%, 20%, 30%, 40%, 55%, 70%, 85% y 100%. Las medidas se deben efectuar con rapidez (preferiblemente en tiempo no mayor a 3 minutos por cada una), principalmente la última que es con la válvula de compuerta cerrada ya que se manejan presiones de bombeo altas.

5. ADECUACIONES A LA PLANTA FISICA Y APLICACIÓN DE LA NORMA ISO 17025

La Escuela de Ingeniería Mecánica se preocupa por ofrecer alta calidad académica, debido a esto intenta articular la teoría y la práctica considerando relevante nutrir la planta física de la institución. Por lo anterior, resulta conveniente la aplicación de la Norma ISO 17025, Requisitos Generales De Competencia De Laboratorios De Ensayo Y Calibración, para enriquecer el Laboratorio de Turbo-Maquinas Hidráulicas y de esta manera permitir el íntegro desarrollo de los estudiantes de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

²“La Norma ISO 17025 es aplicable a todos los laboratorios, independientemente del número de empleados o de la extensión del alcance de las actividades de ensayo o de calibración. Cuando un laboratorio no realiza alguna de las actividades contempladas en la norma ISO 17025, como por ejemplo el muestreo o el diseño y desarrollo de nuevos métodos, los requisitos de los apartados correspondientes no se aplican.”

5.1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN

- Esta norma constituye los requisitos para la realización de ensayos y/o de calibraciones, usando métodos de todo tipo.
- Es aplicable a todas las organizaciones que realizan ensayos y/o calibraciones.
- Adaptable a todos los laboratorios cuya finalidad sea el muestreo o el diseño y avance de nuevos métodos.

² ORGANIZACIÓN INTERNACIONAL DE NORMALIZACIÓN. Requisitos generales de competencia de laboratorios de ensayo y calibración. Primera actualización. ISO, 2005. NTC-ISO-IEC17025.

- Elaborada como herramienta cuando laboratorios deseen planear actividades de calidad, administrativas y técnicas.

5.2 ORGANIZACIÓN.

El Laboratorio de Turbo-Maquinas Hidráulicas debe tener personal directivo y técnico que tenga autoridad y los recursos suficientes para realizar el mantenimiento y la mejora del sistema de gestión.

La organización del Laboratorio se plantea según la Ilustración 5.

Ilustración 5 Organización del laboratorio.



Perfil del técnico de laboratorio. Debe estar capacitado con certificación en maquinaria hidráulica.

Ejecutar un mantenimiento preventivo, autorizado previamente por el director de Escuela de Ingeniería Mecánica.

Contar con las herramientas adecuadas para realizarle mantenimiento a la maquinaria.

Perfil del auxiliar. El auxiliar debe tener cualidades como: pedagogía, liderazgo y autoestima.

Haber cursado la asignatura de Sistemas De Transporte Y Aprovechamiento De Fluidos, con altas calificaciones.

Poseer conocimientos teóricos y prácticos de la maquinaria perteneciente al Laboratorio.

Tener disponibilidad de tiempo para cumplir con las responsabilidades que conlleva el Laboratorio

Perfil del coordinador de investigación. Es aconsejable que este cargo sea desempeñado por un profesor de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

Debe ser una persona con gran conocimiento en el área de transporte de fluidos.

Debe disponer de tiempo completo para destinarlo al grupo de investigación y a los proyectos de grado.

5.3 COMPRAS DE SERVICIOS Y DE SUMINISTROS.

En caso de presentarse alguna falla técnica durante las prácticas, deterioro de piezas, pérdida o extravío de elementos o actualización de los mismos, se debe acatar el siguiente procedimiento para la compra o adquisición de estos:

El auxiliar, el estudiante de proyecto de grado o el coordinador de investigación encargado deben identificar las características del elemento.

El auxiliar debe realizar una carta dirigida al director del laboratorio donde se expongan los acontecimientos sucedidos, los elementos que requieren actualización y las partes o piezas que terminaron afectadas.

El director del laboratorio informará al director de la escuela con el fin de que este haga los trámites pertinentes para la adquisición o actualización del elemento que resulto perjudicado.

El director de escuela informará al técnico del laboratorio para la correcta instalación.

Anexarán a los registros electrónicos un informe de todas las actividades realizadas para el cambio o actualización del elemento.

5.4 MANTENIMIENTO.

El Laboratorio de Turbo-Maquinas Hidráulicas requiere un mantenimiento adecuado para su adecuada conservación, esto requiere la combinación de actividades mediante las que un equipo, banco o instalación se mantenga o restablezca en un estado en el que se pueda desempeñar las funciones adecuadas.

Acciones correctivas. El laboratorio requiere la instauración de una política o procedimiento para la implementación de acciones correctivas cuando se haya identificado un daño dentro del mismo, los pasos son los siguientes:

- Análisis de las causas: la persona encargada del laboratorio en el momento que se presente el daño, debe identificar las posibles causas.
- Selección e implementación de las acciones correctivas: los auxiliares de laboratorio deben realizar mantenimiento autónomo y sistemático a los equipos del laboratorio, si se presenta un daño severo, deberán remitirse al técnico del laboratorio quien dará solución al inconveniente.

Acciones preventivas. El director de laboratorio debe implementar el protocolo de mantenimiento preventivo propuesto por los siguientes proyectos de grado:

- Diseño de un modelo gerencial de mantenimiento para laboratorios de la escuela de ingeniería mecánica de la universidad de Santander.
- Programa de mantenimiento para la escuela de ingeniería mecánica.

5.5 CONTROL DE LOS REGISTROS.

Tanto el auxiliar de laboratorio como el coordinador de investigación, deben llevar registros académicos y técnicos e informar al director de laboratorio o al técnico del mismo en caso de la aparición de anomalías correspondientes con actividades programadas semanalmente o el mantenimiento de la maquinaria.

Estos registros deben ser legibles y se deben almacenar y conservar, así mismo se debe tener procedimientos para proteger y salvaguardar electrónicamente.

5.6 REVISIONES POR LA DIRECCIÓN.

El director de la Escuela de Ingeniería Mecánica y el director del laboratorio deben efectuar una revisión periódica del laboratorio, de acuerdo con el calendario académico y los procedimientos pertinentes a realizar.

Estas revisiones están acompañadas de un control que debe atender los siguientes elementos:

- La adecuación de las políticas y los procedimientos; a cargo del director del laboratorio de acuerdo con el tiempo destinado para las practicas, el contenido académico de la asignatura, el número de estudiantes y el espacio disponible.
- Los informes del personal directivo; los cuales deben estar limitados a llevar el registro de la asistencia estudiantil, ser entregados a fin de semestre académico al profesor de la materia y debe estar a cargo de los auxiliares del laboratorio.

- Los informes de supervisión; el técnico del laboratorio es el responsable de generar informes cada vez que sea necesario de acuerdo a las acciones correctivas y preventivas que conciernen al adecuado mantenimiento de las máquinas para mantenerlas en buen estado.

5.7 REQUISITOS TÉCNICOS.

Personal. La dirección del laboratorio debe escoger personas competentes para ser las encargadas de operar la maquinaria y realizar prácticas, si es personal en formación, mantener una constante supervisión.

La dirección debe autorizar al personal técnico para realizar cualquier trabajo en el laboratorio y se debe llevar registros de las autorizaciones pertinentes.

Instalaciones y condiciones ambientales. En cuanto al laboratorio, verter al tanque una cantidad indicada de repelente de plagas, mantener el techo en perfectas condiciones para evitar goteras, supervisar el tanque constantemente para evitar fugas y así no generar humedad y por último limpiar los grifos.

Equipos. El director de la Escuela de Ingeniería Mecánica debe garantizar el buen estado de toda la maquinaria del laboratorio, así como también la cantidad necesaria de implementos de medición y calibración.

El manual de cada máquina y componente del laboratorio suministrado por el fabricante debe estar disponible y ser de total conocimiento por parte del personal autorizado.

Según la norma³“Los registros deben incluir por lo menos lo siguiente:

La identificación del equipo y su software;

³ ORGANIZACIÓN INTERNACIONAL DE NORMALIZACIÓN. Requisitos generales de competencia de laboratorios de ensayo y calibración. Primera actualización. ISO, 2005. NTC-ISO-IEC17025. Pagina 20.

El nombre del fabricante, la identificación del modelo, el número de serie u otra identificación única;

La verificación de la conformidad del equipo con la especificación (véase el numeral 5.5.2);

La ubicación actual, cuando corresponda;

Las instrucciones del fabricante, si están disponibles, o la referencia a su ubicación;

Las fechas, los resultados y las copias de los informes y de los certificados de toda la calibración, los ajustes, los criterios de aceptación, y la prevista de la próxima calibración;

El plan de mantenimiento, cuando corresponda, y el mantenimiento llevado a cabo hasta la fecha;

Todo daño, mal funcionamiento, modificación o reparación del equipo.”

Si se desea aplicar un software para el control de mediciones en cada equipo, este debe llevar adjunto su manual el cual indique las instrucciones para su correcto uso.

Este proyecto abarca el diseño de un banco para la caracterización de bombas centrifugas de 50 a 100 HP. Engloba la trazabilidad de mediciones y manipulación de resultados, es por esto que se recomienda la previa calibración de los equipos para que la precisión sea óptima. En caso de que el banco sea usado por agentes externos a la universidad, estos resultados deben ser transmitidos para una correcta manipulación, basada en los requerimientos aquí consignados.

6. CONCLUSIONES

Se rediseñaron tres bancos de generación eléctrica con turbinas Kaplan, Francis y Pelton, logrando reducir el consumo de agua a un nivel moderado y disminuir el espacio requerido por cada uno ellos para un estado óptimo de funcionamiento.

Se diseñó un tanque para cada banco, independiente de la estructura del laboratorio, que proporciona un sistema de bombeo en succión positiva eliminando la necesidad de tener dos tanques por separado; estos tanques tienen consigo un sistema de estabilización de flujo por medio de bafles.

Se elaboró un protocolo de prácticas a realizar teniendo en cuenta la temática de generación eléctrica simulando fuentes hídricas y caracterización de bombas centrifugas.

Se diseñó un banco de caracterización de bombas centrifugas para el laboratorio de turbo-maquinas hidráulicas que satisface los requisitos de diseño en plataforma, circuito hidráulico, tanque, accesorios y sensores en un rango de 50 a 100 caballos de potencia, empleando la norma técnica colombiana NTC 4990.

Para la elaboración del proyecto se utilizaron herramientas de diseño asistido por computador (CAD-CAE) Autodesk Inventor en el diseño de elementos estructurales y elaboración planos, y Microsoft Access en el desarrollo de una base de datos del estado de la maquinaria y los elementos presentes en el laboratorio, demostrando las ventajas que otorgan en la producción de un proyecto.

Por último se realizó un presupuesto para la construcción del banco propuesto y adecuación de los bancos existentes en el laboratorio.

BIBLIOGRAFIA

BERNARD J. Hamrock, Bo O Jacobson, Steven R. Schmid. 2000. Elementos de máquinas. Mexico, D.D.: Mc Graw Hill, 2000. ISBN: 0-256-19069-09.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS. Bombas rotodinamicas ensayos de aceptación de desempeño hidráulico. Grados 1 y 2. Santafé de Bogotá D.C.: ICONTEC, 2001. NTC 4990.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS. ELECTROTECNIA. Motores y generadores. Dimensiones de escobillas y porta escobillas para maquinaria electrica. Primera actualización. Santafé de Bogotá D.C.: ICONTEC, 1999. NTC 2798.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS. Equipo de conmutación y control a baja tensión. Contactores y arrancadores de motor. Contactores electromecánicos y arrancadores de motor. Primera actualización. Santafé de Bogotá D.C.: ICONTEC, 1997. NTC 2466.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS. Especificaciones técnicas para bombas centrifugas clase II. Primera actualización. Santafé de Bogotá D.C.: ICONTEC, 2004. NTC 4704-2 [8].

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS. Tubos. Accesorios, piezas especiales y juntas de hierro dúctil para tuberías de agua. Requisitos y métodos de ensayo. Santafé de Bogotá D.C.: ICONTEC, 2002. NTC 5048.

MATAIX, Claudio. Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas. 2 ed. Madrid. Ediciones del Castillo, .S.S. 1986 - [2].

MOTT, Robert L. 2006. Diseño de elementos de máquinas. Mexico, D.F: Pearson Educación, 2006. ISBN: 970-26-0812-0.

ORGANIZACIÓN INTERNACIONAL DE NORMALIZACIÓN. Requisitos generales de competencia de laboratorios de ensayo y calibración. Primera actualización. ISO, 2005. NTC-ISO-IEC17025.

POLO ENCINAS, Manuel. Turbomaquinas hidráulicas: principios fundamentales. 3 ed. Mexico. Noriega Editores: Limusa. 1988 [7].

POTTER, Merle C. y WIGGERT, David C. Mecánica de fluidos, 2 ed. México. Prentice Hall. 1998.

ANEXOS

ANEXO A
PLANOS DE BANCOS DE GENERACIÓN
ELECTRICA POR FUENTES HÍDRICAS

ANEXO B
PLANOS DE BANCO DE CARACTERIZACIÓN
DE BOMBAS CENTRIFUGAS

ANEXO C
PRESUPUESTO TOTAL

Presupuesto Rediseño del Banco Kaplan				
Cotizaciones representativas a Enero de 2015				
Opción de Rediseño 1				
Ítem	Descripción	Cantidad	Valor por unidad (COP)	Valor total (COP)
1	Arrancador del motor			
1.1	Arrancador suave 30 Hp	1	5.433.120	5.433.120
1.2	Contactador	2	415.800	831.600
1.3	Interruptor trifásico	1	388.080	388.080
1.4	Fusible	1	357.588	357.588
1.5	Transformador	1	207.900	207.900
1.6	Led	2	2.772	5.544
1.7	Botón	3	3.466	10.398
1.8	Caja	1	415.800	415.800
1.9	Cableado	10 m	12.600	126.000
Total				7.776.030
2	Excitatriz del generador			
2.1	Rectificador 120 ac/dc	1	207.900	207.900
2.2	Reóstato	1	76.230	76.230
2.3	Vatímetro	1	90.090	90.090
2.4	Perilla de regulación	1	6.930	6.930
2.5	Generador	1	2.217.600	2.217.600
Total				2.598.750
3	Circuito de Tubería			
3.1	Tubería metálica cedula 40	15 m	304.920	4.560.500
3.2	Brida de 8"	1	170.478	170.478
3.3	Brida de 10"	8	196.812	1.574.496
3.4	Brida de 12"	1	332.640	332.640
3.5	Codo a 90° de 10"	4	1.650.726	6.602.904
3.6	Expansión de 8" a 10"	1	1.007.622	1.007.622
3.7	Expansión de 10" a 12"	2	1.625.778	3.251.556
3.8	Válvula de compuerta de 10"	1	4.084.542	4.084.542
3.9	Caudalímetro de turbina de 10"	1	2.744.280	2.744.280
3.10	Tornillería	150	9.425	1.413.750
Total				25.742.768
4	Manómetros			
4.1	Manómetro de punto unico	4	623.700	2.494.800
4.2	Manómetro diferencial	1	1.039.500	1.039.500
Total				3.534.300
5	Soldadura			
		100 h	69.300	6.930.000

6	Controladores			
6.1	PLC	1	6.930.000	6.930.000
6.2	Software	1	2.772.000	2.772.000
Total				9.702.000
Costo de elementos				56.283.848
IVA sobre utilidad 16%				65.289.264
Imprevistos 20%				13.057.853
Mano de obra				10.000.000
Costo Total				88.347.116

Presupuesto Rediseño del Banco Kaplan				
Cotizaciones representativas a Enero de 2015				
Opción de Rediseño 2				
Ítem	Descripción	Cantidad	Valor por unidad (COP)	Valor total (COP)
1	Arrancador del motor			
1.1	Arrancador suave 30 Hp	1	5.433.120	5.433.120
1.2	Contactador	2	415.800	831.600
1.3	Interruptor trifásico	1	388.080	388.080
1.4	Fusible	1	357.588	357.588
1.5	Transformador	1	207.900	207.900
1.6	Led	2	2.772	5.544
1.7	Botón	3	3.466	10.398
1.8	Caja	1	415.800	415.800
1.9	Cableado	10 m	12.600	126.000
			Total	7.776.030
2	Excitatriz del generador			
2.1	Rectificador 120 ac/dc	1	207.900	207.900
2.2	Reóstato	1	76.230	76.230
2.3	Vatímetro	1	90.090	90.090
2.4	Perilla de regulación	1	6.930	6.930
2.5	Generador	1	2.217.600	2.217.600
			Total	2.598.750
3	Circuito de Tubería			
3.1	Tubería metálica cedula 40	7 m	304.920	2.128.700
3.2	Brida de 8"	1	170.478	170.478
3.3	Brida de 10"	8	196.812	1.574.496
3.4	Brida de 12"	1	332.640	332.640
3.5	Codo a 90° de 10"	2	1.650.726	3.301.452
3.6	Expansión de 8" a 10"	1	1.007.622	1.007.622
3.7	Expansión de 10" a 12"	2	1.625.778	3.251.556
3.8	Válvula de compuerta de 10"	2	4.084.542	8.169.084
3.9	Caudalímetro de turbina de 10"	1	2.744.280	2.744.280
3.10	Tornillería	150	9.425	1.413.750
			Total	24.094.058
4	Manómetros			
4.1	Manómetro de punto unico	4	623.700	2.494.800
4.2	Manómetro diferencial	1	1.039.500	1.039.500
			Total	3.534.300
5	Soldadura	100 h	69.300	6.930.000

6	Controladores			
6.1	PLC	1	6.930.000	6.930.000
6.2	Software	1	2.772.000	2.772.000
Total				9.702.000
7	Tanque			
7.1	Construcción	1	2.079.000	2.079.000
7.2	Bafles	1	693.000	693.000
Total				2.772.000
Costo de elementos				57.407.138
IVA sobre utilidad 16%				66.592.280
Imprevistos 20%				13.318.456
Mano de obra				10.000.000
Costo Total				89.910.736

Presupuesto Rediseño del Banco Francis				
Cotizaciones representativas a Enero de 2015				
Opción de Rediseño 1				
Ítem	Descripción	Cantidad	Valor por unidad (COP)	Valor total (COP)
1	Arrancador del motor			
1.1	Arrancador suave 20 Hp	1	3.811.500	3.811.500
1.2	Contactador	2	249.480	498.960
1.3	Interruptor trifásico	1	304.920	304.920
1.4	Fusible	1	297.990	297.990
1.5	Transformador	1	207.900	207.900
1.6	Led	2	2.772	5.544
1.7	Botón	3	3.466	10.398
1.8	Caja	1	415.800	415.800
1.9	Cableado	10 m	12.600	126.000
			Total	5.679.012
2	Excitatriz del generador			
2.1	Rectificador 120 ac/dc	1	207.900	207.900
2.2	Reóstato	1	76.230	76.230
2.3	Vatímetro	1	90.090	90.090
2.4	Perilla de regulación	1	6.930	6.930
2.5	Generador	1	2.217.600	2.217.600
			Total	2.598.750
3	Circuito de Tubería			
3.1	Tubería metálica cedula 40	15 m	69.000	1.035.000
3.2	Brida de 3"	1	41.400	41.400
3.3	Brida de 5"	12	64.860	778.320
3.4	Codo a 90° de 5"	4	391.920	1.567.680
3.5	Expansión de 3" a 5"	1	270.480	270.480
3.6	Válvula de compuerta de 5"	2	734.160	1.468.320
3.7	Caudalímetro de turbina de 5"	1	1.048.800	1.048.800
3.8	Tornillería	150	9.384	1.407.600
			Total	7.617.600
4	Manómetros			
4.1	Manómetro de punto único	4	623.700	2.494.800
4.2	Manómetro diferencial	1	1.039.500	1.039.500
			Total	3.534.300
5	Soldadura	100 h	69.300	6.930.000
6	Controladores			
6.1	PLC	1	6.930.000	6.930.000
6.2	Software	1	2.772.000	2.772.000
			Total	9.702.000

Costo de elementos	36.061.662
IVA sobre utilidad 16%	41.831.528
Imprevistos 20%	8.366.306
Mano de obra	10.000.000
Costo Total	60.197.834

Presupuesto Rediseño del Banco Francis				
Cotizaciones representativas a Enero de 2015				
Opción de Rediseño 2				
Ítem	Descripción	Cantidad	Valor por unidad (COP)	Valor total (COP)
1	Arrancador del motor			
1.1	Arrancador suave 20 Hp	1	3.811.500	3.811.500
1.2	Contactador	2	249.480	498.960
1.3	Interruptor trifásico	1	304.920	304.920
1.4	Fusible	1	297.990	297.990
1.5	Transformador	1	207.900	207.900
1.6	Led	2	2.772	5.544
1.7	Botón	3	3.466	10.398
1.8	Caja	1	415.800	415.800
	Cableado	10 m	12.600	126.000
			Total	5.679.012
2	Excitatriz del generador			
2.1	Rectificador 120 ac/dc	1	207.900	207.900
2.2	Reóstato	1	76.230	76.230
2.3	Vatímetro	1	90.090	90.090
2.4	Perilla de regulación	1	6.930	6.930
2.5	Generador	1	2.217.600	2.217.600
			Total	2.598.750
3	Circuito de Tubería			
3.1	Tubería metálica cedula 40	6 m	69.000	414.000
3.2	Brida de 3"	1	41.400	41.400
3.3	Brida de 5"	9	64.860	583.740
3.4	Codo a 90° de 5"	2	391.920	783.840
3.5	Expansión de 3" a 5"	1	270.480	270.480
3.6	Válvula de compuerta de 5"	2	734.160	1.468.320
3.7	Caudalímetro de turbina de 5"	1	1.048.800	1.048.800
3.8	Tornillería	150	9.384	1.407.600
			Total	6.018.180
4	Manómetros			
4.1	Manómetro de punto unico	4	623.700	2.494.800
4.2	Manómetro diferencial	1	1.039.500	1.039.500
			Total	3.534.300
5	Soldadura	100 h	69.300	6.930.000
6	Controladores			
6.1	PLC	1	6.930.000	6.930.000
6.2	Software	1	2.772.000	2.772.000
			Total	9.702.000

7	Tanque			
7.1	Construcción	1	2.079.000	2.079.000
7.2	Baffles	1	693.000	693.000
Total				2.772.000
Costo de elementos				37.234.242
IVA sobre utilidad 16%				43.191.721
Imprevistos 20%				8.638.344
Mano de obra				10.000.000
Costo Total				61.830.065

Presupuesto Rediseño del Banco Pelton				
Cotizaciones representativas a Enero de 2015				
Opción de Rediseño 1				
Ítem	Descripción	Cantidad	Valor por unidad (COP)	Valor total (COP)
1	Arrancador del motor			
1.1	Arrancador suave 15 Hp	1	2.691.000	2.691.000
1.2	Contactador	2	248.400	496.800
1.3	Interruptor trifásico	1	303.600	303.600
1.4	Fusible	1	296.700	296.700
1.5	Transformador	1	207.000	207.000
1.6	Led	2	2.760	5.520
1.7	Botón	3	3.450	10.350
1.8	Caja	1	414.000	414.000
1.9	Cableado	10 m	12.600	126.000
			Total	4.550.970
2	Excitatriz del generador			
2.1	Rectificador 120 ac/dc	1	207.000	207.000
2.2	Reóstato	1	75.900	75.900
2.3	Vatímetro	1	89.700	89.700
2.4	Perilla de regulación	1	6.900	6.900
2.5	Generador	1	2.208.000	2.208.000
			Total	2.587.500
3	Circuito de Tubería			
3.1	Tubería metálica cedula 40	20 m	62.100	1.242.000
3.2	Brida de 2"	3	33.120	99.360
3.3	Brida de 3"	7	41.400	289.800
3.4	Codo a 90° de 3"	4	204.240	816.960
3.5	Codo a 90° de 2"	2	142.140	284.280
3.6	Expansión de 2" a 3"	2	160.080	320.160
3.7	Válvula de compuerta de 2"	1	564.420	564.420
3.8	Caudalímetro de turbina de 3"	1	897.000	897.000
3.9	Tornillería	150	9.384	1.407.600
			Total	5.921.580
4	Manómetros			
4.1	Manómetro de punto unico	4	623.700	2.494.800
4.2	Manómetro diferencial	1	1.039.500	1.039.500
			Total	3.534.300
5	Soldadura	100 h	69.300	6.930.000
6	Controladores			
6.1	PLC	1	6.930.000	6.930.000
6.2	Software	1	2.772.000	2.772.000
			Total	9.702.000

Costo de elementos	33.226.350
IVA sobre utilidad 16%	38.542.566
Imprevistos 20%	7.708.513
Mano de obra	10.000.000
Costo Total	56.251.079

Presupuesto Rediseño del Banco Pelton				
Cotizaciones representativas a Enero de 2015				
Opción de Rediseño 2				
Ítem	Descripción	Cantidad	Valor por unidad (COP)	Valor total (COP)
1	Arrancador del motor			
1.1	Arrancador suave 15 Hp	1	2.691.000	2.691.000
1.2	Contactador	2	248.400	496.800
1.3	Interruptor trifásico	1	303.600	303.600
1.4	Fusible	1	296.700	296.700
1.5	Transformador	1	207.000	207.000
1.6	Led	2	2.760	5.520
1.7	Botón	3	3.450	10.350
1.8	Caja	1	414.000	414.000
1.9	Cableado	10 m	12.600	126.000
			Total	4.550.970
2	Excitatriz del generador			
2.1	Rectificador 120 ac/dc	1	207.000	207.000
2.2	Reóstato	1	75.900	75.900
2.3	Vatímetro	1	89.700	89.700
2.4	Perilla de regulación	1	6.900	6.900
2.5	Generador	1	2.208.000	2.208.000
			Total	2.587.500
3	Circuito de Tubería			
3.1	Tubería metálica cedula 40	6 m	62.100	372.600
3.2	Brida de 2"	2	33.120	66.240
3.3	Brida de 3"	12	41.400	496.800
3.4	Codo a 90° de 3"	2	204.240	408.480
3.5	Codo a 90° de 2"	1	142.140	142.140
3.6	Expansión de 2" a 3"	2	160.080	320.160
3.7	Válvula de compuerta de 2"	2	564.420	1.128.840
3.8	Caudalímetro de turbina de 3"	1	897.000	897.000
3.9	Tornillería	150	9.384	1.407.600
			Total	5.239.860
4	Manómetros			
4.1	Manómetro de punto único	4	623.700	2.494.800
4.2	Manómetro diferencial	1	1.039.500	1.039.500
			Total	3.534.300
5	Soldadura	100 h	69.300	6.930.000
6	Controladores			
6.1	PLC	1	6.930.000	6.930.000

6.2	Software	1	2.772.000	2.772.000
			Total	9.702.000
7	Tanque			
7.1	Construcción	1	2.079.000	2.079.000
7.2	Bafles	1	693.000	693.000
			Total	2.772.000
Costo de elementos				35.316.630
IVA sobre utilidad 16%				40.967.291
Imprevistos 20%				8.193.458
Mano de obra				10.000.000
Costo Total				59.160.749

Presupuesto Diseño del Banco de Caracterización de Bombas				
Cotizaciones representativas a Enero de 2015				
Ítem	Descripción	Cantidad	Valor por unidad (COP)	Valor total (COP)
1	Arrancador del motor			
1.1	Arrancador suave 100 Hp	1	10.902.000	10.902.000
1.2	Contactador	2	874.920	1.749.840
1.3	Interruptor trifásico	1	814.200	814.200
1.4	Fusible	1	433.320	433.320
1.5	Transformador	1	207.000	207.000
1.6	Led	2	2.760	5.520
1.7	Botón	3	3.450	10.350
1.8	Caja	1	414.000	414.000
1.9	Cableado	10 m	12.600	126.000
			Total	14.662.230
2	Circuito de Tubería			
2.1	Tubería metálica cedula 40	18 m	358.800	6.444.000
2.2	Brida de 12"	28	331.200	9.273.600
2.4	Codo a 90° de 12"	4	1.948.560	7.794.240
2.6	Expansión de 5" a 12" excéntrica	1	1.087.440	1.087.440
2.7	Expansión de 6" a 12" excéntrica	1	1.196.460	1.196.460
2.8	Expansión de 8" a 12" excéntrica	1	1.453.140	1.453.140
2.9	Expansión de 10" a 12" excéntrica	1	1.618.740	1.618.740
2.10	Expansión de 6" a 12"	1	1.237.860	1.237.860
2.11	Expansión de 8" a 12"	1	1.609.080	1.609.080
2.12	Expansión de 10" a 12"	1	1.752.600	1.752.600
2.13	Válvula de compuerta de 12"	1	4.968.000	4.968.000
2.14	Válvula de globo de 12"	1	5.796.000	5.796.000
2.15	Válvula de Expansión de 12"	1	579.600	579.600
2.16	Válvula de Retención de 12"	1	2.562.660	2.562.660
2.17	Caudalimetro de turbina de 12"	1	5.188.800	5.188.800
2.18	Caudalimetro Ultrasónico universal	1	6.624.000	6.624.000
			Total	59.186.220
3	Soportes			
3.1	Tubería 4"	6.5 m	64.860	421.590
3.2	Platina ½ *6	4 m	71.760	287.040
			Total	708.630

4	Manómetros			
4.1	Manómetro de punto unico	4	621.000	2.484.000
4.2	Manómetro diferencial	1	1.035.000	1.035.000
			Total	3.519.000
5	Plataforma			
5.1	Perfil L 4* ½	6 m	66.240	397.440
5.2	Perfil I 4* ½	3 m	41.400	124.200
5.3	Perfil C 8*18.75	12 m	86.250	1.035.000
5.4	Platina ¼" *4	0.8 m	74.520	59.616
5.5	Platina ½" *2	2.2 m	85.560	188.232
5.6	Platina 1" *2 ½	0,3 m	102.120	30.636
5.7	Galga Extensiometrica	1	1.214.400	1.214.400
5.8	Eje 35 mm	0,25 m	103.500	25.875
5.9	Chumacera	2	69.000	138.000
5.10	Tornillería	530	9.384	4.973.520
			Total	8.186.919
6	Soldadura	200 h	69.300	13.860.000
7	Bomba Centrifuga			
7.1	Bomba centrifuga	1	40.020.000	40.020.000
7.2	Motor	1	17.940.000	17.940.000
			Total	57.960.000
8	Controladores			
8.1	PLC	1	6.900.000	6.900.000
8.2	Software	1	2.760.000	2.760.000
			Total	9.660.000
Costo de elementos				167.742.999
IVA sobre utilidad 16%				194.581.879
Imprevistos 20%				38.916.376
Mano de obra				10.000.000
Costo Total				243.498.255

Presupuesto Total del Rediseño del Laboratorio		
Cotizaciones representativas a Enero de 2015		
Ítem	Descripción	Valor Total (COP)
1	Banco de Caracterización Con Propuesta De Rediseño 1	
1.1	Banco de Caracterización de Bombas	243.498.255
1.2	Propuesta De Rediseño 1 Banco Pelton	56.251.079
1.3	Propuesta De Rediseño 1 Banco Francis	60.197.834
1.4	Propuesta De Rediseño 1 Banco Kaplan	88.347.116
	Total	448.294.284
2	Banco de Caracterización Con Propuesta De Rediseño 2	
2.1	Banco de Caracterización de Bombas	243.498.255
2.2	Propuesta De Rediseño 2 Banco Pelton	59.160.749
2.3	Propuesta De Rediseño 2 Banco Francis	61.830.065
2.4	Propuesta De Rediseño 2 Banco Kaplan	89.910.736
	Total	454.399.805

ANEXO D

FORMATOS DE PLANEACION PARA INGRESO

AL BPPI DE LA UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

ANEXO E
CAPTURAS DE PANTALLA
DE BASE DE DATOS CON SOFTWARE ACCESS