

## **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

# **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBAS SUMERGIBLES VERTICALES EMPLEADAS EN LAS OBRAS DE CONSTRUCCIÓN DE TÚNELES SUBTERRÁNEOS**

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
por el Br. Piñeiro M., Carlos G.  
para optar al título de  
Ingeniero Mecánico.

Caracas 2008

# **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

## **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBAS SUMERGIBLES VERTICALES EMPLEADAS EN LAS OBRAS DE CONSTRUCCIÓN DE TÚNELES SUBTERRÁNEOS**

Tutor Académico: Prof. Rodolfo Grullón

Tutor Industrial: Ing. Ricardo Gómez

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
por el Br. Piñeiro M., Carlos G.  
para optar al título de  
Ingeniero Mecánico.

Caracas 2008



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA  
FACULTAD DE INGENIERIA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA  
DEPARTAMENTO DE ENERGETICA



Caracas, 23 de mayo de 2.008

## ACTA

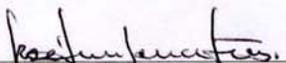
Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el bachiller:

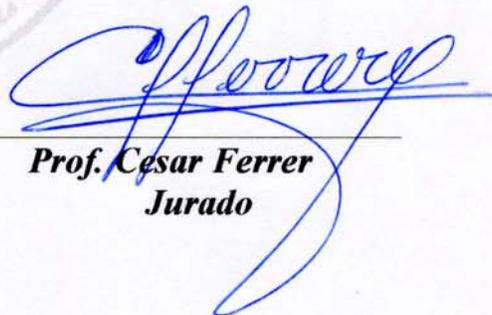
**PIÑEIRO MUJICA CARLOS GABRIEL**

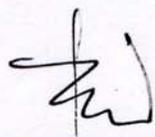
**Titulado: "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA BOMBAS SUMERGIBLES VERTICALES EMPLEADAS EN LAS OBRAS DE CONSTRUCCION DE TUNELES SUBTERRANEOS"**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.



  
**Prof. José Luis Perera**  
Jurado

  
**Prof. Cesar Ferrer**  
Jurado

  
**Prof. Rodolfo Grullón**  
Tutor

## AGRADECIMIENTOS

A la *Universidad Central de Venezuela* y a la *Escuela de Ingeniería Mecánica* por haberme formado y brindarme el honor de poder ser un ucevista.

A todo el *personal obrero de la empresa Odebrecht*, sin cuyo sudor y apoyo, ni este, ni muchos otros proyectos ingenieriles pudieran llevarse a cabo, ellos son los que merecen los aplausos. Especial agradecimiento al “*Maestro Gil*”, técnico de la empresa mencionada cuyo apoyo fue de especial importancia para la finalización de este trabajo especial de grado, gracias a ti.

A *Vanessa Hernández, Alessandra Marchionna y Fernando Linares* los cuales brindaron ese ultimo empujón necesario para concluir esta estresante etapa de estudios, sin ustedes la culminación de este trabajo se hubiera visto altamente comprometida.

A mis padres *María Eugenia Mujica y José Carlos Piñeiro*, por su apoyo incondicional durante toda mi vida y por ser una guía en todo momento

A mis amigos y compañeros de vida y estudios, mencionando de forma especial a “*El Chupy*” (*Fernando Linares*), *Vanessa Hernández, John Tavera, “El Negro” (Luis León), Johane Bracamonte, “El Micky” (Miguel Barito), “Lois” (Luis Martinez), “Pepito” (Luis Febres), “El sonriente” (Gabriel Cermeño), Fernando Valera*, y de último, nombrare aunque no se lo merezca a “*El Tote*” (*Roberto Ibarra*). Gracias a todo ustedes y aquellos que aunque no nombre, han sido determinantes en mi formación como persona.

Gracias...Totales...

**Piñeiro M., Carlos G.**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS  
PARA BOMBAS SUMERGIBLES VERTICALES EMPLEADAS  
EN LAS OBRAS DE CONSTRUCCIÓN DE  
TÚNELES SUBTERRÁNEOS**

**Tutor Académico: Prof. Rodolfo Grullón. Tutor Industrial: Ing. Ricardo Gómez.  
Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica.  
2008, 168 páginas.**

**Palabras Clave:** Bombas sumergibles verticales, banco de pruebas,  
curvas características.

Las bombas sumergibles verticales son elementos de bombeo diseñados para operar en ambientes agresivos de alto desgaste. Luego de una operación continua en un ambiente de este tipo, la bomba requiere tener un proceso de mantenimiento preventivo, sino es que correctivo debido a una parada forzada por avería, donde se revisan o reparan algunos de sus mecanismos según sea necesario. Luego del mantenimiento, estas maquinarias pueden o no presentar las mismas prestaciones que una nueva, libre de sometimiento a ambientes hostiles. Sin embargo esto no puede ser comprobado del todo si no se ensaya la bomba en un banco de pruebas en el cual se pueda generar la curva característica que muestre la verdadera condición actual del elemento bombeador. En este trabajo se diseño, construyó y realizó la puesta a punto de un banco de pruebas con el cual se generaran las curvas características de bombas sumergibles verticales, de modo de conocer las prestaciones reales de estas maquinarias una vez han sido utilizadas en ciertas condiciones de operación.

## INDICE

Indice.....	vi
Lista de Tablas .....	x
Lista de Figuras .....	xi
Nomenclaturas y símbolos .....	xv
Capítulo I.....	1
Introducción .....	1
1.1. Identificación de la empresa.....	3
1.1.1. Reseña histórica .....	3
1.1.2. Áreas de aplicación.....	4
1.1.3. Visión.....	4
1.1.4. Principios .....	5
1.2. Métodos de construcción y procesos de bombeo para el sistema Metro.....	5
1.2.1 Trincheras abiertas.....	6
1.2.2. Túneles en escudo.....	7
1.3. Planteamiento del problema .....	8
1.4. Formulación del problema.....	9
1.5. Objetivo general .....	10
1.6. Objetivos específicos.....	10
1.7. Alcances .....	11
Capítulo II .....	12
Marco Referencial.....	12
2.1. Mecánica de Fluidos.....	12
2.1.1. Principio de Bernoulli.....	12
2.1.1.1. Presión estática, presión dinámica .....	13
2.1.2. Turbomáquina.....	14
2.1.2.1. Clasificación de Turbomáquinas.....	15
2.1.3. Bomba.....	16

2.1.3.1. Clasificación de las bombas según su aplicación .....	16
2.1.4. Sistema de Bombeo .....	18
2.1.5. Curva del Sistema .....	18
2.1.6. Curva de Fricción del Sistema .....	19
2.1.7. Curvas Características .....	22
2.1.8. Punto de Trabajo .....	22
2.1.9. Obtención de Curvas Características .....	22
2.1.10. Obtención de Curvas de Eficiencia y Potencia .....	24
2.1.11. Velocidad Específica .....	26
2.1.12. Cavitación .....	27
2.1.12.1. NPSH requerida o $(NPSH)_R$ .....	28
2.1.12.2. NPSH disponible o $(NPSH)_D$ .....	28
2.1.12.3. Carga mínima de succión .....	30
2.1.13. Válvulas .....	31
2.1.13.1. Tipos de válvulas .....	31
2.1.13.2. Características del flujo .....	32
2.1.13.3. Cavitación en válvulas de control .....	33
2.1.13.4. Selección y dimensionamiento de válvulas .....	34
2.2. Mecánica de materiales .....	37
2.2.1. Esfuerzo y deformación .....	37
2.2.2. Fuerza cortante y momento flexionante .....	38
2.2.2.1. Diagramas de fuerza cortante y momento flexionante .....	39
2.2.3. Flexión simétrica en vigas .....	39
2.2.3.1. Método de superposición .....	40
2.2.4. Esfuerzos axiales en vigas .....	41
2.2.4.1. Teoría generalizada de la flexión pura .....	42
2.2.5. Pandeo de columnas .....	44
2.2.6. Teoría de placas planas .....	46

2.2.7. Análisis de esfuerzos en tuberías.....	49
2.2.7.1. Esfuerzos admisibles básicos.....	49
2.2.7.2. Esfuerzos debidos a presión.....	49
2.2.8. Fundación .....	51
2.3. Proceso de Diseño .....	52
2.3.1. Método del análisis de funciones.....	53
Capítulo III.....	55
Marco Metodológico.....	55
3.1. Análisis del problema.....	56
3.1.1. Recopilación bibliográfica.....	56
3.1.2. Actividades en la empresa .....	57
3.1.2.1. Visitas a trincheras abiertas .....	57
3.1.2.2. Visita a túneles en escudo .....	61
3.1.3. Establecimiento de condiciones para las pruebas.....	62
3.1.4. Método de prueba a utilizar .....	64
3.2. Generación de propuestas para el banco de pruebas .....	64
3.2.1. Especificaciones del diseño .....	65
3.2.2. Determinación de funciones y sub-problemas.....	65
3.2.3. Generación y evaluación de soluciones de sub-problemas .....	68
3.2.3.1. Generación de soluciones .....	68
3.2.3.2. Evaluación de soluciones.....	80
3.2.4. Diseño solución preliminar.....	81
3.2.4.1. Complementos del diseño preliminar .....	82
3.2.4.2. Cálculos.....	90
3.2.5. Diseño solución final .....	112
Capítulo IV.....	113
Construcción, Resultados y Análisis.....	113
4.1. Puesta a punto del banco de pruebas.....	113
4.1.1. Calibración.....	113

4.1.1.1. Sensor de Caudal.....	114
4.1.1.2. Sensor de Presión.....	115
4.1.2. Pruebas piloto .....	115
4.2. Obtención y análisis de curvas .....	118
4.2.1. Cálculos para obtención de curvas características.....	118
4.2.1.1. Consideración de pérdidas .....	119
4.2.1.2. Tipo de presión medida.....	122
4.2.2. Bombas ensayadas.....	123
4.2.3. Análisis de curvas obtenidas.....	125
Conclusiones .....	129
Recomendaciones.....	131
Bibliografía .....	133
Lista de apéndices .....	137
Apéndice A - Manual de operación del banco de pruebas.....	138
Apéndice B - Curvas obtenidas en el banco de pruebas .....	145
Apéndice C - Rutina de mantenimiento preventivo .....	148
Apéndice D - Lista de partes.....	151
Anexo A - Curvas de las bombas suministradas por el fabricante.....	168

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1 - Caudales límites de bombas a estudiar. ....	63
Tabla 2 - Profundidades límites de sumersión. ....	63
Tabla 3 - Especificaciones del banco de pruebas. ....	65
Tabla 4 - Especificaciones de los instrumentos de medición. ....	75
Tabla 5 - Velocidades de flujo según tamaño de tubería. ....	76
Tabla 6 - Dimensiones del tanque. ....	84
Tabla 7 - Determinación de altura mínima de sumersión. ....	86
Tabla 8 - Peso de bombas. ....	90
Tabla 9 - Cálculos según teoría de placas planas. ....	93
Tabla 10 - Cálculo de máximo esfuerzo en viga. ....	96
Tabla 11 - Método de superposición. ....	98
Tabla 12 - Fuerzas reactivas internas de viga columna. ....	100
Tabla 13 - Cálculos de esfuerzos máximos en viga columna. ....	101
Tabla 14 - Cálculo de espesor mínimo de pared. ....	103
Tabla 15 - Cálculo de esfuerzos en sección angular. ....	106
Tabla 16 - Cálculo de deflexión en viga voladizo de sección angular. ....	107
Tabla 17 - Datos para cálculos de la caída de presión total en el sistema. ....	109
Tabla 18 - Cálculo del factor $C_v$ . ....	110
Tabla 19 - Determinación de apertura de válvula. ....	111

## LISTA DE FIGURAS

Fig. 1 - Diagrama del nivel freático. ....	7
Fig. 2 - Máquina tuneladora "andreina".....	8
Fig. 3 - Punto de estancamiento. Fuente: Potter (1998).....	14
Fig. 4 - Probetas de presión. Fuente: Potter (1998).....	14
Fig. 5 - Perfiles de rodetes (proyección meridional).....	16
Fig. 6 – Bomba de pozo profundo marca Leão.....	18
Fig. 7 – Bomba sumergible de achique. Fuente: ITT Flygt. (1981).....	18
Fig. 8 - Diagrama de un sistema de bombeo.....	19
Fig. 9 - Factores K para reducciones. Fuente: Cameron (1981). ....	21
Fig. 10 – Factores K para ampliaciones. Fuente: Cameron (1981).....	22
Fig. 11 - Curvas del sistema al aumentar las pérdidas del sistema. ....	23
Fig. 12 - Curvas del sistema al aumentar la carga estática.....	23
Fig. 13 - Obtención de la curva de una bomba. ....	24
Fig. 14 - Relaciones de velocidad específica entre bombas. Fuente: McNaughton (1992).....	27
Fig. 15 – Gradiente de presión a lo largo de la trayectoria del líquido en la bomba. Fuente: McNaughton (1992).....	28
Fig. 16 – Diagrama T-v de una sustancia pura. Fuente: Çengel y Boles (2003). ....	28
Fig. 17 - Inmersión en bombas sumergibles verticales. Fuente: McNaughton (1992). ....	31
Fig. 18 - Tipos de válvulas de control. Fuente: Creus (1989). Modificación del autor. ....	32
Fig. 19 - Características inherentes de flujo de las válvulas. Fuente: Greene (1987). ....	33
Fig. 20 - Vaporización y cavitación en válvulas de control. Fuente: Creus (1989). Modificación del autor. ....	34
Fig. 21 - Coeficientes Cv para dimensionamiento de válvulas. Fuente: Fisher (2005). ....	36
Fig. 22 - Barra prismática sujeta a tensión. Fuente: Timoshenko (1984). ....	38

Fig. 23 - Sección lateral y frontal de viga cargada. Fuente: Timoshenko (1984). Modificación del autor. ....	42
Fig. 24 - Flexión asimétrica. Fuente: Timoshenko (1984).....	43
Fig. 25 - Diagrama y tablas para plancha cargada con borde corto libre. Fuente: Roark (1952).....	47
Fig. 26 - Diagrama y tabla para plancha cargada con borde largo libre. Fuente: Roark (1952).....	48
Fig. 27 - Prisma de Presión .....	48
Fig. 28 - Modelo para el proceso de diseño. Fuente: Cross (2005). Modificación del autor. ....	53
Fig. 29 - Pozos para bombas. ....	57
Fig. 30 - Tubos ranurados para pozos. ....	57
Fig. 31 - Montaje de bomba para pozo profundo.....	58
Fig. 32 - Proceso de enrosque de tubería a conjunto inferior.....	59
Fig. 33 - Planchas metálicas para sujeción de conjunto inferior.....	59
Fig. 34 - Montaje de bomba de achique en fondo de trinchera.....	60
Fig. 35 - Uso de bombas de achique en la máquina tuneladora.....	61
Fig. 36 - Estación de bombeo para agua de desecho.....	62
Fig. 38 - Modelo de sistemas de la "caja transparente" para el banco de pruebas.....	66
Fig. 37 - Modelo de sistemas de la "caja negra" para el banco de pruebas. ....	66
Fig. 39 - Dibujo esquemático del pozo de bombas. Fuente: ITT Flygt (1981).....	68
Fig. 40 - Dibujo esquemático del rebosadero. Fuente: ITT Flygt (1981). ....	69
Fig. 41 - Solución propuesta para el diseño del tanque.....	70
Fig. 42 - Propuestas planteadas para el montaje de bombas. ....	71
Fig. 43 - Sensor de flujo marca George Fisher Signet. ....	73
Fig. 44 - Sensor de Presión marca George Fisher Signet.....	74
Fig. 45 - Ubicación de pieza de unión del sensor de caudal .....	75
Fig. 46 - Propuestas planteadas para el sistema de tuberías.....	77
Fig. 47 - Muestra de entallas en boquilla de descarga de bomba flygt 2151. Fuente: ITT Flygt (1981). Modificación del autor.....	79

Fig. 48 - Modificaciones a la propuesta "sistema de tuberías 3".	81
Fig. 49 - Diseño preliminar.	82
Fig. 50 - Diagrama de dimensiones de una estación de bombeo, vista en sección horizontal y vertical. Fuente: ITT Flygt (1981).	83
Fig. 51 - Diagrama para determinar dimensiones de la estación de bombeo. Fuente: ITT Flygt (1981).	84
Fig. 52 - Antes y después de altura de banco debido al montaje de Leão con aro de izamiento.	88
Fig. 53 - Partes del banco de pruebas.	89
Fig. 54 - Corte transversal de tanque mostrando cara lateral a ser analizada.	92
Fig. 55 - Diseño de tanque con refuerzos.	94
Fig. 57 - Diagrama de cuerpo libre.	95
Fig. 58 - Diagrama de fuerza cortante.	95
Fig. 56 - Caso más desfavorable de flexión en viga.	95
Fig. 59 - Diagrama de momento flector.	96
Fig. 60 - Configuración a desglosar para superposición.	97
Fig. 61 - Caso momento aplicado en viga simplemente apoyada. Fuente: Timoshenko (1984). Modificación del autor.	97
Fig. 62 - Carga aplicada en viga en voladizo. Fuente: Timoshenko (1984). Modificación del autor.	98
Fig. 63 - Desglose y medidas de viga columna.	100
Fig. 64 - Detalle del soporte de tubería.	105
Fig. 65 - Vista de perfil de sección angular con brazos iguales a utilizar.	106
Fig. 66 - Selección de válvula. Fuente: Fisher (2005). Modificación del autor.	111
Fig. 67 - Diseño solución final.	112
Fig. 68 - Tipos de hoist.	116
Fig. 69 - Cambio de manguera de conexión.	116
Fig. 70 - Sacudida de arranque. Fuente: ITT Flygt (2005).	117
Fig. 71 - Levantamiento de bomba Leão con aro de izamiento.	117

Fig. 72 - Toma de presión en banco de bombas sumergibles. Fuente: Norma Covenin 643-91. ....	119
Fig. 73 - "T" para instalación del medidor de presión. ....	122
Fig. 74 - Pinza eléctrica.....	124

## NOMENCLATURAS Y SÍMBOLOS

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
$\eta$	Eficiencia de la bomba
$\eta_{\text{MOT}}$	Eficiencia eléctrica del motor
$\gamma$	Peso específico del líquido de trabajo
$\nu$	Viscosidad cinemática
$\Delta P$	Caída o pérdida de carga
bar	Bares
cm	Centímetros
$\cos \alpha$	Factor de potencia
$C_v$	Coefficiente para el dimensionamiento de válvulas
$D$	Diámetro interno de la tubería
$e$	Altura media de los elementos de aspereza
$F$	Fuerza
$g$	Aceleración gravitatoria
$G$	Densidad relativa del fluido
$H$	Altura de presión
$h_f$	Pérdidas por fricción en tuberías y accesorios
$I$	Intensidad de Corriente, inercia
$K$	Coefficiente de pérdidas por fricción en accesorios
$K_g$	Kilogramos
$l$	Litros
$L$	Longitud
$m$	Metros
$n$	Velocidad de rotación del impulsor
$N_e$	Potencia al eje o potencia real o potencia al freno
$N_h$	Potencia hidráulica o potencia teórica
$NPSH_D$	NPSH disponible
$NPSH_R$	NPSH requerido
$N_s$	Velocidad específica de rotación

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
P	Presión
pulg	Pulgadas
$P_v$	Presión de vapor a la temperatura de trabajo
Q	Caudal que puede generar la bomba
Re	Número de Reynolds
RPM	Revoluciones por minuto
s	Segundos
V	Velocidad del fluido, voltaje requerido, fuerza cortante
Z	Altura del nivel de líquido
$Z_E$	Altura de la entrada del impulsor de la bomba
M	Momento flexionante
v	Deflexión en viga
q	Carga generada en la viga
$\phi$	Angulo de deflexión de una viga cargada
E	Módulo de elasticidad, factor de calidad
$\sigma$	Esfuerzo normal
$\tau$	Esfuerzo cortante
$\varepsilon$	Deformación normal
y	Dimensión vertical a partir de la posición primitiva
$I_x$	Inercia del perfil con respecto al eje x
$\alpha$	Factor para cálculo de placas planas
$\beta$	Factor para cálculo de placas planas
w	Carga unitaria distribuida por unidad de área
a	Borde largo de cara de tanque (placas planas)
b	Borde corto de cara de tanque (placas planas)
t	Espesor de plancha (placas planas), espesor de tubería
s	Carga de trabajo en la superficie de la placa
Sh	Esfuerzo admisible básico
d	Diámetro externo de la tubería
$\sigma_p$	Esfuerzo tangencial o circunferencial

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
$\sigma_{LP}$	Esfuerzo longitudinal
Y	Coefficiente de ajuste para cálculo de esfuerzos
$E_C$	Factor de calidad para fundiciones
$E_J$	Factor de calidad para soldaduras
c	Suma de tolerancias de corrosión y erosión
$\rho$	Densidad del fluido
$F_R$	Fuerza resultante
FS	Factor de seguridad
$h_d$	Altura de descarga
$V_d$	Velocidad del fluido en la toma de presión
$Z_d$	Altura de la toma de presión
r	Radio de giro
$C_C$	Factor para cálculo de resistencia de columnas

## SUBÍNDICES

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
SUC	Referido a la succión
DESC	Referido a la descarga
I	Referido a las condiciones en la succión
II	Referido a las condiciones en la descarga
MANG	Referente a la manguera de conexión
TUB	Referente a la tubería del sistema
REJ	Referente a la rejilla de entrada de la bomba
VALV	Referente a la válvula de globo
BOMBA	Referente a las bombas a analizar
SIST	Referido al sistema
PERM	Permisible

## CAPÍTULO I

### INTRODUCCIÓN

Las bombas de achique y las de pozo profundo son elementos bombeadores sumergibles verticales donde la primera cumple la función de desalojar de un cierto recinto o zona el líquido que lo inunda u ocupa. De forma parecida la segunda es utilizada para desalojar el líquido que se filtra en pozos que tienen paredes ranuradas y que se realizan a grandes profundidades a nivel del subsuelo el cual siendo de gran humedad, el propósito final es el de disminuir dicha condición, a esto se le llama disminuir el nivel freático. Estas bombas las cuales generalmente son usadas en ambientes industriales o de construcción, son elementos diseñados para operar en ambientes agresivos de alto desgaste. Luego de una operación continua en un ambiente de este tipo, la bomba requiere tener un proceso de mantenimiento preventivo, sino es que correctivo debido a una parada forzada por avería, donde se revisan o reparan algunos de sus mecanismos según sea necesario. Luego del mantenimiento, estas maquinarias pueden o no presentar las mismas prestaciones que una nueva, libre de sometimiento a ambientes hostiles. Sin embargo esto no puede ser comprobado del todo si no se ensaya la bomba en un banco de pruebas con el cual se genere la curva característica que muestre la verdadera condición actual del elemento bombeador.

Este es el caso de la empresa constructora Norberto Odebrecht, en la cual para el apoyo de las actividades que realiza, se emplean entre otras maquinarias los dos tipos de elementos bombeadores mencionados líneas atrás. Al momento de realizar las debidas reparaciones a las bombas que emplean, el único método del cual disponen para verificar la correcta operación de dichas maquinarias es simplemente encenderlas al vacío (sin carga, en seco), actividad desfavorable ya que al estar diseñados para operar sumergidos, su óptimo funcionamiento y debida lubricación se

realiza con el fluido que desplazan y al estar ausente dicho fluido, sus partes mecánicas sufren en exceso. A su vez, comúnmente sucede que estos elementos que han sido recientemente reparados, al colocarse en operación en determinado sistema duran poco tiempo en funcionamiento antes de que vuelvan a presentar fallas, evidenciando que o el mantenimiento ha sido efectuado de manera errónea o las prestaciones del elemento han disminuido de tal manera que ya no puede operar de forma confiable en las condiciones a las cuales se somete.

Según lo mencionado surge este proyecto, con la finalidad de satisfacer la necesidad de esta empresa de tener un medio con el cual se conozcan con mayor profundidad las prestaciones actuales de las bombas sumergibles utilizadas en la misma, bomba que ya tiene un acumulado número de horas en funcionamiento y que posiblemente ya se le han practicado varias actividades de mantenimiento, ya sea preventivo o correctivo. Orientándose en esto, el presente trabajo especial de grado tuvo como objetivos el diseño, la construcción y la puesta a punto de un banco de pruebas con el cual se pudieran generar las curvas características de las bombas sumergibles verticales empleadas por esta empresa de construcción. De esta forma se podría conocer a fondo las condiciones actuales de estos elementos, con las que se pudieran seleccionar cuáles de ellos podrían operar establemente en aquellos sistemas que se necesitara.

Para la ejecución de este proyecto se utilizó un método de diseño conceptual en el que se dividió el sistema en problemas independientes de los que se generaron distintas propuestas, las cuáles una vez analizadas eran descartadas o aceptadas. Ya resueltos todos los problemas por separado se unió en un conjunto el cual se analizó y modificó según se considerará necesario. Una vez terminado el diseño conceptual se realizó la construcción del mismo, luego de lo cual se efectuó la puesta a punto y el ensayo de aquellas bombas que estuvieron disponibles en aquel momento.

Este trabajo se divide en 4 capítulos, donde el presente es una introducción al proyecto incluyendo una breve reseña de la empresa y de cómo emplea las bombas sumergibles a ensayar, al igual que los objetivos y alcances fijados. El segundo capítulo hace referencia a todos los términos y conceptos que fueron utilizados o revisados para la realización de este proyecto. El tercer capítulo explica toda la metodología utilizada en el proceso llevado para realizar el diseño final del banco en cuestión. Finalmente el cuarto capítulo menciona los elementos resaltantes de la puesta a punto realizada del banco ya construido y como fue el proceso para la obtención de las curvas características de las bombas ensayadas.

### ***1.1. IDENTIFICACIÓN DE LA EMPRESA***

A continuación se presenta una breve reseña sobre la empresa Constructora Norberto Odebrecht y su desempeño en el proyecto de construcción de nuevos túneles subterráneos los cuáles formarán parte de la red actual de Metro de Caracas, proyecto del cual surge la necesidad para la realización del presente trabajo de grado.

#### **1.1.1. RESEÑA HISTÓRICA**

Odebrecht es una empresa constructora, fundada en 1945 por Norberto Odebrecht, en la ciudad del Salvador, en Bahía, la primera capital de Brasil a mediados de la década de los 40. En poco tiempo la empresa desarrolló una agilidad operacional sin precedentes en el mercado local, mediante la adaptación de técnicas innovadoras que le permitieron realizar obras de mayor amplitud y complejidad. Al final de la década de los 60 consolida su presencia en los estados de la región Noreste del país para luego expandirse por todo el territorio brasileño. Años después, ese proceso la llevaría a países de América, Europa y África para participar en construcciones de hidroeléctricas, vías ferroviarias, túneles y sistemas metro, entre otras obras.

### **1.1.2. ÁREAS DE APLICACIÓN**

Actualmente la CNO (Constructora Norberto Odebrecht) actúa en diversas áreas ingenieriles entre las cuales se pueden nombrar;

- Ingeniería y construcción: Prestación de servicios de proyecto e ingeniería especializada en construcción civil, montaje electromecánico, petróleo y gas.
- Química y petroquímica: Explotación y desarrollo de crudo y gas natural.
- Infraestructura y servicios públicos: Operaciones de concesión con énfasis en puentes y carreteras.
- Celulosa: Programa de implantación de bosques de eucalipto en el Sur de Bahía, Brasil.

La población total de la empresa suma unos treinta y seis mil integrantes a nivel mundial, la actuación de cada uno de ellos tiene como referencia una filosofía empresarial propia que nació y se perfeccionó en la práctica, forjándose así como una de las organizaciones más sólidas para las áreas en las que actúa.

La empresa Constructora Norberto Odebrecht Venezuela cuenta con una antigüedad de más de 10 años en el país, es una organización privada de capital extranjero que ha participado en diversos proyectos de construcción en el país. Entre estos se pueden mencionar la construcción de la Línea 3 y extensión de la Línea 4 del Metro de Caracas, el metro de Los Teques y el segundo puente sobre el río Orinoco, los cuales se encontraban en pleno proceso de desarrollo al tiempo de la realización de este trabajo de grado.

### **1.1.3. VISIÓN**

Lograr ser una organización competitiva y sólida, permitiendo el desarrollo y mejoramiento continuo de productos y servicios que proporcionen el desenvolvimiento y bienestar social.

#### **1.1.4. PRINCIPIOS**

Para el satisfactorio logro de los objetivos, la empresa ha definido los siguientes principios o valores:

- Confianza en las personas, en su capacidad y deseo de evolucionar.
- Satisfacción del cliente, sirviéndolo con énfasis en calidad, productividad y responsabilidad comunitaria y ambiental.
- Actuación descentralizada, con base a la delegación plena y planeada para que los empresarios-socios ejerzan sus programas de acción con libertad y responsabilidad.
- Asociación entre los integrantes que participan en la concepción y la realización del trabajo y en los resultados que generan.
- Auto-desarrollo de las personas, sobre todo por medio de la educación por el trabajo, generando el desarrollo de la organización.
- Reinversión de los resultados, con el propósito de crear nuevas oportunidades de trabajo y de desarrollo para las comunidades.

#### ***1.2. MÉTODOS DE CONSTRUCCIÓN Y PROCESOS DE BOMBEO PARA EL SISTEMA METRO.***

Para la construcción de las nuevas líneas de Metro subterráneas en el área de Caracas la CNO realiza 2 proyectos principales los cuales son las estaciones respectivas, por donde los pasajeros accederán a las instalaciones subterráneas para abordar los trenes y el sistema de túneles gemelos entre cada una de éstas estaciones, por donde se movilizarán los vagones de una a otra.

Para cada tipo de proyecto se deben realizar diferentes métodos constructivos los cuales a su vez requieren de ciertos sistemas de bombeo para la adecuada ejecución, a continuación se explican ambos procesos.

### **1.2.1 TRINCHERAS ABIERTAS.**

Este método es el empleado para la construcción de las estaciones y estructuras de cambio de vías de los trenes y es aquí donde comienza todo el proyecto de construcción.

El primer paso es la ejecución de muros colados y pilotes perimetrales. Luego se excava el terreno rodeado por dichos muros y se van colocando contenciones mediante muros con perfiles y anclajes a medida que se adentra en el subsuelo. En la mayoría de las excavaciones se presenta agua en el subsuelo, esto debido a que bajo tierra existe una zona que se encuentra llena del líquido y se llama zona saturada, el nivel superior de la misma se denomina nivel freático (Fig. 1). Éste puede encontrarse a diferentes profundidades dependiendo de las circunstancias geológicas y climáticas, a su vez no es horizontal, es irregular, con pendiente levemente decreciente desde el nivel fijo superior al nivel fijo inferior. El agua presente en la excavación añade peso a las contenciones incrementando el riesgo de colapso, por lo que se necesita abatir dicho nivel mediante un sistema de bombeo el cual consiste en excavar pozos a profundidades determinadas por los geólogos, basándose en la distancia del nivel freático a la superficie y las características permeables del suelo, dichas profundidades pueden comprender entre 25 y 70 metros, los pozos son recubiertos con tubos ranurados de modo que permita el paso del agua subterránea y luego se coloca una bomba sumergible para pozo, la cual se encargará de llevar el agua a la superficie descargándose en tanques de decantación y de estos al desagüe más cercano.



**Fig. 1 - Diagrama del nivel freático.**

También en éstas estaciones se utilizan otro tipo de bombas sumergibles, las de achique, éstas son colocadas en zanjas que están en el nivel más bajo de la trinchera, su función consiste en eliminar el exceso de agua presente dentro de la misma, ya sea que provenga de lluvia, procesos de limpieza o drenajes, debido a que la presencia de agua en la zona de excavación imposibilita el accionar del personal y maquinarias.

### **1.2.2. TÚNELES EN ESCUDO.**

Éste es el caso de la excavación y construcción de los túneles subterráneos. El proceso comienza con la excavación mediante máquinas tuneladoras denominadas topas (Fig. 2), las cuales son equipos que poseen una cabeza giratoria de 5.90 metros de diámetro y 640 toneladas de peso, esta va removiendo la tierra a su paso mediante las puntas cortantes que posee. A continuación se realiza el revestimiento del túnel recién formado mediante anillos prefabricados en concreto, cada anillo está formado por un conjunto de 7 segmentos modulares de 1.40 metros de ancho, los cuales una vez ensamblados van formando un túnel de 5.6 metros de diámetro y con un peso de más de 12 toneladas. Luego de su colocación éstos son fijados mediante pernos entre sí, seguidamente se inyecta cemento premezclado y arena para completar la fijación.



**Fig. 2 - Máquina tuneladora "andreina".**

Una vez removida la tierra, ésta cae en un compartimiento dentro del cabezal de la topa que es llevada a través de un tornillo sin fin a una banda transportadora la cual vacía la carga en unos tanques-vagones, luego serán transportados por una locomotora a la trinchera antes mencionada, en total son 5 los vagones que transporta cada locomotora con una capacidad de  $30\text{m}^3$  aproximadamente. Una vez en la trinchera cada vagón es elevado mediante una grúa a nivel superficial y descargado en un depósito donde es recogido por tractores para ser llevados a otros sitios donde la tierra pueda ser de utilidad.

Generalmente la topa trabaja a profundidades mayores que las del nivel freático, por lo que conseguirá agua a su paso dificultando la operación, en algunos casos esto obliga a abatir dicho nivel, para que la máquina avance sin problemas, esto se realiza colocando bombas en pozos, como los explicados anteriormente, a una cierta distancia antes que pase la topa, una vez que la topa ha pasado por el sitio se retira la misma.

### ***1.3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA***

Según lo explicado en el puntos anteriores referente a las bombas sumergibles, al momento de presentar éstas una avería o desperfecto, son llevadas al taller para que

se les realice el debido mantenimiento, una vez reparadas son accionadas al vacío, y se le mide el amperaje que consume cada una de sus fases, el cual debe estar en un rango determinado, si dicho valor se encuentra fuera de rango se infiere que la bomba está trabajando en forma inapropiada, de modo que se desarma y revisa nuevamente. Se dan casos en que el equipo una vez reparado y consumiendo un amperaje dentro del rango es nuevamente instalado y dura solo días en operación antes de que su consumo se aleje del establecido, debiendo esta ser reemplazada por otra en el menor tiempo posible, ya que las operaciones de la obra así lo exigen, generando esto un gasto innecesario de recursos, pudiendo incluso producir la parada de toda la operación en la obra en caso de que el nivel freático sea crítico. Por esto en otros casos la alta necesidad obliga a los encargados a dejar funcionando la bomba aunque su operación sobre forzada tienda a dañarla permanentemente.

En estos casos la reparación de la bomba en el taller no fue adecuada, pero la manera de comprobarlo es en la prueba que se realiza en el mismo, la cual al ser al vacío, no emula las condiciones de operación a la cual será sometido el equipo, por lo tanto no existe una manera de comprobar que la reparación ha preparado completamente dicho equipo para trabajar en las condiciones propias de operación.

#### ***1.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA***

Este trabajo especial de grado surge por la necesidad de la empresa de tener un proceso de prueba de mayor confiabilidad, donde se puedan medir mayor cantidad de variables de las que actualmente se hacen y que simulen las condiciones de operación, ya que el hecho de que la bomba funcione al vacío, no es indicativo de que la misma pueda tener un óptimo funcionamiento una vez se encuentre bajo las condiciones propias del trabajo.

Por lo tanto se plantea realizar el diseño y construcción de un banco de pruebas en el cual se puedan ensayar los cuatro tipos de bombas que principalmente se utilizan en las obras por la empresa, tanto para las de pozo (marca Leão) las cuales

son de 3 pulgadas de diámetro en la descarga, como para las de achique (marca Flygt) que constan de tres modelos, de 2, 4 y 6 pulgadas de diámetro en la descarga. El mismo tendrá una serie de instrumentos con los cuales se podrán tomar mediciones de presión, caudal y potencia entre otros, parámetros estos sujetos a futuros cambios debido a la factibilidad que se disponga para su medición.

Se propone la elaboración de una serie de protocolos, en los cuales se explicará la metodología para el uso del banco y con los cuales los operadores podrán determinar que tanto ha disminuido la eficiencia del equipo, si es que lo ha hecho, luego de haber estado en funcionamiento y ser reparado en el taller.

Adicionalmente se plantea elaborar un programa de mantenimiento preventivo para los equipos utilizados en campo, ya que el realizado actualmente es básicamente correctivo.

### ***1.5. OBJETIVO GENERAL***

Diseñar y construir un banco de pruebas para ensayar bombas sumergibles para pozo para 3 pulgadas de tubería de descarga y bombas sumergibles de achique para 2, 4 y 6 pulgadas de tubería de descarga.

### ***1.6. OBJETIVOS ESPECÍFICOS***

- Recopilar información sobre estudios relacionados con el tema del proyecto y sobre los fundamentos teóricos que puedan ser utilizados como apoyo.
- Determinar las variables que intervienen en el diseño.
- Identificar cuáles de éstas variables pueden ser determinadas experimentalmente en el banco de prueba, con qué métodos y los instrumentos requeridos para dicha operación.
- Realizar un diseño que cumpla con los requerimientos de espacio, movilidad y medición establecidos.
- Construir el banco de pruebas según el diseño previo realizado.

- Elaboración de los protocolos para cada bomba a modo de verificar las condiciones de trabajo de las mismas.
- Establecer una rutina de mantenimiento preventivo a fin de disminuir al mínimo las situaciones de emergencia.

### ***1.7. ALCANCES***

- Se limitará a trabajar con cuatro (4) modelos de bombas, el primero; de marca Leão, utilizadas en pozos para abatimiento del nivel freático, de 3 pulgadas de diámetro en la descarga. Y los otros tres; de marca Flygt, utilizadas para achique cuyos modelos son de 2, 4 y 6 pulgadas de diámetro en la descarga.
- La construcción del banco se realizará con el soporte técnico de los talleres de la empresa.
- Se procederá a la construcción del banco con el respectivo protocolo de uso más no al estudio de las bombas que en él se probarán.
- Las rutinas de mantenimiento preventivo indicarán los períodos de operación y mantenimiento, indicando las actividades a realizar a cada equipo respectivamente.

## CAPÍTULO II

### MARCO REFERENCIAL

En este capítulo se exhibe en general la información teórica sobre el cual se basó el presente trabajo especial de grado.

#### **2.1. MECÁNICA DE FLUIDOS**

A continuación se presenta una referencia al material teórico revisado y utilizado en este proyecto referente a la mecánica de fluidos.

##### **2.1.1. PRINCIPIO DE BERNOULLI**

El principio de Bernoulli describe el comportamiento de un fluido moviéndose a lo largo de una línea de corriente. Principio que expresa que en un fluido perfecto (sin viscosidad ni rozamiento) en régimen de circulación por un conducto cerrado, la energía que posee el fluido permanece constante a lo largo de su recorrido. Este principio se expresa de la siguiente manera:

$$\frac{\overset{\text{ENERGÍA}}{\text{CINÉTICA}} \vec{V}^2}{2g} + \frac{\overset{\text{ENERGÍA}}{\text{POTENCIAL}} \vec{Z}}{\vec{Z}} + \frac{\overset{\text{ENERGÍA DE}}{\text{PRESIÓN}} \vec{P}}{\rho g} = \text{CONSTANTE} \quad [1]$$

Si se aplica esta ecuación entre dos puntos de la misma línea de corriente se obtiene:

$$\frac{v_I^2}{2g} + Z_I + \frac{P_I}{\rho g} = \text{CONSTANTE} = \frac{v_{II}^2}{2g} + Z_{II} + \frac{P_{II}}{\rho g} \quad [2]$$

Esta es la que se denomina como la ecuación de Bernoulli es solo aplicable cuando se cumplen las siguientes condiciones; (a) para flujo no viscoso; (b) de flujo

estable; (c) a lo largo de una línea de corriente; (d) de densidad constante y (e) con un marco de referencia inercial.

Cuando el fluido se considera como real, deben considerarse las resistencias que debe vencer el fluido para circular entre los dos puntos en estudio, denominadas pérdidas que son debidas al rozamiento con las paredes interiores de la tubería por la cual circula, así como las que puedan producirse al atravesar zonas especiales como válvulas, ensanchamientos, codos, etc. Según esto un fluido real (con efectos viscosos) al cual se le aplica la ecuación de bernoulli entre dos puntos de la misma línea de corriente queda así:

$$\frac{V_I^2}{2g} + Z_I + \frac{P_I}{\rho g} = \frac{V_{II}^2}{2g} + Z_{II} + \frac{P_{II}}{\rho g} + \overbrace{h_{f_{I-II}}}^{\text{PÉRDIDAS}} \quad [3]$$

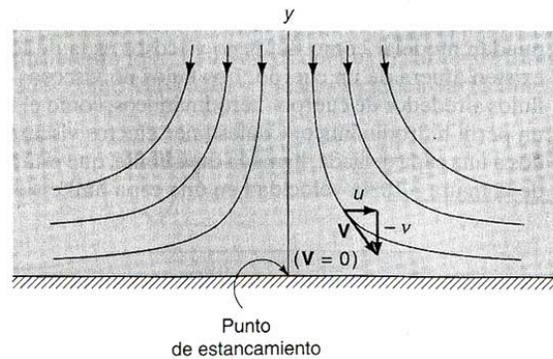
Esta es la ecuación de bernoulli para fluidos reales.

#### 2.1.1.1. PRESIÓN ESTÁTICA, PRESIÓN DINÁMICA

Considerando la ecuación de bernoulli explicada en la sección anterior, el término de energía de presión ( $P/\rho g$ ) es comúnmente referido como *presión estática*, y la suma de los dos siguientes términos:

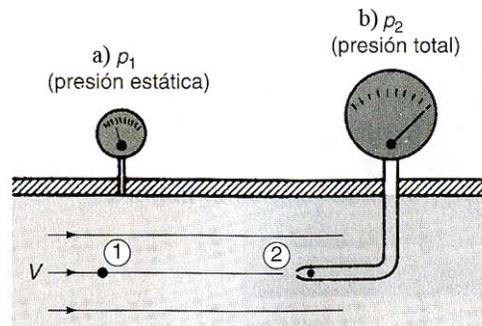
$$\frac{V^2}{2g} + \frac{P}{\rho g} = P_T \quad [4]$$

Se denominan como *presión total*  $P_T$ , *presión de estancamiento* o *presión dinámica*. Y se define como la presión en un punto de estancamiento del flujo como se muestra en la Fig. 3.



**Fig. 3 - Punto de estancamiento. Fuente: Potter (1998).**

Como se observa en la Fig. 4, la presión estática puede medirse al instalar un piezómetro indicado en la Fig. 4.a. Un dispositivo llamado tubo de pitot, mostrado en la Fig. 4.b, sirve para medir la presión total en un flujo de fluido. Esto es debido a que el punto 2 que está justo dentro del tubo del instrumento es un punto de estancamiento donde la velocidad es cero.



**Fig. 4 - Probetas de presión. Fuente: Potter (1998).**

### 2.1.2. TURBOMÁQUINA

Máquina cuyo elemento principal es un rotor llamado rodete o impulsor, por el cual pasa el fluido de trabajo de forma continua cambiando su cantidad de movimiento, siendo esto un intercambio de energía desde el fluido hacia la turbomáquina o viceversa, dependiendo del tipo de la misma. Las turbomáquinas presentan varios tipos de clasificación los cuales se expondrán a continuación.

### 2.1.2.1. CLASIFICACIÓN DE TURBOMÁQUINAS

#### SEGÚN EL TIPO DE FLUIDO QUE MANEJAN

*Turbomáquinas de Fluido Incompresible o Hidráulicas:* El fluido no cambia su densidad entre la entrada y salida de la turbomáquina.

*Turbomáquinas de Fluido Compresible o Térmicas:* El fluido cambia su densidad entre la entrada y salida de la turbomáquina.

#### SEGÚN EL SENTIDO DE FLUJO DE ENERGÍA

*Generadoras o Pasivas:* Reciben energía mecánica y la transmiten al fluido produciendo un aumento en la presión o velocidad de flujo del mismo.

*Motoras o Activas:* Reciben la energía del fluido transformándola en energía mecánica para poder ser utilizada por el hombre.

#### SEGÚN EL CAMBIO DE PRESIÓN EN EL RODETE

*Reacción:* Existe un cambio de presión en el fluido durante su paso por el rodete.

*Acción:* No existe un cambio de presión en el fluido durante su paso por el rodete.

#### SEGÚN EL TIPO DE ADMISIÓN

*Total:* Todo el rodete es tocado por el fluido de trabajo.

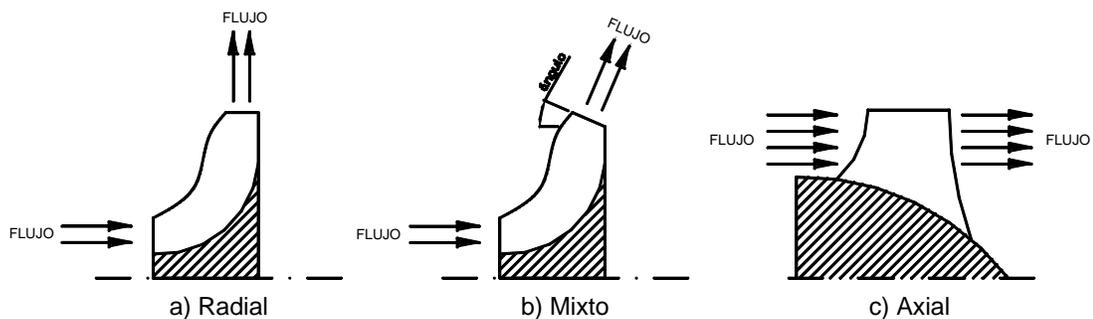
*Parcial:* No todo el rodete es tocado por el fluido de trabajo.

#### SEGÚN LA FORMA EN QUE SE PROYECTA EL FLUIDO AL PASAR A TRAVÉS DEL RODETE O IMPULSOR

*Radial:* El fluido en algún momento de su recorrido realiza su movimiento en dirección perpendicular al eje de la máquina, en la Fig. 5.a se pueden apreciar alabes de estas características.

*Mixta o Semi-axial:* En este tipo de rodets el fluido no tiene una dirección completamente perpendicular al eje de la máquina, si no que tiene una cierta inclinación, puede apreciarse este tipo de rodets en la Fig. 5.b.

*Axial:* En este caso el fluido realiza su recorrido en la misma dirección del eje de la máquina, puede apreciarse en la Fig. 5.c que entre estos tipos de rodets se encuentran los de las propelas de los barcos o los ventiladores caseros.



**Fig. 5 - Perfiles de rodets (proyección meridional).**

### 2.1.3. BOMBA

Según las definiciones antes mencionadas, se entenderá para efectos de éste trabajo el término de bomba como una turbomáquina de fluido incompresible, generadora, de reacción y total. Las bombas en si se clasifican según la proyección del fluido al salir del rodete debido a la amplia gama de impulsores que se utilizan en el mercado, por esto, dicha clasificación quedará generalizada para este término.

#### 2.1.3.1. CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS SEGÚN SU APLICACIÓN

Para cada tipo de aplicación se pueden encontrar familias de bombas con características similares entre ellas, diseñadas especialmente para su tipo de operación. Debido a que la gama de aplicaciones es muy amplia, no se nombraran todos los tipos de bombas desarrolladas para cada caso, sino solo aquellas que atañen a este proyecto.

### BOMBAS DE POZO PROFUNDO

Son bombas de tipo difusor (rodete de reacción) de varios pasos (2 o más impulsores) con forma cilíndrica alargada (Fig. 6) por lo cual son mayormente usadas para extraer líquidos proveniente de pozos, también reciben el nombre de *bombas turbinas verticales*. Entre ellas existe un tipo en el cual el motor es sumergible, la parte de la succión e impulsores es montada en un motor que generalmente es del mismo diámetro que la bomba para operar sumergido en el agua del pozo en todo momento de modo que pueda refrigerarse. La tubería de descarga llamada también *tubo de columna* o *elevador* soporta tanto el peso de la bomba como el del motor. Estos últimos son fabricados para largos períodos de operación sin necesidad de servicio ya que en caso de fallar se debe extraer todo el sistema de tuberías y bomba, lo cual es una desventaja en caso de pozos de gran profundidad.

### BOMBAS SUMERGIBLES DE ACHIQUE

Son bombas de características similares a las anteriormente mencionadas (motores sumergibles), sin embargo no están destinadas únicamente a la extracción de pozos por lo cual presentan cuerpos de formas más compactas y manejables (Fig. 7). Generalmente poseen el motor dentro del cuerpo de la máquina de modo que el fluido que bombean refrigere a su vez el sistema eléctrico. Son mayormente usadas en áreas como minería y construcción.

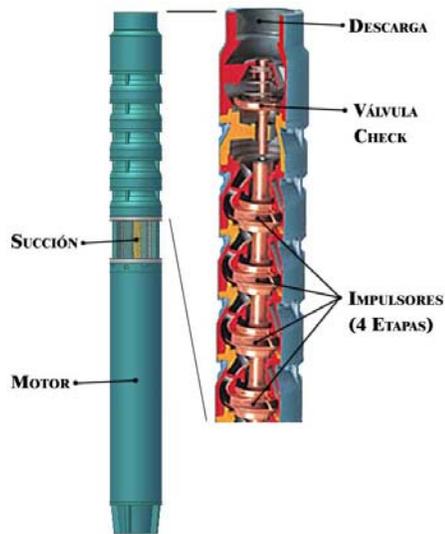


Fig. 6 – Bomba de pozo profundo marca Leão.

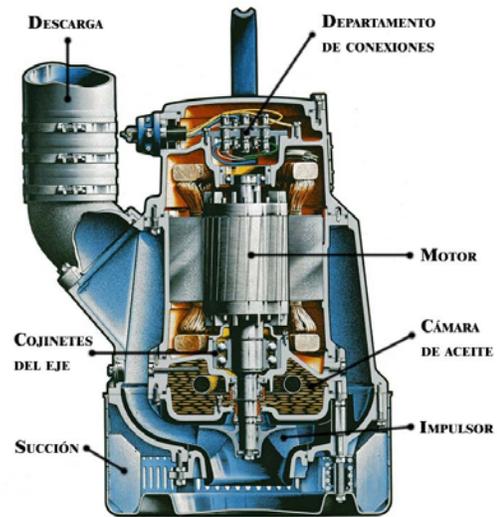


Fig. 7 – Bomba sumergible de achique.  
Fuente: ITT Flygt. (1981).

#### 2.1.4. SISTEMA DE BOMBEO

Para efectos de este trabajo y demás relacionados a situaciones de bombeo, el término sistema o sistema de bombeo refiere todo el conjunto de tramos de tubería recta, codos, válvulas, tanques y demás accesorios que se encuentran conectados entre sí para cumplir cierta función requerida.

#### 2.1.5. CURVA DEL SISTEMA

Esta curva se obtiene de la suma de todas las pérdidas generadas en el sistema de bombeo por fricción entre el líquido de trabajo y las mismas junto con la diferencia de cotas entre el nivel de suministro y el de descarga del líquido y con cualquier diferencia de presión que se dé en el sistema.

Dicha curva viene dada por la siguiente ecuación, la cual se obtiene de la aplicación del principio de Bernoulli entre la succión y descarga del sistema pero tomando en consideración las pérdidas por rozamiento ya que se trata de un fluido real. En el diagrama de la Fig. 8 se pueden observar los puntos de succión y descarga representados por los números I y II respectivamente.

$$H_{SIST} = \frac{P_{II} - P_I}{\gamma} + Z_{II} - Z_I + \frac{V_{II}^2 - V_I^2}{2g} + hf_{SUC} + hf_{DESC} \quad [5]$$

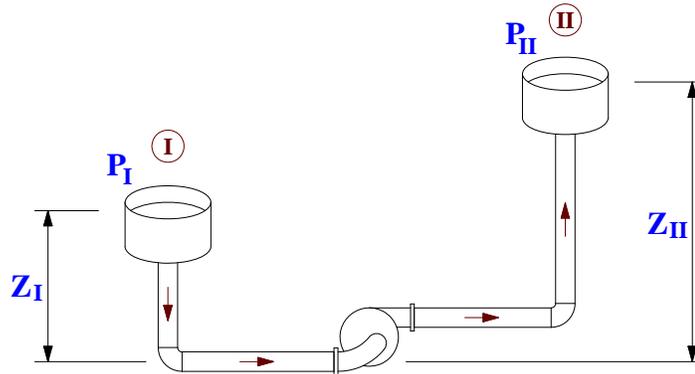


Fig. 8 - Diagrama de un sistema de bombeo

### 2.1.6. CURVA DE FRICCIÓN DEL SISTEMA

Es la disminución de energía en el fluido al pasar por un determinado elemento, debido a esto es una función del diámetro y longitud de la tubería usada, cantidad y tipo de accesorios existentes, velocidad del flujo de líquido y naturaleza del mismo. Estas pérdidas vienen relacionadas con un factor de fricción  $f$  y viene dado por la ecuación de Darcy-Weisback;

$$hf = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad [6]$$

Para la obtención del factor de fricción  $f$ , se debe primero introducir una variable que determinará su forma de obtención. Este es el número de Reynolds, el cual viene dado por la siguiente expresión para tuberías circulares;

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad [7]$$

Este es un número adimensional que relaciona las fuerzas convectivas con las fuerzas viscosas que gobiernan el movimiento de un fluido. Para aplicaciones en ingeniería un valor máximo para el cual se tiene asegurado un flujo de régimen laminar es de 2.000 para números mayores que este se considera que el flujo se encuentra en régimen turbulento.

El factor  $f$  para flujos laminares es inversamente proporcional al número de Reynolds sin embargo para flujos turbulentos su obtención presenta mayor dificultad debido a que varía con la velocidad del fluido:

$$\text{Re} < 2.000 \rightarrow f = \frac{64}{\text{Re}} \quad [8]$$

$$\text{Re} > 2.000 \rightarrow \frac{1}{\sqrt{f}} = -0.86 \ln \left( \frac{e}{3.7D} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) \quad [9]$$

Esta última ecuación para el caso de flujos turbulentos es decir  $\text{Re}$  mayores de 2.000 es la que se denomina como ecuación de Colebrook y es la más exacta para cálculos de  $f$ . Sin embargo su aplicación presenta cierta dificultad debido a que para su solución se debe aplicar un método iterativo, debido a esto se han desarrollado otras relaciones que buscan aproximarse a la ecuación de Colebrook las cuales son de aplicación directa y entre ellas se encuentra la ecuación de Swamee y Jain:

$$f = 1.325 \left\{ \ln \left[ 0.27 \left( \frac{e}{D} \right) + 5.74 \left( \frac{1}{\text{Re}} \right)^{0.9} \right] \right\}^{-2} \quad [10]$$

De donde  $e/D$  es un factor que se denomina como aspereza relativa. Esta ecuación es válida para los intervalos  $0.01 > e/D > 10^{-8}$  y  $10^8 > \text{Re} > 5.000$ .

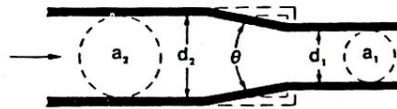
En el caso de accesorios que normalmente incluyen un sistema como son válvulas, codos, estrechamientos, contracciones, entradas, salidas y otras características que causan pérdidas adicionales a las presentes en las tuberías rectas, estas ecuaciones no son aplicables, para este caso las pérdidas se obtienen por la siguiente ecuación:

$$hf = K \frac{V^2}{2g} \quad [11]$$

De donde K se obtiene en tablas presentes en numerosas bibliografías para cada tipo de accesorio según su tamaño y tipo, para este trabajo se tomarán las tablas del Cameron Hydraulic Data (1981).

Para el caso de las reducciones y ampliaciones utilizadas en este proyecto, las K para pérdidas no se presentan en tablas, en cambio se calculan sus valores aproximados mediante las ecuaciones mostradas en la Fig. 10 y Fig. 10.

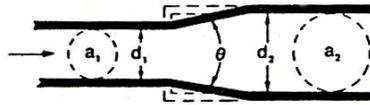
**Gradual Contraction (Based on velocity in small pipe)**



$$1) \quad \theta < 45^\circ \quad K = 0.8 \sin \frac{\theta}{2} \left( 1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right)$$

$$2) \quad \theta > 45^\circ < 180^\circ \quad K = 0.5 \left( 1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right) \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}}$$

**Fig. 9 - Factores K para reducciones. Fuente: Cameron (1981).**

**Gradual Enlargement (Based on velocity in small pipe)**

$$3) \quad \theta < 45^\circ \quad K = 2.6 \sin \frac{\theta}{2} \left( 1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right)^2$$

$$4) \quad \theta > 45^\circ < 180^\circ \quad K = \left( 1 - \frac{d_1^2}{d_2^2} \right)^2$$

Fig. 10 – Factores K para ampliaciones. Fuente: Cameron (1981).

**2.1.7. CURVAS CARACTERÍSTICAS**

Muestran la relación existente entre la altura de la bomba (nivel al cual la bomba puede elevar el fluido), caudal, potencia y eficiencia que puede generar para un diámetro del impulsor y velocidad de giro determinados.

**2.1.8. PUNTO DE TRABAJO**

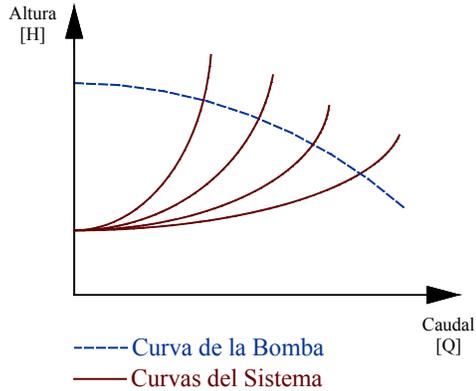
Son las condiciones a las cuales opera una bomba al conectarse a un sistema específico. Dicho punto se obtiene al interceptar la curva del sistema con la curva característica de la bomba, lo cual representa que la energía que entrega la bomba es igual a la energía requerida por el sistema para hacer circular un flujo de líquido por el mismo.

**2.1.9. OBTENCIÓN DE CURVAS CARACTERÍSTICAS**

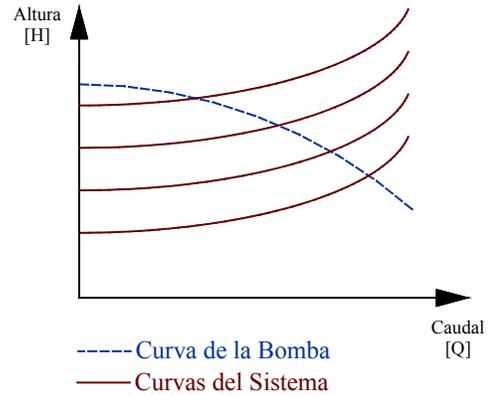
Estas curvas se obtienen experimentalmente en bancos de pruebas cuyos sistemas constan de condiciones controladas y conocidas las cuales pueden irse variando para obtener las distintas variables que maneja la bomba, mencionadas anteriormente, para el rango en el cual su funcionamiento sea óptimo.

Un método para obtener dichas curvas experimentalmente consta en ir aumentando paulatinamente las pérdidas del sistema mediante una válvula en la descarga, de modo que el gradiente de la pendiente de la curva del sistema aumenta

como se puede observar en la Fig. 11 en donde la curva de la derecha corresponde a la menor pérdida mientras que la de la izquierda a la de mayor fricción.



**Fig. 11 - Curvas del sistema al aumentar las pérdidas del sistema.**



**Fig. 12 - Curvas del sistema al aumentar la carga estática.**

Otro método es el de aumentar la diferencia de cotas entre los tanques de succión y descarga, también llamado carga estática total del sistema, en donde uno de los tanques se eleva o desciende dependiendo del caso. En la Fig. 12 se observa dicho aumento de cota desde la curva inferior hasta la superior.

Los datos obtenidos de estas pruebas son los puntos de operación de la bomba, representados por las “x” en la Fig. 13, luego de obtenidos una gran cantidad de puntos se grafica la curva que mejor representa el universo de puntos obtenidos.

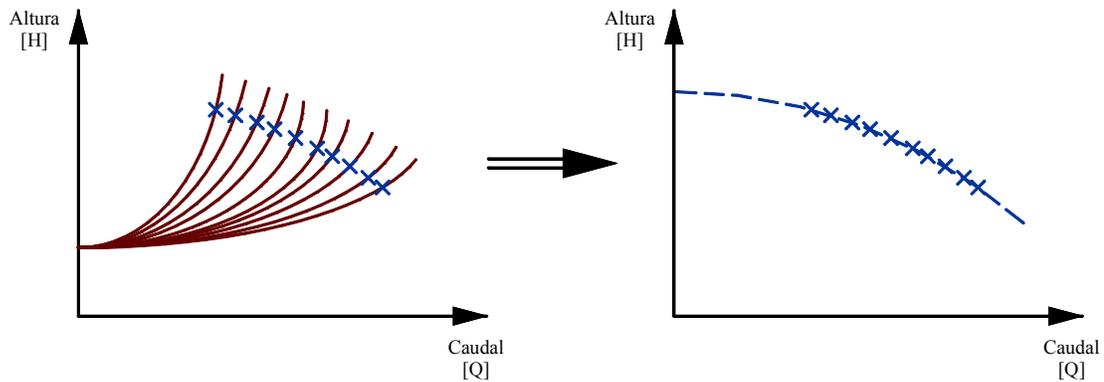


Fig. 13 - Obtención de la curva de una bomba.

### 2.1.10. OBTENCIÓN DE CURVAS DE EFICIENCIA Y POTENCIA

El trabajo realizado por una bomba al movilizar un líquido depende del peso del mismo en un tiempo específico contra una altura de presión (expresada en metros de líquido) o presión diferencial (expresada en KPa).

La ecuación de teórica de potencia denominada potencia hidráulica es la siguiente.

$$N_h = \gamma * H * Q \quad [12]$$

La potencia real o potencia al eje de una bomba será menor que la antes expresada debido a las diferentes pérdidas existentes en el sistema a través de la fricción, goteos, etc. De manera que la eficiencia de la bomba se obtendría con la siguiente expresión

$$\eta = \frac{N_h}{N_e} \quad [13]$$

De la unión de ambas se puede obtener la expresión para el cálculo de la potencia al eje o potencia al freno.

$$N_e = \frac{\gamma * H * Q}{\eta} \quad [14]$$

Generalmente dicha potencia real puede ser medida por distintos métodos en un banco de pruebas donde se tenga contacto directo con el motor. Sin embargo en el caso que atañe este proyecto los motores de las bombas se encuentran sumergidos juntos con ellas de manera que no se puede medir directamente las variables necesarias.

En estos casos en los que las únicas variables que pueden ser censadas son las eléctricas, la potencia real puede ser determinada mediante la medición del amperaje, voltaje, factor de potencia y eficiencia del motor. Cada una de estas variables debe ser medida en conjunto de las realizadas para la obtención de las curvas características de la bomba ya que para cada punto de operación tanto la eficiencia como la potencia al eje presentan cierta variación.

La potencia al eje se calcula según la siguiente ecuación en caso de que el motor sea monofásico:

$$N_e = I * E * \cos \alpha * \eta_{MOT} \quad [15]$$

En caso de que el motor sea de corriente trifásica se utilizará la siguiente ecuación:

$$N_e = \sqrt{3} * I * E * \cos \alpha * \eta_{MOT} \quad [16]$$

Donde al variables a censar y sus respectivas unidades serían las siguientes:

$N_e$  = Potencia total en el eje de la bomba, expresada en wats.

$I$  = corriente consumida por el motor, expresada en amper.

$E$  = Voltaje requerido, expresado en voltios.

$\cos \alpha$  = Factor de potencia, variable adimensional.

$\eta_{MOT}$  = Eficiencia eléctrica del motor, variable adimensional

Estas últimas serían las ecuaciones a utilizar para la obtención de la potencia al eje para bombas sumergibles.

### 2.1.11. VELOCIDAD ESPECÍFICA

Este es un término que relaciona los tres factores principales de operación de las bombas; la capacidad, carga y velocidad de rotación del impulsor, en un solo. Viene dado por la expresión

$$N_s = \frac{n * Q^{0.5}}{H^{0.75}} \quad [19]$$

Si se trabaja en sistema ingles entonces las unidades a usar serán las siguientes  $n$  = rpm,  $H$  = pies,  $Q$  = gpm. Aunque este valor se puede calcular para cualquier punto de operación, se acostumbra realizarlo para el punto de mayor eficiencia.

La velocidad específica es un término que define ciertas características comunes entre aquellas bombas que tengan similitud en dicho valor, entre ellos se tiene las características físicas y el contorno general de los perfiles de los impulsores. Por esto, tal como se puede apreciar en la Fig. 14, el valor de velocidad específica definirá la configuración aproximada del impulsor (parte inferior de la gráfica), la forma que tengan las curvas características de la bomba (parte superior de la gráfica) y la eficiencia aproximada que posea (parte izquierda de la gráfica).

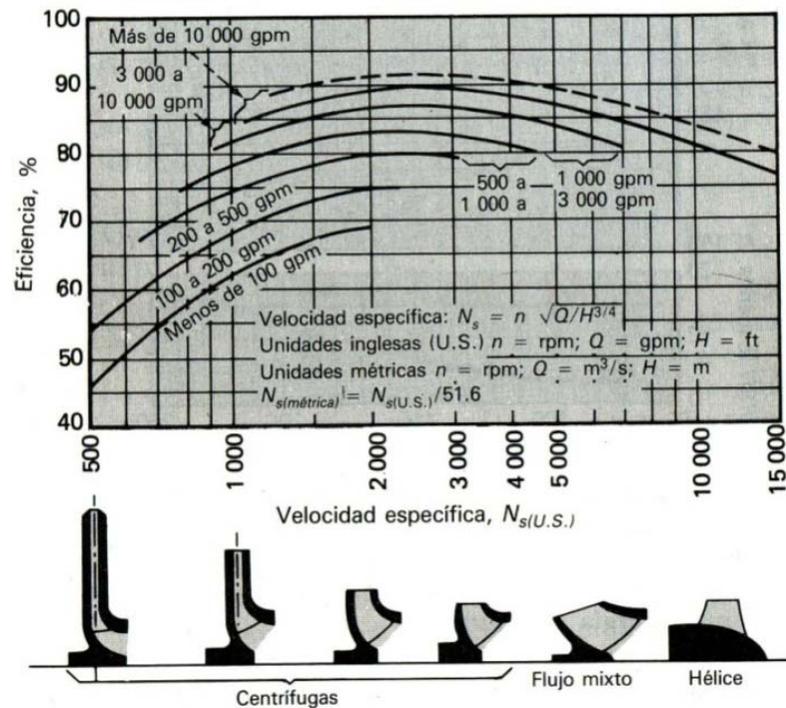
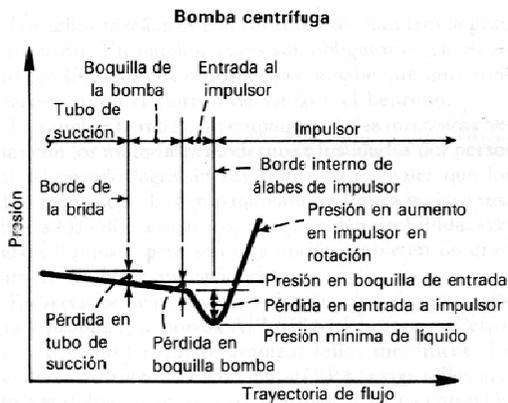


Fig. 14 - Relaciones de velocidad específica entre bombas. Fuente: McNaughton (1992).

### 2.1.12. CAVITACIÓN

Como se puede observar en la Fig. 15, al entrar el líquido en una bomba se presenta un aumento en el gradiente de presión del mismo, más específicamente en las zonas cercanas a la entrada del impulsor, si esta presión disminuye lo suficiente, se pueden formar burbujas de vapor a esa misma temperatura como se puede verificar en la Fig. 16, donde a temperatura  $T_1$  y presión  $P_2$  se tiene un líquido comprimido, pero si se disminuye dicha presión a  $P_1$  el líquido se satura presentándose una fracción de vapor, luego esta mezcla (fases vapor-líquido) corriente arriba sufre un rápido aumento local de presión haciendo que las burbujas antes formadas implosionen. Este fenómeno se le llama cavitación y puede reducir la eficiencia de la bomba y ocasionar ruido, vibración, desgaste e incluso roturas del impulsor.



**Fig. 15 – Gradiente de presión a lo largo de la trayectoria del líquido en la bomba.**  
Fuente: McNaughton (1992).



**Fig. 16 – Diagrama T-v de una sustancia pura.** Fuente: Çengel y Boles (2003).

#### 2.1.12.1. NPSH REQUERIDA O (NPSH)<sub>R</sub>

Es la presión necesaria para contrarrestar las pérdidas por fricción y turbulencia entre la boquilla de succión y la entrada al impulsor, de modo que la mínima presión que alcance el líquido de trabajo a lo largo de su recorrido se mantenga por encima de la presión de vapor del mismo. Sus siglas vienen del nombre en inglés *net positive suction head*, cuya traducción en español se conoce como *carga neta positiva de succión*. Este valor por lo general se expresa como una carga de columna de agua en las curvas de capacidad de las bombas proporcionadas por el fabricante.

#### 2.1.12.2. NPSH DISPONIBLE O (NPSH)<sub>D</sub>

Es una variable que viene íntimamente relacionada con el término antes mencionado, sin embargo aunque el anterior es una función del diseño de la bomba, el cual varía de una marca a otra así como entre modelos de la misma marca, ésta es una función del sistema, de la columna de succión, columna de fricción y la presión de vapor del líquido de trabajo. Este valor por lo tanto puede y debe ser alterado de ser necesario, ya que la manera de que la bomba tenga un apropiado funcionamiento,

representado esto en la ausencia de la cavitación, es que éste valor, el NPSH disponible sea siempre mayor al NPSH requerido:

$$\text{No Cavitación} \Rightarrow NPSH_D > NPSH_R \quad [20]$$

Esta función viene dada por la siguiente expresión:

$$NPSH_D = \frac{P_I - P_V}{\gamma} - (Z_E - Z_I) - hf_{SUC} + \frac{v_{SUC}^2}{2g} \quad [21]$$

Sin embargo en el caso de la aplicación de esta fórmula para bombas sumergibles, se debe tener en cuenta que la cota del nivel del líquido “ $Z_I$ ” es mayor que la cota del impulsor “ $Z_E$ ” y a la vez la ausencia de tuberías de succión, por lo tanto esta expresión quedaría reducida a la siguiente solo aplicada a bombas sumergibles:

$$Z_I > Z_E \Rightarrow Z_I - Z_E = \Delta Z \quad [22]$$

$$NPSH_D = \frac{P_I - P_V}{\gamma} - (Z_E - Z_I) = \frac{P_I - P_V}{\gamma} - (- (Z_I - Z_E))$$

$$NPSH_D = \frac{P_I - P_V}{\gamma} + \Delta Z \quad [23]$$

Los cambios a realizar de modo que el NPSH disponible cumpla la condición ya mencionada es alterando la tubería de succión, el nivel de suministro del líquido, etc. Es decir modificando la instalación física del sistema de bombeo, ya que la presión del vapor de líquido no puede cambiarse sin alterar a su vez la temperatura del líquido, no cual no es tan factible.

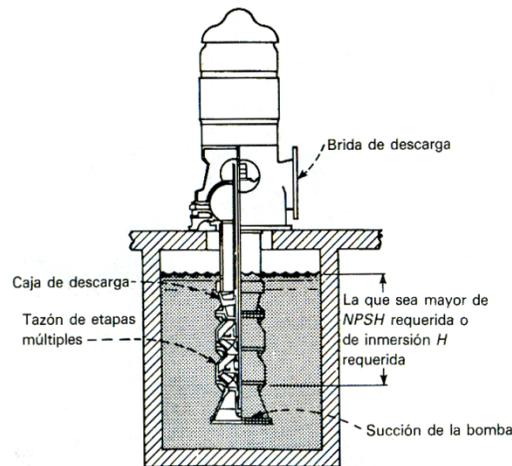
Sin embargo este fenómeno lleva menor relevancia en las bombas de tipo sumergibles, de hecho una de las razones de que hayan ganado gran aceptación en los últimos años es que los problemas de cavitación que pueden presentar se eliminan o reducen considerablemente. De igual forma eliminan problemas de enfriamiento en

cojinetes, rodamientos y motor de la bomba ya que al encontrarse inmersas en el propio fluido de trabajo, este hace las veces de refrigerante (Saldarriaga, 1998). El hecho de que algunas de estas bombas carecen en sus manuales de curvas de NPSH sugiere que su respectivo cálculo es de poca relevancia.

#### 2.1.12.3. CARGA MÍNIMA DE SUCCIÓN

Un vórtice es un torbellino o remolino en forma de embudo que se genera en un fluido. Cuando éste ocurre entre la superficie del líquido y la boquilla de succión de una bomba, puede que se succione aire o vapores al interior de la misma. Las bombas sumergibles verticales carecen de tubería de succión, por lo que sus fabricantes requieren una inmersión mínima para evitar la formación de dichos vórtices (McNaughton, 1992).

La inmersión y la NPSH no son lo mismo. Es posible tener inmersión suficiente con NPSH insuficiente (no se presenta la formación de vórtices sin embargo la bomba está en condición de cavitación) o viceversa. Tal como muestra la Fig. 17, es necesario verificar que una instalación propuesta cumple tanto con una inmersión adecuada como con un NPSH disponible igual o mayor a la requerida por la bomba (McNaughton, 1992).



**Fig. 17 - Inmersión en bombas sumergibles verticales.**  
Fuente: McNaughton (1992).

### 2.1.13. VÁLVULAS

Las válvulas pueden ser de varios tipos según sea el diseño del cuerpo y el movimiento del obturador. A continuación se presentarán los tipos de válvulas utilizados en este proyecto junto con sus funciones y los métodos para seleccionar las mismas de modo que cumplan la función requerida.

#### 2.1.13.1. TIPOS DE VÁLVULAS

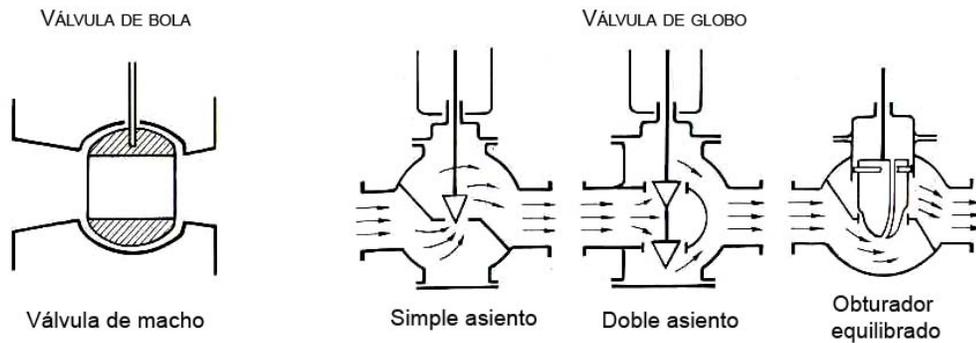
A seguir las definiciones de las válvulas utilizadas en el presente proyecto.

#### VÁLVULA DE BOLA

Es una válvula cuyo obturador tiene movimiento circular, constan de una cavidad interna esférica que alberga un obturador en forma de esfera o bola (de ahí su nombre). De entre los diferentes modelos de estos tipos de válvula, la utilizada en este proyecto fue la *válvula de macho* (Fig. 18), que consiste en un macho de forma cilíndrica con un orificio transversal igual al diámetro interno interior de la tubería de este modo la caída de presión a través de la válvula es mínimo. El macho ajusta en el cuerpo de la válvula y tiene un movimiento de giro de 90°. Su uso es generalmente en aplicaciones de control manual todo-nada de líquidos o gases.

### VÁLVULA DE GLOBO

El obturador en este tipo de válvulas tiene un movimiento lineal en la dirección de su propio eje. Pueden ser de *simple asiento*, de *doble asiento* o de *obturador equilibrado* (Fig. 18). Las de simple asiento precisan de un actuador de mayor tamaño para que el obturador cierre en contra de la presión diferencial del proceso y en posición de cierre las fugas son menores que en el caso de las de doble asiento o de obturador equilibrado. Este tipo de válvulas son utilizadas para la regulación de caudal.



**Fig. 18 - Tipos de válvulas de control. Fuente: Creus (1989). Modificación del autor.**

#### 2.1.13.2. CARACTERÍSTICAS DEL FLUJO

Los obturadores o machos de las válvulas presentan diferentes modelos, pueden ser de disco, macizos o con orificios. Las características de control de flujo dependen como sea dicho modelo. Los tres tipos básicos de de obturadores son (Fig. 19);

#### APERTURA RÁPIDA

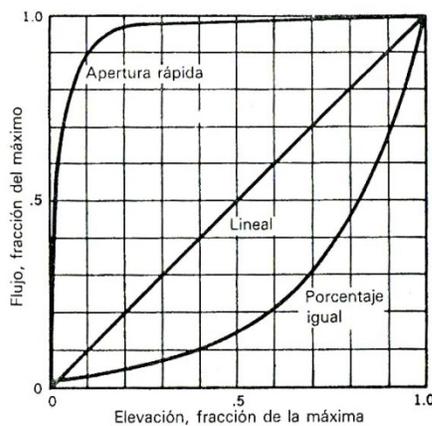
Para cierre o apertura totales, se utilizan machos de disco sencillo (para altas temperaturas) o disco doble (bajas temperaturas). El caudal aumenta en gran proporción al principio de la carrera del obturador llegando rápidamente al máximo.

### FLUJO LINEAL

Es aquel que permite el paso de un flujo que es proporcional a la elevación del vástago.

### PORCENTAJE IGUAL

Es aquel obturador que en cualquier posición con la misma cantidad de movimiento en él, produce el mismo porcentaje de cambio en el flujo.

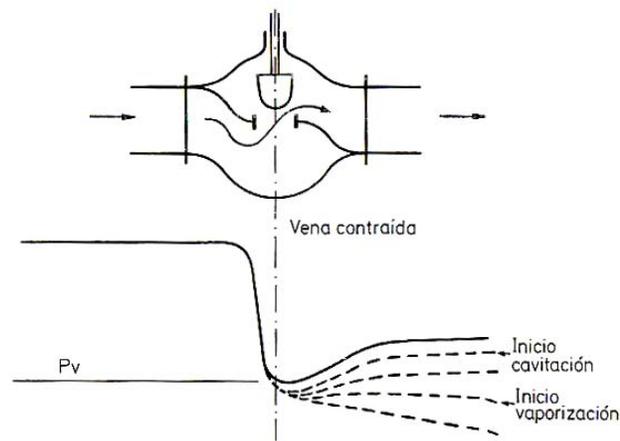


**Fig. 19 - Características inherentes de flujo de las válvulas. Fuente: Greene (1987).**

#### 2.1.13.3. CAVITACIÓN EN VÁLVULAS DE CONTROL

El mismo proceso de cavitación explicado en la sección 2.1.12 (cavitación de bombas) puede presentarse en las partes internas de una válvula, en la zona de estrangulación del líquido, llamada zona de *vena contraída* donde el fluido alcanza su máxima velocidad y mínima presión. A una cierta velocidad crítica en la vena contraída, la tensión de vapor del líquido llega a ser menor que la del vapor saturado, formando burbujas que colapsan (implosionan) si a la salida de la válvula la presión es superior a la presión de saturación del líquido. Esto es lo que se denomina como cavitación en válvulas de control, donde la continua formación y luego implosión de burbujas genera desde ruidos y vibraciones hasta el total desgaste del obturador de la válvula y otras zonas aledañas.

Cuando la presión de salida de la válvula se encuentra por debajo de la presión de vapor se produce la llamada vaporización (Fig. 20). En este caso las burbujas no llegan a colapsar debido a que la presión a la salida de la vena contraída no es lo suficientemente alta según Greene (1987) los flujos de líquido con vaporización presentan ruido pero en baja intensidad lo cual no suele ser un problema y los problemas de erosión pueden ser reducidos o eliminados dependiendo de la resistencia del material utilizado.



**Fig. 20 - Vaporización y cavitación en válvulas de control.**  
Fuente: Creus (1989). Modificación del autor.

#### 2.1.13.4. SELECCIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DE VÁLVULAS

Se debe seguir una serie de pasos para la elección del tamaño y tipo de válvula de control para ser colocada en un sistema dado. La correcta selección de una válvula implicará que esta regule de forma deseada para todos los rangos de carrera del obturador al igual que la carencia de cavitación en la válvula o la disminución de ruidos y vibraciones en la misma.

Para el cálculo de las dimensiones de las válvulas, los fabricantes han desarrollado un coeficiente que refleja y representa la capacidad de las válvulas de

control. Este coeficiente denominado Cv se define como el caudal de agua a 60°F en galones por minuto que pasa a través de la válvula en posición completamente abierta que produce una pérdida de carga de una libra por pulgada cuadrada (psi) entre las bridas de entrada y salida de la misma. Este término viene definido según la siguiente ecuación;

$$Cv = Q * \sqrt{\frac{G}{\Delta P}} \quad [24]$$

Donde el caudal se expresa en unidades de GPM (US) y la caída de presión a través de la válvula en psi. El Cv se determinará para varios niveles de caudal de modo de conocer el rango de control que tendrá la válvula no solo para velocidades máximas sino también para condiciones intermedias o mínimas.

Seguidamente se enunciarán los pasos a seguir para realizar una adecuada selección de válvula.

#### DEFINIR EL SISTEMA

Inicialmente se deben establecer las condiciones del sistema en el cual se instalará la válvula; a) la caída de presión total del sistema, ésta será determinada con el caudal máximo posible del sistema de bombeo y será el utilizado para todos los cálculos de Cv para así considerar los casos más desfavorables; b) la temperatura del fluido; c) los niveles de caudal a manejar por la estación de bombeo, máximos, mínimos y de operación; d) el diámetro de la tubería.

#### DEFINIR LA MÁXIMA CAÍDA DE PRESIÓN PERMISIBLE EN LA VÁLVULA

Si la caída de presión del sistema es menor de 20psig, se debe utilizar una caída de presión de 5psi en la válvula. Si en caso contrario la caída de presión del sistema es mayor de 20psig, se debe utilizar una caída de presión en la válvula del

25% del total del sistema (caída de presión determinada con el caudal máximo del sistema de bombeo).

#### CÁLCULO DEL CV

Se determinará el Cv para el caudal máximo y mínimo a manejar por el sistema.

#### ELECCIÓN DE LA VÁLVULA MEDIANTE TABLA DE CV

Inicialmente se debe elegir qué tipo de válvula se utilizará. Esto será mediante el estudio de la función que ésta debe desempeñar y las disponibles en el mercado. Una vez elegida el tipo la válvula se conocerá la característica de su obturador o macho con lo que se proseguirá con lo a continuación mencionado.

El fabricante debe suministrar una tabla de Cv (en la Fig. 21 se presenta una tabla de Cv para válvulas de igual porcentaje, inherente a la utilizada en este proyecto) donde se den los coeficientes correspondientes a varios rangos de apertura de obturador para cada diámetro de válvula disponible (en algunos casos solo se suministra el valor de Cv para la máxima apertura de obturador).

FLOW CHARACTERISTIC	VALVE SIZE		MAXIMUM TRAVEL	PORT DIA.	DESIGNS ED AND ET (FLOW DOWN)					DESIGN ES (FLOW UP)					
					Valve Opening, Percent of Total Travel										
	EN	ANSI (Inch)	mm	mm	10	30	70	100	100	10	30	70	100	100	
Equal Percentage	DN 25	1, 1.25	19	33.3	.793	2.20	7.83	17.2	.88	.783	1.86	9.54	17.4	.95	
	DN 40	1.5	19	47.6	1.52	3.87	17.4	35.8	.84	1.54	3.57	17.2	33.4	.94	
	DN 50	2	29	58.7	1.66	4.66	25.4	59.7	.85	1.74	4.72	25.0	56.2	.92	
	DN 65	2.5	38	73.0	3.43	10.8	49.2	99.4	.84	4.05	10.6	45.5	82.7	.93	
	DN 80	3	38	87.3	4.32	10.9	66.0	136	.82	4.05	10.0	59.0	121	.89	
	DN 100	4	51	111.1	5.85	18.3	125	224	.82	6.56	17.3	103	203	.91	
	DN 150	6	51	177.8	12.9	43.3	239	394	.85	13.2	41.1	223	357	.86	
	DN 200	8	76	203.2	27.0	105	605	818	.96	25.9	97.8	618	808	.85	

Fig. 21 - Coeficientes Cv para dimensionamiento de válvulas. Fuente: Fisher (2005).

Se deben comparar los valores de Cv obtenidos en el paso anterior con los de la tabla, una válvula indicada para el sistema que se desea debe ser una cuyos Cv calculados sean menores que los indicados en la tabla. Para tener un óptimo control

de la válvula se recomienda que el  $C_v$  máximo no sobrepase a un 80% de apertura ni el  $C_v$  mínimo sea menor del 10% (la válvula presenta mucho mejor control en el rango del 10-80% de apertura). Igualmente se recomienda que el tamaño de válvula elegido no sea menor que la mitad del diámetro de tubería donde será instalada.

Adicionalmente se debe tener en cuenta que en algunos casos el juicio desempeña un papel importante, ya que en algunos casos el sistema puede tener mayores periodos de operación en flujos máximos o viceversa, de modo que se debe tener buen conocimiento del sistema para una apropiada elección de válvula.

## **2.2. MECÁNICA DE MATERIALES**

A continuación se presenta una referencia al material teórico revisado y utilizado en este proyecto referente a la mecánica de materiales. Utilizados para determinar la ausencia de fallas estructurales de los elementos fabricados en este proyecto.

### **2.2.1. ESFUERZO Y DEFORMACIÓN**

Los conceptos fundamentales de esfuerzo y deformación pueden explicarse mediante la consideración de una barra cargada con fuerzas axiales (resultante de la acción de las fuerzas que pasa por el centroide de la sección transversal) en los extremos (Fig. 22.a). En este caso las fuerzas axiales producen un alargamiento en la barra que es lo que se denomina como deformación.

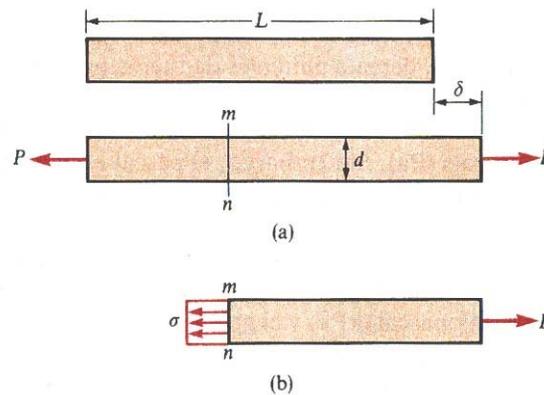


Fig. 22 - Barra prismática sujeta a tensión. Fuente: Timoshenko (1984).

Para analizar los esfuerzos internos de la barra originados por las fuerzas axiales, se requiere efectuar un corte imaginario en la sección  $mn$  (Fig. 22.a). Si de dicho corte se toma la parte derecha de la barra (Fig. 22.b), la carga  $P$  actúa sobre el extremo derecho, mientras del otro extremo ocurren fuerzas reactivas internas distribuidas de modo continuo en la sección  $mn$ . Dichas fuerzas son lo que se denominada como esfuerzo y se denotan con la letra sigma según la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad [25]$$

Siendo “ $A$ ” el área de la sección analizada. Si las fuerzas, como en el caso de la figura tensionan el elemento, se dice que los esfuerzos resultantes son *esfuerzos de tensión*. Si el sentido de las fuerzas es contrario, produciendo que la barra se comprima, se dice que son *esfuerzos de compresión*. Cuando el esfuerzo actúa perpendicular a la superficie del corte, se le denomina *esfuerzo normal*. Si el esfuerzo actúa paralelo a dicha superficie se le denomina *esfuerzo cortante*.

### 2.2.2. FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE

Si se considera una viga en voladizo sometida a cargas verticales, al analizar internamente la misma mediante cortes imaginarios a través de una sección

transversal, las fuerzas resultantes pueden ser reducidas a una *fuerza cortante*, la cual es una ejercida paralelamente a la sección transversal de la viga en estudio y un *momento flexionante* producto de esas fuerzas verticales cargadas en la viga. Estas fuerzas y momentos son las resultantes de esfuerzos distribuidos sobre la sección transversal y se les conoce en conjunto como *resultantes de esfuerzo*.

#### 2.2.2.1. DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE

Las fuerzas cortantes y los momentos flexionantes son funciones de la longitud de la viga en estudio, para un mejor análisis de dichas cargas se suelen realizar unas gráficas donde se muestre su variación.

Una de las principales características de estos diagramas es que la razón de variación de la fuerza cortante con respecto a “x” (longitud de la viga en estudio) es igual al valor de la carga, y la razón de variación del momento flexionante con respecto a “x” es igual al valor de fuerza cortante. Esto se muestra de manera diferencial por las siguientes fórmulas:

$$\frac{dV}{dx} = -q; \frac{dM}{dx} = V$$

#### 2.2.3. FLEXIÓN SIMÉTRICA EN VIGAS

Cuando una viga se carga con fuerzas cuyas resultantes pasan por su plano vertical de simetría, el eje longitudinal inicialmente recto se deforma adquiriendo una forma de curva, llamada *curva de deflexión* de la viga. A continuación se presentan los métodos utilizados para el cálculo de estos efectos sobre las vigas empleadas en el banco diseñado. Dichos efectos fueron estudiados para comprobar que los materiales utilizados no presentaran fallas durante la operación de la estructura.

Las ecuaciones para el cálculo de deflexión en vigas se presentan de la siguiente manera; si la deflexión en una viga se denota como “v” y la carga aplicada

sobre la misma como “q”, ambas variables funciones de “x” (longitud de la viga). Entonces se define que la cuarta derivada de la función deflexión es igual a la función de carga entre el módulo de elasticidad y la inercia de la viga. Esta ecuación diferencial se muestra a continuación:

$$\text{si } v = f(x) \Rightarrow \frac{d^4v}{dx^4} = \frac{q(x)}{EI} \quad [26]$$

De igual forma se definen las siguientes expresiones:

$$\frac{d^3v}{dx^3} = -\frac{V(x)}{EI} \quad [27]$$

$$\frac{d^2v}{dx^2} = -\frac{M(x)}{EI} \quad [28]$$

$$\frac{dv}{dx} = \phi(x) \quad [29]$$

De esta forma mediante la integración de las funciones de carga en la viga o del momento flexionante se puede obtener la función del ángulo de deformación y deflexión de la viga.

#### 2.2.3.1. MÉTODO DE SUPERPOSICIÓN

Debido a que las ecuaciones de la curva de deflexión de una viga son ecuaciones diferenciales lineales, es decir que todos los términos que contienen la deflexión “v” y sus derivadas están elevadas a la primera potencia únicamente. De aquí que las soluciones de las ecuaciones para casos donde varias condiciones de cargas se aplican pueden superponerse. Luego, la deflexión de la viga causada por varias cargas en diferentes condiciones, actuando simultáneamente, puede determinarse mediante la superposición de las deflexiones causadas por cada tipo de carga actuando en forma separada.

#### 2.2.4. ESFUERZOS AXIALES EN VIGAS

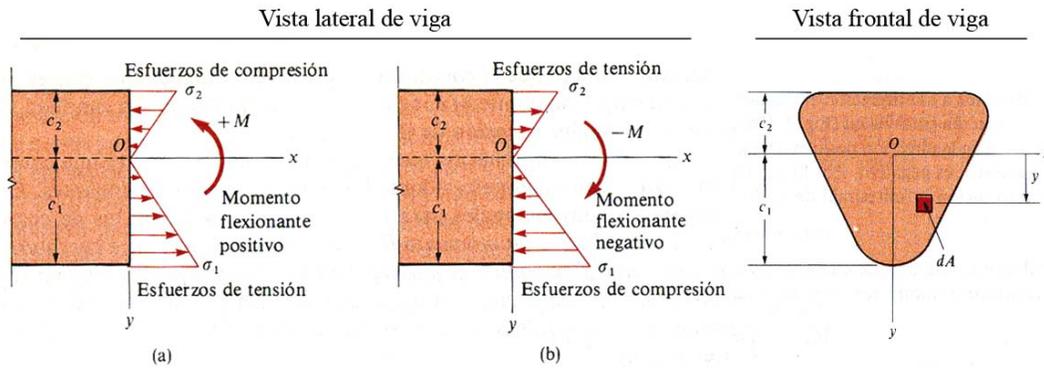
Las fuerzas cortantes y los momentos flexionantes explicados en la sección anterior generan esfuerzos internos en la viga a la cual someten, dichos esfuerzos deben ser analizados de modo tal que se elijan materiales cuyos esfuerzos máximos no se vean superados por las cargas a soportar.

Considerando una viga que cumple con las siguientes condiciones; (a) la sección transversal de la viga es simétrica respecto al eje vertical “y”; (b) el material cumple la ley de hooke ( $\sigma=E*\epsilon$ ); (c) el material no sobrepasa el límite proporcional; (d) las secciones transversales son planas antes y después de las deformaciones; (e) la carga lateral está contenida en el plano vertical de simetría; (f) se presenta flexión pura. El esfuerzo que se ejerce sobre ella se define según la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{M_x * y}{I_x} \quad [30]$$

Donde el esfuerzo máximo se determina utilizando el momento flexionante máximo generado en la viga y con la “y” máxima posible propia del perfil de viga en estudio. Sin embargo al momento de realizar elecciones de material se debe tener en cuenta un factor de seguridad de modo de evitar que el máximo esfuerzo que se genere en el material iguale o exceda su esfuerzo de fluencia produciendo una posible falla del mismo. Teniendo en consideración esto se tiene que el esfuerzo permisible en vigas se expresa de la siguiente manera:

$$\sigma = FS * \sigma_{PERM} = FS * \frac{M_x * y}{I_x} \quad [31]$$



**Fig. 23 - Sección lateral y frontal de viga cargada.**  
**Fuente: Timoshenko (1984). Modificación del autor.**

Tal como se muestra en la Fig. 23, la coordenada “y” tiene valor positivo hacia abajo y si el valor de esfuerzo calculado resulta positivo (“y” positiva con momento flexionante positivo o “y” negativa con momento flexionante negativo) se dice que es un *esfuerzo de tracción o tensión*, si resulta negativo (“y” negativa con momento flexionante positivo o “y” positiva con momento flexionante negativo) se dice que es un *esfuerzo de compresión*.

#### 2.2.4.1. TEORÍA GENERALIZADA DE LA FLEXIÓN PURA

Las ecuaciones y análisis mostrados anteriormente para flexión se basan en el estudio de vigas con perfiles simétricos donde los ejes de coordenadas son los ejes principales del mismo. Sin embargo en el caso dado que la viga tenga una forma asimétrica, esta debe ser analizada por un criterio de mayor complejidad el cual tome en consideración el hecho de que cargas asimétricas producen que el eje neutro (eje del plano imaginario donde los esfuerzos son nulos, es decir eje Z del plano XZ de la Fig. 23 o eje nn de la Fig. 24) tenga una cierta inclinación con los ejes de coordenadas en vez de estar alineado con los mismos.

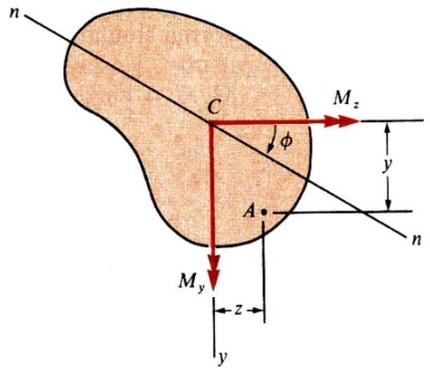


Fig. 24 - Flexión asimétrica. Fuente: Timoshenko (1984).

Según lo mencionado, para el estudio de los esfuerzos en vigas asimétricas, se emplea la siguiente ecuación

$$\sigma_X = \frac{(M_Y I_Z + M_Z I_{YZ})z - (M_Z I_Y + M_Y I_{YZ})y}{I_Y I_Z - I_{YZ}^2} \quad [32]$$

Esta ecuación es la denominada fórmula generalizada de la flexión, la cual se rige por los ejes y momentos mostrados en la Fig. 24, mientras que los términos de inercias son propiedades inherentes a la forma de la sección de la viga en estudio.

En el caso dado que los ejes coordenados se encuentren alineados con las cargas de la viga, dicha ecuación se simplifica como se muestra a continuación.

Si el  $M_Y=0$ , la fórmula de esfuerzos resulta de la siguiente forma:

$$\sigma_X = \frac{M_Z(I_{YZ} * z - I_Y * y)}{I_Y I_Z - I_{YZ}^2} \quad [33]$$

Si el  $M_Z=0$ , la fórmula de esfuerzos resulta de la siguiente forma:

$$\sigma_X = \frac{M_Y(I_Z * z - I_{YZ} * y)}{I_Y I_Z - I_{YZ}^2} \quad [34]$$

Al momento de la elección de material el criterio del uso de un factor de seguridad como se expresa en la sección anterior es aplicado de la misma forma para esta sección.

### **2.2.5. PANDEO DE COLUMNAS**

En la presente sección se mencionara al procedimiento para el estudio de inestabilidad en sistemas estructurales, el cual consiste en la determinación de parámetros críticos que permitan pronosticar la viabilidad de una cierta configuración de un sistema particular.

Considérese una barra de diámetro  $D$  actuando a modo de columna y sometida a una fuerza axial de compresión. Si dicha barra tuviera una longitud  $D$  o cercana a dicho valor, no surgirían problemas de inestabilidad en el sistema planteado y la carga a soportar podría ser considerablemente elevada dependiendo del material. Sin embargo si dicha barra tuviera una longitud de varios diámetros, al someterse a una carga axial aun siendo mucho menor que la generada en la barra corta, se podrían generar problemas de inestabilidad lateral presentándose pandeo en la barra y podría fallar o sufrir colapso. Debido a esto, aquellos elementos cuya configuración es la de una columna, deben ser estudiados bajo los procedimientos a continuación explicados.

Según el American Institute of Steel Construction (AISC) el cálculo para el esfuerzo crítico permisible que puede soportar una columna de acero estructural debe realizarse como se indica a continuación.

Inicialmente deberán introducirse dos términos; La esbeltez:

$$Esbeltez = \frac{L}{r} \quad [35]$$

Donde “L” es la longitud total de la columna y “r” es el radio de giro, propiedad inherente de la forma del perfil de la columna a utilizar y que puede ser determinado por la relación:

$$I = A * r^2 \quad [36]$$

El otro término a definir será el factor  $C_C$ :

$$C_C = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{\sigma_y}} \quad [37]$$

Luego si el término de esbeltez resulta ser mayor o igual que el factor  $C_C$ , el esfuerzo crítico permisible que podrá soportar la columna se determinará con la siguiente expresión:

$$\frac{L}{r} \geq C_C \Rightarrow \sigma_{CR PERM} = \frac{\pi^2 * E}{1,92 * \left(\frac{L}{r}\right)^2} \quad [38]$$

En cambio si la esbeltez resulta ser menor que el  $C_C$ , el esfuerzo se determinará como se muestra:

$$\frac{L}{r} < C_C \Rightarrow \sigma_{CR PERM} = \frac{\sigma_y}{F.S.} \left( 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{L}{r C_C} \right)^2 \right) \quad [39]$$

Donde el factor de seguridad a aplicar se determinará por la siguiente expresión:

$$F.S. = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} * \frac{L}{r C_C} - \frac{1}{8} * \left( \frac{L}{r C_C} \right)^3 \quad [40]$$

Luego si se desea tener la certeza de haber diseñado un sistema estructural estable, ausente de posibles fallas o pandeos, los esfuerzos al cual será sometido, con la configuración y dimensiones introducidas en las fórmulas debidas, no deberán ser mayores que los críticos determinados.

#### **2.2.6. TEORÍA DE PLACAS PLANAS**

Esta es la teoría empleada en este proyecto para el estudio del comportamiento de las láminas metálicas de un tanque bajo los efectos del peso del fluido que debe contener. Las fórmulas que se utilizan para estos cálculos deben seguir ciertas hipótesis mencionadas a continuación; (a) la placa es plana, de espesor uniforme y de material homogéneo e isótropo; (b) el espesor no excede a la cuarta parte de la dimensión transversal mínima, y la flecha máxima no es mayor que la mitad del espesor; (c) todas las fuerzas (cargas y reacciones) son normales al plano de la placa; (d) las tensiones que sufre la placa no sobrepasan el límite elástico (Roark, 1952).

Al momento de flectar una placa según las hipótesis planteadas previamente, la superficie media (equidistante entre la superior y la inferior) permanece libre de esfuerzos, otros puntos no pertenecientes a dicha superficie presentan esfuerzos biaxiales. Todas las líneas rectas perpendiculares a la superficie de la placa se conservan rectas, sin embargo adquieren cierta inclinación según mayor sea el esfuerzo aplicado. La intensidad del esfuerzo generado en un cierto punto de estas líneas será proporcional a la distancia de la superficie media por lo tanto los esfuerzos máximos (de compresión y tracción) se generarán a nivel de las superficies de la placa.

Para el estudio de un tanque de las características del diseñado para este proyecto, las fórmulas brindadas según Roark (1952) son las siguientes, donde se presenta la hipótesis de carga y las ecuaciones pertinentes.

*Caso 1:* Placa plana con un borde corto libre y los otros tres bordes apoyados bajo una carga distribuida variando linealmente a lo largo de la máxima dimensión (diagrama de la Fig. 25). Donde las ecuaciones pertinentes son las siguientes:

Máximo esfuerzo en la viga:

$$\text{Máx } s = \beta \frac{w*b^2}{t^2} \quad [41]$$

Máxima deformación en la viga:

$$\text{Máx } y = \alpha \frac{w*b^3}{E*t^3} \quad [42]$$

Donde  $\alpha$  y  $\beta$  pueden obtenerse por interpolación, de ser necesario, de la tabla mostrada en la Fig. 25.

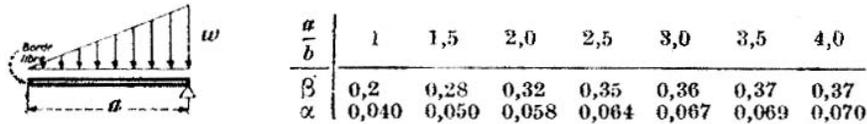


Fig. 25 - Diagrama y tablas para plancha cargada con borde corto libre. Fuente: Roark (1952).

*Caso 2:* Placa plana con un borde largo libre y los otros tres bordes apoyados bajo una carga distribuida variando linealmente a lo largo de la mínima dimensión (diagrama de la Fig. 26). Donde las ecuaciones pertinentes son las siguientes:

Máximo esfuerzo en la viga:

$$\text{Máx } s = \beta \frac{w*a^2}{t^2} \quad [43]$$

Máxima deformación en la viga:

$$\text{Máx } y = \alpha \frac{w*a^3}{E*t^3} \quad [44]$$

Donde  $\alpha$  y  $\beta$  pueden obtenerse por interpolación, de ser necesario, de la tabla mostrada en la Fig. 26.

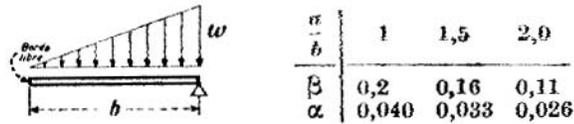


Fig. 26 - Diagrama y tabla para plancha cargada con borde largo libre. Fuente: Roark (1952).

En estas fórmulas, la carga distribuida generada por el peso del fluido que contiene el tanque sobre sus caras laterales es representada por los denominados prismas de presión, mostrados en la Fig. 27.

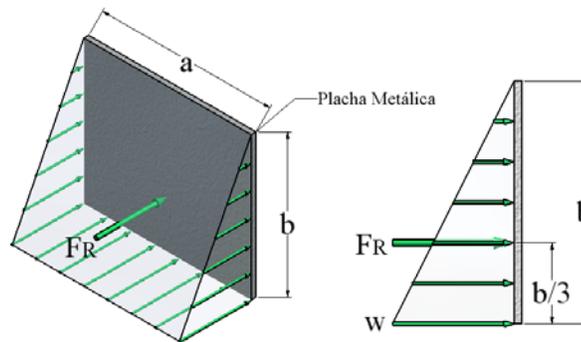


Fig. 27 - Prisma de Presión

Donde la fuerza resultante “ $F_R$ ” y la carga distribuida por unidad de área “ $w$ ” son expresadas de la siguiente manera:

$$w = \frac{1}{2} \rho * b \tag{45}$$

$$F_R = w * A_{PLANCHA} = \left( \frac{1}{2} \rho * b \right) * (a * b) \tag{46}$$

En dichas ecuaciones las fuerzas se deben expresar en Kg y las distancias en cm para que las unidades concuerden con los ábacos mostrados en las Fig. 25 y Fig. 26.

Los valores obtenidos de estas fórmulas serían comparados con las propiedades mecánicas de los materiales disponibles en el stock de la empresa a modo de identificar cual sería el indicado para soportar las tensiones a las cuales sería sometido.

### **2.2.7. ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN TUBERÍAS**

Un sistema de tuberías puede ser considerado como un sistema estructural encargado de permitir el paso de un fluido a determinadas presiones y temperaturas manteniendo su integridad física. Para que esta última premisa se cumpla es necesario realizar una serie de consideraciones y estudios al sistema y el tipo de tubería a utilizar, presentado esto a continuación.

#### **2.2.7.1. ESFUERZOS ADMISIBLES BÁSICOS**

Se definen según los términos de las propiedades de resistencia mecánica del material, obtenidos en ensayos de tracción para diferentes niveles de temperatura.

El esfuerzo admisible básico ( $S_h$ ), siempre que los niveles de temperatura sean tales que el fenómeno de la termo fluencia no tenga lugar, se define según la norma ASME B31.3-2002 como el menor valor resultante entre un tercio de la resistencia a la tracción y dos tercios del límite de fluencia a la temperatura de operación del fluido, con excepción para las tuberías de fundición o para materiales de pernos y tornillos. Esto significa que la tubería sería diseñada con factores de seguridad igual o mayor a 3 contra la fractura y 1.5 contra la fluencia

#### **2.2.7.2. ESFUERZOS DEBIDOS A PRESIÓN**

Tomándose en consideración una tubería de diámetro exterior  $d$ , diámetro interior  $D$  y espesor  $t$ . La presión que ejerce en fluido dentro de la tubería produce un esfuerzo tangencial o circunferencial  $\sigma_p$  que ocasiona un aumento en el diámetro de

la tubería y un esfuerzo longitudinal  $\sigma_{LP}$  que produce un aumento en la longitud de la misma.

El esfuerzo tangencial viene determinado según la siguiente ecuación:

$$\sigma_P = \frac{P*d}{2t} = \frac{P*(D-2t)}{2t} = \frac{P*D}{2t} - P \quad [47]$$

Donde en primera instancia se expresa en términos del diámetro interno, luego se hace en términos del diámetro externo. Según la norma ASME B31.3-2002 esta ecuación es ajustada por un coeficiente (Y) proveniente de mediciones experimentales, las cuales tienden a reforzar el uso de una ecuación parecida a la que se obtendría utilizando el diámetro medio. Dicha ecuación resultaría de la siguiente manera

$$\sigma_P = \frac{P*D}{2t} - Y * P \quad [48]$$

Dicho coeficiente viene tabulado en la norma ya mencionada según el material de fabricación y la temperatura a la cual operará.

Luego para que la tubería no falle por presión es necesaria cumplir con lo siguiente:

$$\sigma_P < Sh * E \quad [49]$$

Donde “E” es un factor llamado factor de calidad, el cual puede ser interpretado según sea el caso, como un factor de calidad de la fundición ( $E_C$ ) para tuberías de hierro fundido o como un factor de calidad de la soldadura ( $E_J$ ) para tuberías de acero con costuras. Estos valores se encuentran tabulados en la norma ya mencionada.

Sustituyendo estas últimas 2 ecuaciones y despejando el espesor de tubería se obtiene:

$$t > \frac{P*D}{2(SH*E+Y*P)} \quad [50]$$

Esta ecuación debe incluir las tolerancias mecánicas (profundidades de roscas o entallas) más las tolerancias por corrosión y erosión, designando como “c” la suma de estas, para dicho factor se establece que para una tubería roscada debe asumirse la profundidad de la rosca, valor que fue extraído de la norma ASME B31.3-2002, en superficies pulidas o maquinadas se debe asumir el valor de 0,5 mm. Agregando este término se obtiene la ecuación presentada a continuación, la cual representa el espesor mínimo de tubería requerido considerando los efectos de presión interna generados por el fluido de trabajo.

$$t = \frac{P*D}{2(SH*E+Y*P)} + c \quad [51]$$

Esta ecuación fue la utilizada para el cálculo del espesor mínimo requerido por la tubería del banco de pruebas.

### 2.2.8. FUNDACIÓN

También denominada cimiento, es el elemento que pone en contacto con la tierra aquella estructura a la cual se encuentra consolidada, su función es la transmisión de la carga muerta de la estructura y el efecto dinámico de las cargas móviles que actúan sobre ella.

La carga hace que el suelo se deforme, se hunda y es exigencia primordial que los asientos de las distintas partes de una fundación sean compatibles con la resistencia general de la estructura. El comportamiento del suelo es decisivo en el

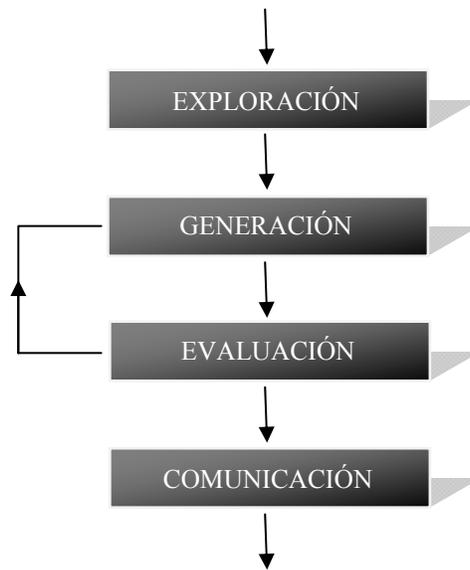
éxito de la cimentación. La ejecución de un cimiento supone la de un movimiento de tierra, previo a la construcción del mismo.

### **2.3. PROCESO DE DISEÑO**

Tablante (citado por Gudiel, 2005) define el diseño como el proceso de transformar recursos, humanos o materiales en productos o sistemas con el fin de satisfacer una necesidad.

Se han realizado numerosos intentos de elaborar mapas o modelos que describan dicho proceso, en general dichos modelos hacen énfasis en la importancia de generar un concepto de solución en una etapa temprana del proceso, reflejando de esta manera la naturaleza enfocada a la solución del pensamiento en el diseño. Esta conjetura de solución inicial se somete después a análisis, evaluación, refinamiento y desarrollo. En ocasiones este último paso muestran fallas fundamentales en la conjetura inicial y ésta tiene que abandonarse, generarse un nuevo concepto y volver a comenzar el ciclo de depuración (Cross, 2005).

En base a esto Cross (2005) desarrolló un modelo descriptivo sencillo mostrado en la Fig. 28 para el proceso de diseño, basado en las actividades esenciales que realiza el diseñador. El punto culminante de éste modelo es lo que el autor denomina *comunicación* de un diseño, el cual consiste en presentar los planos y demás detalles al encargado de la construcción para que fabrique el proyecto ya terminado. Previo a este paso la propuesta de diseño se somete a una *evaluación* comparándola con las metas, restricciones y criterios del planteamiento del diseño. La propuesta misma surge de la *generación* de un concepto por parte del diseñador, generalmente después de alguna *exploración* inicial del espacio del problema.



**Fig. 28 - Modelo para el proceso de diseño.**  
**Fuente: Cross (2005). Modificación del autor.**

Como se explicó anteriormente, existen casos en los que la propuesta generada no cumple con los requisitos necesarios, lo cual es detectado en la etapa de evaluación, en dicho caso se debe elegir un nuevo concepto más satisfactorio, de aquí que se muestre un ciclo iterativo de retroalimentación desde la etapa de evaluación hasta la etapa de generación (Cross, 2005).

Este modelo sintetizado de generación de soluciones para un problema de diseño será el utilizado en este trabajo especial de grado.

### **2.3.1. MÉTODO DEL ANÁLISIS DE FUNCIONES**

Método utilizado para establecer las funciones requeridas y los límites del sistema de un nuevo diseño. El paso inicial de éste método consta en ver el diseño a realizar como una “caja negra” la cual va a convertir unas entradas en salidas, de manera de definir la función principal y más general del mismo. A continuación se descompone la función general en un conjunto de funciones esenciales, estas son las que se deberían realizar dentro de la “caja negra” la cual ahora se hace “transparente”

de modo que se dibuje un diagrama de bloque que muestre las interacciones entre dichas funciones (Cross, 2005).

Con éste método se puede tener la certeza de conocer todas las funciones necesarias que debe cumplir el diseño a realizar.

## CAPÍTULO III

### MARCO METODOLÓGICO

El presente capítulo intenta guiar al lector de la forma más detallada posible sobre todo el proceso realizado en la elaboración del actual trabajo, partiendo desde el planteamiento del problema y su respectiva investigación, hasta la solución final y respectivo análisis.

Para dicho proceso, debido a que el principal objetivo era el del *diseño* de un banco de pruebas, se utilizó el modelo simplificado de 4 etapas, explicado en el capítulo anterior, del proceso de diseño expuesto por Cross (2005). Dicho modelo llevado al tema que incumbe a este trabajo, se puede desglosar de la siguiente manera:

*Análisis del problema (exploración)*; en esta primera etapa se realizó el estudio teórico del tema a tratar, se efectuaron actividades en la empresa de manera de empaparse del problema que generó este trabajo de grado a la vez que se buscaban identificar las condiciones y limitaciones que afectarían la solución final.

*Formulación de propuestas (generación)*; en esta etapa se realizaron distintas propuestas guiándose en los requerimientos necesarios, en una primera fase, el proceso de generación se desglosó en sub-problemas aislados los cuales se resolverían independientemente, en la siguiente fase se estudió el problema en general como un todo.

*Análisis de las propuestas (evaluación)*; esta etapa fue la que determinó cual de las propuestas planteadas en la generación era la más adecuada o cumplía a mayor cabalidad los requerimientos establecidos, en algunos casos si la propuesta no era la

adecuada se debía volver a la etapa de generación para luego volver a realizar la respectiva evaluación.

*Dimensionamiento (comunicación)*; ya finalizado el proceso de diseño, se debía realizar la construcción de la propuesta final, por lo cual se realizaron los distintos planos y especificaciones (protocolos de uso y rutinas de mantenimiento) para la construcción del artefacto en cuestión.

*Pruebas*; un último paso independiente del proceso de diseño fue el de la puesta en marcha del banco de pruebas en el cual se realizaron las pruebas de los distintos tipos de bombas disponibles para el momento en la empresa donde se realizó este trabajo.

Ya explicados en general los pasos realizados para el cumplimiento de los objetivos fijados, se pasará a explicar en detalle cada proceso por separado.

### **3.1. ANÁLISIS DEL PROBLEMA**

Esta es la primera etapa del proceso de diseño, aquí se realizó toda la investigación teórica y de campo, para estar al tanto del problema en cuestión y poder definir todas las variables que intervenían en el problema.

#### **3.1.1. RECOPIACIÓN BIBLIOGRÁFICA**

Este fue el primer paso realizado, aquí se busco información en libros de texto sobre: (a) bombas para fluidos incompresibles, (b) propiedades de fluidos incompresibles, (c) bombas sumergibles, (d) cavitación en bombas, (e) bancos de pruebas para bombas, (f) obtención de curvas características de bombas, (g) instrumentos de medición, (h) literatura sobre redacción de trabajos especiales de grados, entre otros.

Esta fue una etapa que como es de esperarse se mantuvo en constante vigencia ya que cada nueva actividad demandaba un conocimiento extra del tema. Aquellos conceptos que tuvieron mayor incidencia en la realización de esta obra ya sea directa o indirectamente fueron plasmados en resumen en el capítulo II.

### 3.1.2. ACTIVIDADES EN LA EMPRESA

Para estar al tanto de la magnitud del problema y el origen de la misma, se procedió inicialmente a conocer el funcionamiento de la empresa Constructora Norberto Odebrecht, se realizaron varias visitas de campo en las distintas áreas de trabajo de la empresa.

#### 3.1.2.1. VISITAS A TRINCHERAS ABIERTAS

En primera instancia se realizaron varias visitas a las trincheras, explicadas en el capítulo I, donde se realizaban trabajos de excavación, en este sitio se pudo identificar el uso de los dos grupos de bombas las cuales debían ser probadas en el banco de pruebas; (a) las bombas sumergibles para pozo profundo y (b) las bombas sumergibles de achique. Las primeras eran colocadas en pozos de aproximadamente 5 pulgadas (12,7cm) de diámetro mostrados en la Fig. 29, los cuales previamente habían sido recubiertos con tubos ranurados (Fig. 30) para permitir el paso del agua subterránea la cual sería removida por la bomba en cuestión.



**Fig. 29 - Pozos para bombas.**



**Fig. 30 - Tubos ranurados para pozos.**

Este proceso de montaje es de alta complejidad y requiere de al menos 4 personas y el uso de una grúa para levantar los tubos (los cuales son de 6 metros de longitud) que comunicarán a la bomba con la superficie, la cantidad de tubos que se enrosquen entre sí dependerá de la profundidad en que se desea que quede la bomba. La duración de este proceso es de aproximadamente medio día y puede observarse en la Fig. 31, momento en el cual mientras la grúa mantenía verticalmente uno de los tubos, los obreros enrosocaban este mediante un anillo al conjunto inferior conformado por las tuberías ya conectadas y la bomba al final del sistema, los cuales ensamblados momentos antes ya se encontraban por debajo del nivel superficial.



**Fig. 31 - Montaje de bomba para pozo profundo.**

Vale destacar que este es un proceso a realizar de manera meticulosa por sus altos niveles de riesgo, ya que mientras se enrosca, la tubería en cuestión debe mantenerse erguida, para esto se coloca en un extremo del tubo un anillo con una

cabilla soldada en forma de “U”, a este artefacto se conecta el gancho de una grúa para así poderlo elevar. Una vez realizado esto se da vuelta a la tubería (Fig. 32) de modo que se enrosque al conjunto inferior (tuberías-bomba) mientras la grúa la mantiene en posición vertical, aquí se debe cuidar de dos situaciones de potencial riesgo; (a) mientras se enrosca la tubería al conjunto inferior, esta se puede desenroscar del anillo que la sujeta a la grúa en cuyo caso puede caer y afectar tanto a personal humano como a maquinarias o (b) al momento de enroscar al conjunto inferior, el cual se apoya a dos planchas metálicas solapadas, mostradas en la Fig. 33, éstas pueden soltarse produciendo la caída del conjunto al fondo del pozo, incidente que en la mayoría de los casos resulta en la pérdida tanto del pozo como de la bomba y la cantidad de tuberías que hasta el momento hayan sido ensambladas.



**Fig. 32 - Proceso de enrosque de tubería a conjunto inferior.**

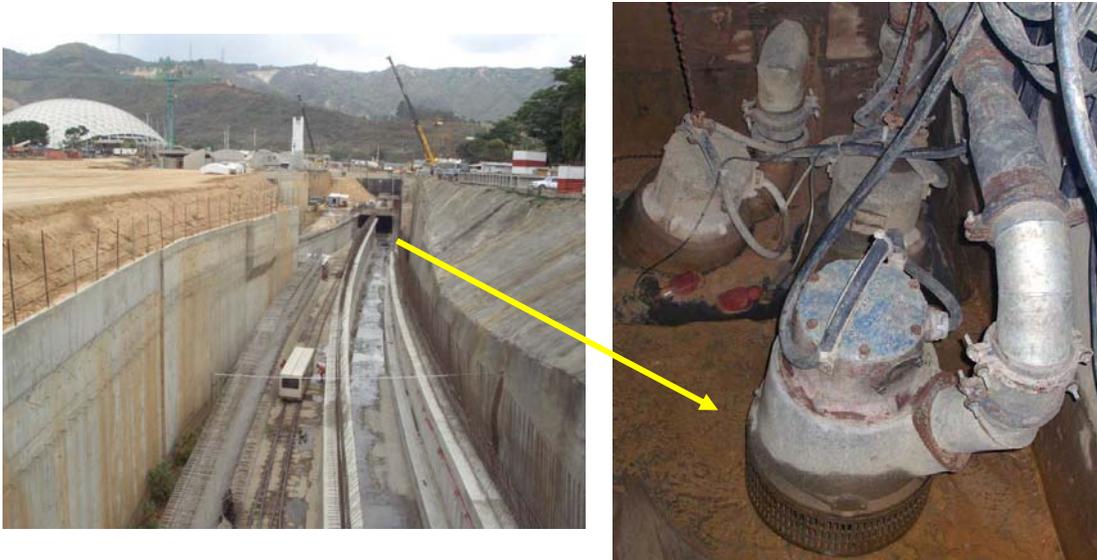


**Fig. 33 - Planchas metálicas para sujeción de conjunto inferior.**

El otro tipo de bombas utilizadas en las llamadas trincheras, las sumergibles de achique, tienen otro fin distinto a las antes mencionadas, estas se utilizan para desalojar acumulaciones de cualquier fluido (agua, lodo cemento) que se puedan generar en el área de trabajo por consecuencia de lluvias, limpieza de maquinarias u

otras situaciones. Ya que dicho terreno se encuentra a la intemperie y generalmente presenta irregularidades en su superficie, estos casos son muy comunes para estos tipos de actividades de construcción.

Este tipo de bombas no presentan un proceso de montaje tan complejo como las de pozo profundo ya que en su fácil manejo está basado su diseño, sin embargo algunos modelos, ya que las exigencias del trabajo así lo requieren, son de grandes dimensiones debido a que grandes caudales han de manejar y por esto su maniobra no es sencilla, en la Fig. 34 se observa un montaje de 3 bombas flygt 2151 las cuales se encargaban de desalojar el exceso de agua de lluvias de la trinchera en la estación “la rinconada”.



**Fig. 34 - Montaje de bomba de achique en fondo de trinchera.**

En estos casos es importante que las bombas operen adecuadamente y en el tiempo requerido ya que de presentarse paradas no programadas podría existir el riesgo de inundación con la posible pérdida de equipos y peligro al personal.

### 3.1.2.2. VISITA A TÚNELES EN ESCUDO

También se realizaron varias visitas a los denominados “túneles en escudo” donde la maquina tuneladora o “topa”, la cual como se explicó en el capítulo introductorio se encarga de realizar los túneles por donde futuramente se movilizarán los trenes del próximamente ampliado sistema metro. En la misma se identificó que las bombas de achique aquí utilizadas eran de menores dimensiones ya que los espacios de maniobra son reducidos y su uso era para casos especiales en los que alguna falla se presentara, en la Fig. 35 se observa el uso de una bomba flygt 2102 usándose para succionar un bote de mortero (mezcla de cemento y arena cuyo fin es lograr una mejor unión y hermetismo entre los segmentos del túnel y la tierra que lo rodea) que se presentó al momento de su inyección.



**Fig. 35 - Uso de bombas de achique en la máquina tuneladora.**

Otro uso dado a las bombas de achique en el túnel era para aumentar la presión a la línea de desagüe proveniente de la topa, para esto se establecieron pequeñas estaciones de bombeo (Fig. 36) las cuales consistían en un tanque de decantación donde se depositaba el agua de desecho proveniente de la topa y una bomba flygt 2151 con su respectivo flotador (regulador de nivel resaltado con el círculo amarillo) el cual al registrar un límite establecido del nivel del fluido accionaba la bomba enviando el agua a la siguiente estación de bombeo o a la superficie según fuera el caso.



**Fig. 36 - Estación de bombeo para agua de desecho.**

Como conclusión del trabajo realizado en campo se identificaron los distintos usos que se dan a las bombas tanto de achique como de pozo profundo en las distintas actividades que realiza la empresa, igualmente se pudo verificar que en la mayoría de los casos estas bombas son utilizadas en momentos críticos y cuando no es éste el caso, su proceso de colocación es el crítico, por lo que se necesita que dichas bombas tanto cuando se vayan a utilizar como cuando vayan a ser colocadas, se tenga la certeza de que van a funcionar correctamente y durante el periodo de tiempo esperado.

### **3.1.3. ESTABLECIMIENTO DE CONDICIONES PARA LAS PRUEBAS**

Una vez definidos los tipos de bombas para los cuales el diseño del banco se debía orientar, se debían definir las condiciones de operación de cada equipo de modo que estos pudieran funcionar de manera óptima en el banco de pruebas.

Caudales límites; inicialmente se debían tener en cuenta los valores de caudal límites que podían manejar bomba, de manera que los componentes de los que constara el banco a diseñar pudieran soportarlos de manera plena. A continuación se presentan en la Tabla 1 los valores máximos y mínimos para cada una de los cuatro tipos de bombas a probar en el banco de pruebas, algunos modelos presentaban

distintos tipos de configuraciones dependiendo del impulsor con el que se ensamblaran; HT para grandes alturas de elevación; MT para alturas medias de elevación; LT para bajas alturas de elevación.

**Tabla 1 - Caudales límites de bombas a estudiar.**

	<b>Caudal Mínimo [l/s]</b>	<b>Caudal Máximo [l/s]</b>
Leão S35-04	6,94	13,88
Flygt 2052	1	8
Flygt 2102 MT	5	35
Flygt 2102 HT	5	20
Flygt 2151 LT	10	90
Flygt 2151 HT	10	35

Altura de Sumersión; otro dato importante a la hora del diseño del banco era el nivel de sumersión recomendado al cual debían operar las bombas (Tabla 2), las de achique sin embargo al estar diseñadas para funcionar incluso en condiciones de vacío, es decir en seco (aunque no es recomendable su uso prolongado en dichas circunstancias) no presentaban un valor mínimo de altura al cual debían estar sumergidos, al contrario si presentaban un valor máximo de sumersión. El modelo de bomba de pozo profundo si presentaba un nivel mínimo de sumersión del cual más adelante se realizarán ciertas consideraciones.

**Tabla 2 - Profundidades límites de sumersión.**

	<b>Profundidad máxima de sumersión [m]</b>	<b>Profundidad mínima de sumersión [m]</b>
Leão S35-04	100	6
Flygt 2052	20	-
Flygt 2102	20	-
Flygt 2151	20	-

En el caso de la bomba Leão S35-04 cuando la altura de sumersión fuera igual o mayor a cien metros se debería colocar válvulas de retención intermediarias.

#### **3.1.4. MÉTODO DE PRUEBA A UTILIZAR**

Finalmente para poder pasar a la etapa de generación de soluciones se debía definir el método a utilizar por el banco de pruebas para la obtención de las curvas características de las bombas. Se partió de las dos propuestas explicadas en el capítulo anterior sección 2.1.9 (obtención de curvas características).

Por motivos de simplicidad, se deseaba que el fluido del tanque de succión que emanara de la bomba regresara al mismo, siendo este un ciclo cerrado, de manera que tanto el tanque de succión como el de descarga debían ser el mismo. Por esto se optó por la opción del “aumento de pérdidas en el sistema” ya que la otra opción planteada, la del “aumento de diferencia de cotas” requeriría de dos tanques separados, caso no deseado debido a los elevados niveles de caudal a manejar.

De manera que el tanque donde se sumergiría la bomba sería tanto el de succión como el de descarga, en pasos posteriores se presentará la explicación del cómo de su diseño.

#### **3.2. GENERACIÓN DE PROPUESTAS PARA EL BANCO DE PRUEBAS**

En esta sección se estudiarán las especificaciones y funciones que el banco de pruebas debe cumplir, generando así distintas propuestas tanto en casos aislados, donde se estaría hablando de sub-problemas, como al momento de analizar el banco como un todo. Junto con cada propuesta se realizará un análisis de modo de determinar cuál es el más indicado.

### 3.2.1. ESPECIFICACIONES DEL DISEÑO

Ya definidos los principios generales bajos los cuales iba a funcionar el banco, se debían establecer las funciones que éste debía desempeñar para llevar a cabo su objetivo y con esto comenzar el proceso de generación de soluciones.

Para el establecimiento de dichas funciones se utilizó el *método del análisis de funciones* explicado en la sección 2.3.1, sin embargo antes de poder realizar dicho método se debían definir las especificaciones requeridas por el diseño, mostradas en la Tabla 3.

**Tabla 3 - Especificaciones del banco de pruebas**

<b>CONDICIONES GENERALES</b>	
Dimensiones del tanque	Optimo para las 4 tipos de bombas (Leão S35-04, Flygt 2052, Flygt 2102, Flygt 2151).
Fácil montaje de bombas	Deseable
Conexión rápida de manguera de bombas al sistema del banco	Deseable
Banco desarmable	Requerido
De colocación en cualquier terreno plano	Requerido
<b>CONDICIONES DE OPERACIÓN</b>	
Tipo de fluido	Agua pura
Temperatura de fluido	25°C (ambiente)

Una vez definidas las especificaciones del diseño, éstas fueron tomadas en cuenta para el establecimiento de las funciones que se debían desempeñar a fin de lograr los objetivos establecidos.

### 3.2.2. DETERMINACIÓN DE FUNCIONES Y SUB-PROBLEMAS

Como fue reseñado en la sección 2.3.1. (método del análisis de funciones), inicialmente se debía tomar al diseño en cuestión como una “caja negra” en la cual

ciertas entradas se convirtieran en salidas, siendo una de estas salidas la curva característica de la bomba objetivo primordial del diseño en proceso.



Fig. 37 - Modelo de sistemas de la "caja negra" para el banco de pruebas.

Este primer paso del método puede observarse diagramado en la Fig. 37. A continuación se descompuso la función general en un conjunto de sub-funciones secundarias que comprenden todas las actividades que deben realizarse dentro de la caja negra para obtener las salidas deseadas. Estas funciones secundarias se diagramaron en la Fig. 38. Donde se muestran las interacciones entre dichas funciones a su vez se puede identificar el límite del sistema en línea punteada de manera que se puede saber qué es lo que realizará el banco y que trabajo deberá realizar el operador con los datos obtenidos del mismo.

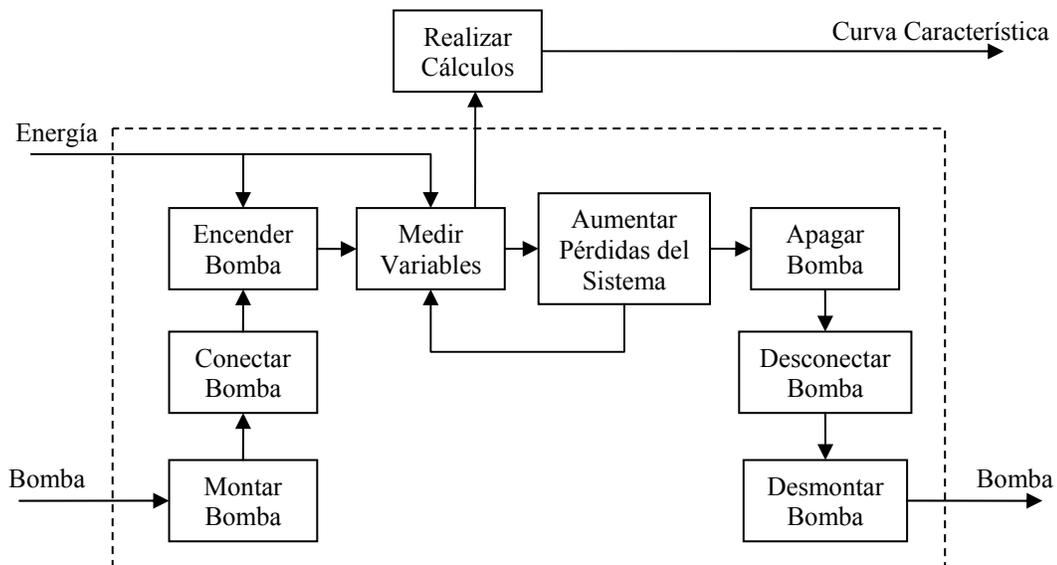


Fig. 38 - Modelo de sistemas de la "caja transparente" para el banco de pruebas.

Las funciones a realizar por el banco, arrojadas con el uso del modelo utilizado fueron;

- El montaje y desmontaje de la bomba en el banco.
- La conexión y desconexión de la bomba al sistema de tuberías del banco.
- El encendido y apagado de la bomba.
- La medición de las variables.
- El aumento de las pérdidas del sistema de tuberías del banco.

Otra función la cual será realizada por el operador, ya que se encuentra fuera de la región que delimita el sistema, es;

- Realizar los pertinentes cálculos con los datos obtenidos para la obtención de la curva característica.

De las funciones antes enumeradas se plantearon los siguientes sub-problemas;

- Diseño del tanque
- Montaje de bombas
- Medición de variables
- Aumento de las pérdidas del sistema
- Diseño del sistema de tuberías
- Conexión de bombas a sistema de tuberías

Estos serán analizados de forma individual para luego ser agrupados y formar el diseño final como un conjunto integrado.

### 3.2.3. GENERACIÓN Y EVALUACIÓN DE SOLUCIONES DE SUB-PROBLEMAS

En esta sección se generaron diversas soluciones a cada sub-problema por separado, las cuales luego fueron evaluadas sus pros y contras para poder obtener la sub-solución más adecuada al proyecto en desarrollo.

#### 3.2.3.1. GENERACIÓN DE SOLUCIONES

A continuación se presentan las respectivas propuestas realizadas para cada uno de los sub-problemas mencionados anteriormente, en algunos casos no son varias las opciones, sino una única propuesta la cual era la más adecuada tomando en consideración las limitaciones a la cual se sometía el diseño.

#### DISEÑO DEL TANQUE

Para el diseño del tanque se utilizó el recomendado por el manual de operaciones de las empresas ITT Flygt (1981). En él se dan las características que debe tener una estación de bombeo para bombas sumergibles de la marca ya mencionada. Mostrado en la Fig. 39 se puede notar el esquema del diseño que deben tener estas estaciones, sus principales características se mencionan a continuación;

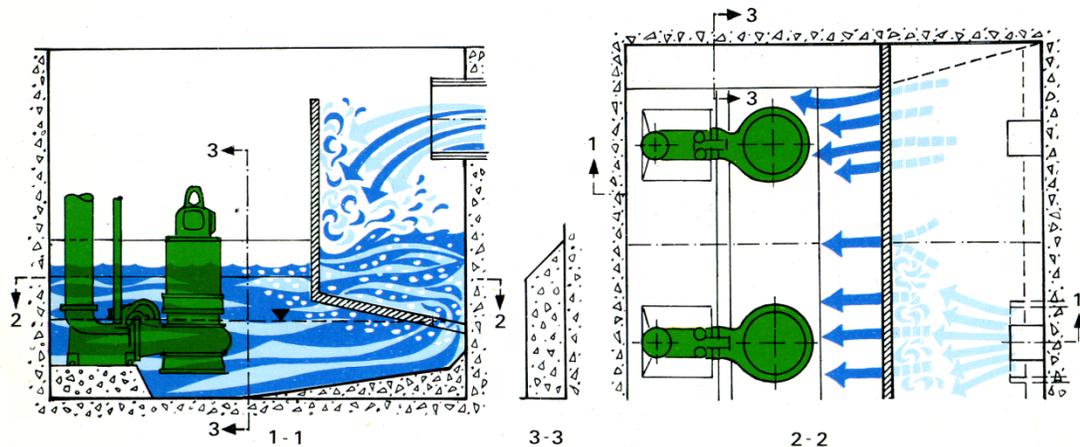


Fig. 39 - Dibujo esquemático del pozo de bombas. Fuente: ITT Flygt (1981).

**Tubo de entrada;** debería colocarse en la región central de la pared opuesta a las bombas, su saliente deberá ajustarse de modo que al entrar agua, choque contra la división vertical antes de ser deflectada al fondo de la cámara tranquilizadora de entrada. En caso de caudal reducido y bajo nivel de agua, ésta no deberá caer directamente sobre las aberturas del fondo de la cámara tranquilizadora (ITT Flygt, 1981).

**Cámara tranquilizadora de entrada;** una pared vertical situada enfrente del tubo de entrada impide que el agua caiga directamente al pozo de bombas y produzca burbujas de aire que puedan luego ser succionadas por los equipos. Al mismo tiempo la energía cinética del agua queda reducida al producirse el golpe contra la pared (ITT Flygt, 1981).

**Rebosadero;** la parte superior de la pared divisoria entre la cámara de entrada y la cámara de bombas deberá estar a un nivel ligeramente más alto que la línea central del tubo de entrada. Tal como se muestra en la Fig. 40, deben colocarse rebosaderos para impedir que el nivel de agua alcance al tubo de entrada en caso de que los caudales de entrada de agua sean elevados o en caso de que la abertura inferior en la cámara tranquilizadora se encuentre obstruida (ITT Flygt, 1981).

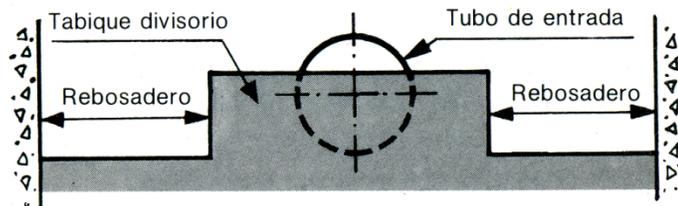


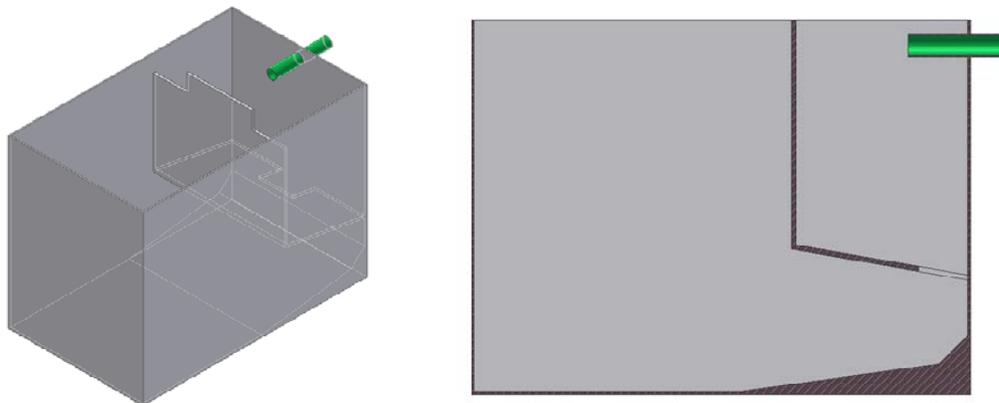
Fig. 40 - Dibujo esquemático del rebosadero. Fuente: ITT Flygt (1981).

**Fosa de bombas;** su diseño asegura un flujo regular de agua, sin turbulencias ni remolinos hacia las bombas. El caudal entrante se distribuye mediante el agujero que se encuentran en el fondo de la cámara de entrada en frente de cada bomba. Las burbujas de aire que entran con el agua a la cámara de bombas se elevan a lo largo del

fondo inclinado de la cámara tranquilizadora y salen a la superficie cerca de la pared tranquilizadora vertical. La inclinación del fondo debajo del agujero esta ideada para evitar la formación de sedimentos en dichas zonas (ITT Flygt, 1981).

*Diseño y dimensionamiento de la fosa de bombas*; el manual de operación también sugiere algunas de las medidas que deben tener estos tipos de pozos, sin embargo estos pozos son diseñados para bombas cuyos caudales de operación son mucho mayores a los manejados por las bombas a estudiar en este trabajo, de modo que se tomaron éstas medidas como referencia, y se le realizaron ciertas modificaciones siguiendo criterios de disponibilidad de espacio y relación entre las bombas para el cual fue escrito el manual consultado y las bombas concernientes a este trabajo de grado.

Finalmente siguiendo los criterios proporcionados por el manual de operación, se llegó a la propuesta mostrada en la Fig. 41, la cual engloba la mayoría de las características de un pozo de bombas, sin embargo llevado a la idea de un tanque movable.



**Fig. 41 - Solución propuesta para el diseño del tanque.**

## MONTAJE DE BOMBAS

Para el proceso de elevación de las bombas se planteó un sistema el cual constara de un conjunto de trolley-hoist mostrado en la Fig. 42, el cual se pudiera movilizar con libertad en un sistema de vigas para el cual se realizaron las siguientes propuestas mostradas en la Fig. 42 y explicadas a continuación:

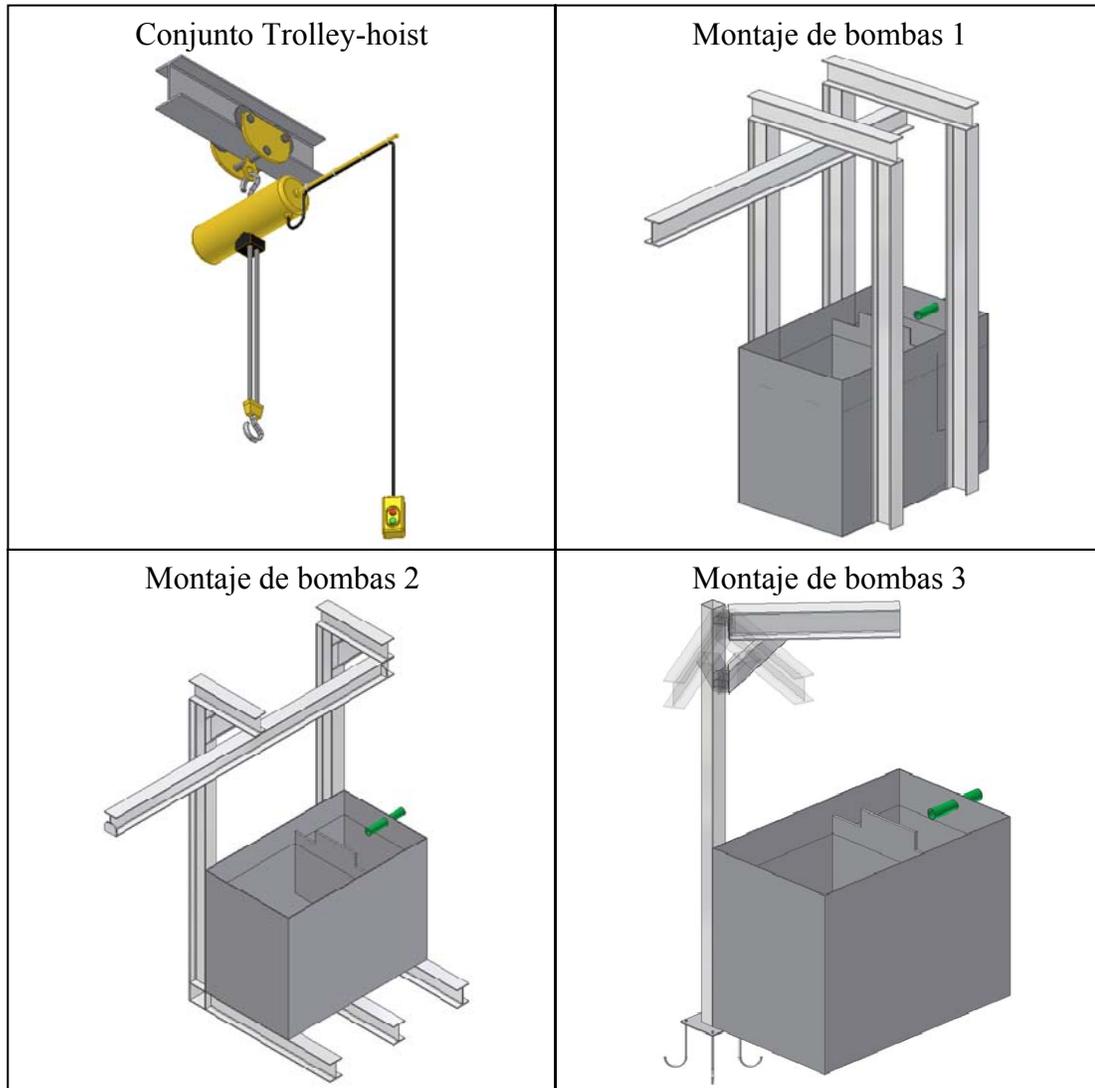


Fig. 42 - Propuestas planteadas para el montaje de bombas.

*Conjunto trolley-hoist*; consta de un hoist o “señorita”, como se le conoce coloquialmente, el cual según se observa se planteó con un modelo eléctrico, sin

embargo puede ser sustituido por uno de cadena manual dependiendo de las limitaciones de costo. Este equipo se sujeta a una viga de tipo I mediante un “trolley”, el cual es un patín que permite la movilización de cualquier objeto que se le enganche a éste a todo lo largo de una viga del tipo ya mencionado.

**Montaje de bombas 1;** consta de cuatro vigas que sirven de base o columnas para otras dos a las cuales se consolida una viga por la cual se moverá el conjunto trolley-hoist. No necesita de una fundación de soporte entre las 4 vigas base y el piso.

**Montaje de bombas 2;** esta configuración es parecida al ya explicado anteriormente, sin embargo consta de solo dos vigas como base o columnas pero debe llevar un sistema de vigas en la parte inferior a modo de soporte para evitar el volcamiento.

**Montaje de bombas 3;** en este caso solo hay una viga base o columna (anclada en su base por una fundación, sección 2.2.8. (fundación) a la cual mediante un sistema de pivote se conecta otra viga por la que se movilizará el conjunto trolley-hoist. De esta forma la viga puede girar una cierta cantidad de ángulos.

#### MEDICIÓN DE VARIABLES

Se debía elegir la instrumentación de la cual dispondría el banco para la medición de las variables con las que se obtendrían las curvas de las bombas a ensayar. Se decidió que las variables a medir serían: (a) caudal y (b) presión de la línea con los cuáles se obtendría la curva características. Para la obtención de las curvas de potencia y eficiencia era necesaria la medición de corriente, voltaje y factor de potencia (según lo expresado en la sección 2.1.10. obtención de curvas de eficiencia y potencia) para cada punto de operación, sin embargo por limitaciones de costo esta propuesta fue eliminada.

Para facilitar la operación en el banco, se decidió que la instrumentación a emplear tuviera una salida digital a distancia, de modo que las distintas variables a medir se pudieran observar en un mismo sitio con un visualizador electrónico, cuya ubicación se definiría posteriormente.

**Medición de caudal;** el instrumento a elegir que cumpliera con las condiciones establecidas fue un “rotor-x flow sensor” de marca “George Fisher Signet” (Fig. 43) el cual consta de una paleta que al encontrarse transversal al flujo gira con el paso del mismo de manera que mediante el número de revoluciones por unidad de tiempo determina el caudal que fluye a través de la tubería en la cual se encuentre colocado.



**Fig. 43 - Sensor de flujo marca George Fisher Signet.**

Este medidor se consolida a la tubería mediante un acople suministrado por el mismo fabricante el cual asegura la apropiada medición y la carencia de fugas o goteos. En la Fig. 43, lado izquierdo, se puede apreciar tanto el sensor como el acople separados, estando este último anclado a una tubería, a la derecha las dos piezas ensambladas listas para su uso.

**Medición de presión;** el instrumento a emplear en este caso fue un manómetro diferencial digital “pressure sensor” de marca “George Fisher Signet” el cual consta de dos membranas, una que queda expuesta al flujo interno de la tubería a la cual se enrosca y otra que queda expuesta al ambiente. La medición la realiza mediante la comparación de las dos presiones que se censan en cada membrana.

Este sensor de presión, a diferencia del de caudal, no necesita de un acople especial para realizar su conexión al sistema en estudio, sino que para ser colocado en un sistema de tuberías debe emplearse un codo o una conexión tipo “T” con las respectivas reducciones o ampliaciones según sea el caso. En la Fig. 44, lado izquierdo, puede apreciarse el medidor de presión, la parte superior donde sale el cable es la que queda expuesta al ambiente, la opuesta es la que se enrosca en el sistema, del lado derecho se observa el sensor enroscado a una conexión tipo “T” mediante tres ampliaciones de diferentes diámetros.



**Fig. 44 - Sensor de Presión marca George Fisher Signet.**

#### AUMENTO DE LAS PÉRDIDAS DEL SISTEMA

Según lo ya decidido y explicado en puntos anteriores el aumento de las pérdidas en el sistema sería el método que dispondría el banco de pruebas para la obtención de las curvas de las bombas. Para este fin se utilizará una válvula de globo (sección 2.1.13.1 - tipos de válvulas) en la descarga cuya ubicación dependerá del diseño que tenga la tubería por donde se hará pasar el fluido de las bombas.

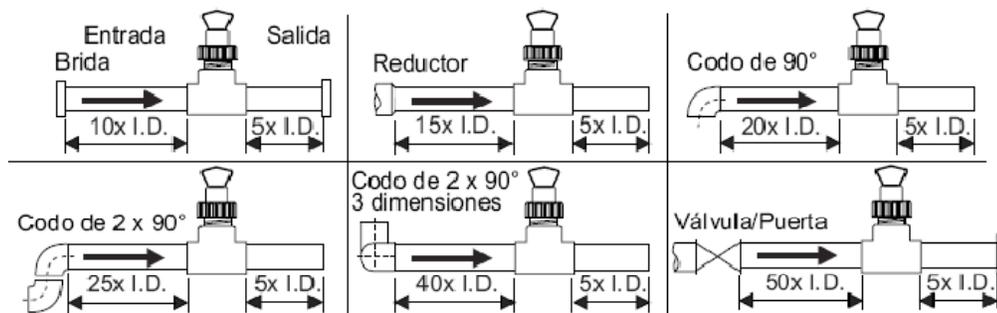
## DISEÑO DEL SISTEMA DE TUBERÍAS

Una vez elegida la instrumentación, se debía diseñar un sistema de tuberías que cumpliera con las especificaciones recomendadas para el adecuado funcionamiento de los equipos y que pudiera funcionar para todos los rangos de caudal y presión de las cuatro bombas a estudiar, los cuales a nivel relativo varían en gran cantidad entre sí. Para esto inicialmente se revisaron los requerimientos y limitaciones de los instrumentos de medición mostrados en la Tabla 4;

**Tabla 4 - Especificaciones de los instrumentos de medición.**

<b>SENSOR DE CAUDAL</b>	
Margen de Velocidad de flujo	0,1 a 6,0 m/s
Margen del tamaño del tubo	0,5 a 36 pulg (0,0127 a 0,9144 m)
Longitud del cable	7,6 m
Número mínimo de Reynolds requerido	4.500
Máxima presión a 20°C	12,5 bar (1.250 KPa)
<b>SENSOR DE PRESIÓN</b>	
Conexión de proceso	Rosca macho NPT de ¾ pulg
Longitud de cable	4,6 m
Rango de presiones manométricas a 20°C	0 a 17,2 bar (0 a 1.720 KPa)

Adicionalmente el sensor de caudal recomienda la forma de montaje a realizar para su apropiado funcionamiento, representado en la Fig. 45 mostrada a continuación.



**Fig. 45 - Ubicación de pieza de unión del sensor de caudal**

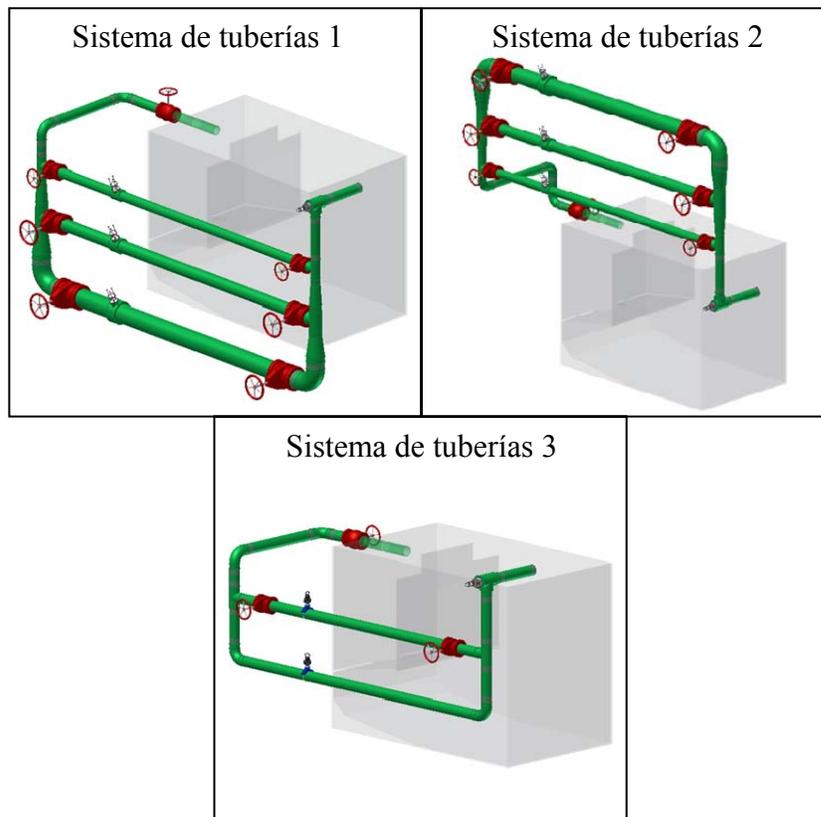
Una vez conocidos estos requerimientos se procedió a estudiar las velocidades de flujo dependientes del tipo de bomba a emplear y del tamaño de tubería al cual se conectarán, de modo que se pudiera conocer si dichos rangos eran adecuados para los instrumentos de medición por lo tanto adecuados para la generación de la propuesta. Dichos valores se muestran en la Tabla 5.

**Tabla 5 - Velocidades de flujo según tamaño de tubería.**

		Leão S35-04	Flygt 2052	Flygt 2102 MT	Flygt 2102 HT	Flygt 2151 LT	Flygt 2151 HT
	Caudal Mínimo [l/s]	6,94	1	5	5	10	10
	Caudal Máximo [l/s]	13,88	8	35	20	90	35
<b>Tubería de 2 pulgadas</b>	Velocidad Mínima [m/s]	3,42	0,49	2,47	2,47	4,93	4,93
	Re Mínimo	216.346	31.174	155.869	155.869	311.738	311.738
	Velocidad Máxima [m/s]	6,85	3,95	17,27	9,87	44,40	17,27
	Re Máximo	432.692	249.390	1.091.082	623.476	2.805.640	1.091.082
<b>Tubería de 3 pulgadas</b>	Velocidad Mínima [m/s]	1,52	0,22	1,10	1,10	2,19	2,19
	Re Mínimo	144.231	20.783	103.913	103.913	207.825	207.825
	Velocidad Máxima [m/s]	3,04	1,75	7,67	4,39	19,74	7,67
	Re Máximo	288.461	166.260	727.388	415.650	1.870.427	727.388
<b>Tubería de 4 pulgadas</b>	Velocidad Mínima [m/s]	0,86	0,12	0,62	0,62	1,23	1,23
	Re Mínimo	108.173	15.587	77.934	77.934	155.869	155.869
	Velocidad Máxima [m/s]	1,71	0,99	4,32	2,47	11,10	4,32
	Re Máximo	216.346	124.695	545.541	311.738	1.402.820	545.541
<b>Tubería de 6 pulgadas</b>	Velocidad Mínima [m/s]	0,38	0,05	0,27	0,27	0,55	0,55
	Re Mínimo	72.115	10.391	51.956	51.956	103.913	103.913
	Velocidad Máxima [m/s]	0,76	0,44	1,92	1,10	4,93	1,92
	Re Máximo	144.231	83.130	363.694	207.825	935.213	363.694
<b>Doble Tubería de 3 pulgadas</b>	Velocidad Mínima [m/s]	0,76	0,11	0,55	0,55	1,10	1,10
	Re Mínimo	72.115	10.391	51.956	51.956	103.913	103.913

<b>Doble Tubería de 4 pulgadas</b>	Velocidad Máxima [m/s]	1,52	0,88	3,84	2,19	9,87	3,84
	Re Máximo	144.231	83.130	363.694	207.825	935.213	363.694
	Velocidad Mínima [m/s]	0,43	0,06	0,31	0,31	0,62	0,62
	Re Mínimo	54.087	7.793	38.967	38.967	77.934	77.934
	Velocidad Máxima [m/s]	0,86	0,49	2,16	1,23	5,55	2,16
	Re Máximo	108.173	62.348	272.771	155.869	701.410	272.771

A partir de esta tabla se podía conocer el diámetro de tubería q debería tener el sistema de modo que cada modelo de bomba a ensayar pudiera funcionar dentro de los rangos de velocidades recomendados. Los primeros cuatro renglones se basan en que la bomba sea conectada a una tubería del diámetro señalado, los dos últimos renglones se basan en conectar las bombas a un sistema de doble tubería paralela del diámetro señalado. En base a esto se realizaron las siguientes propuestas.



**Fig. 46 - Propuestas planteadas para el sistema de tuberías.**

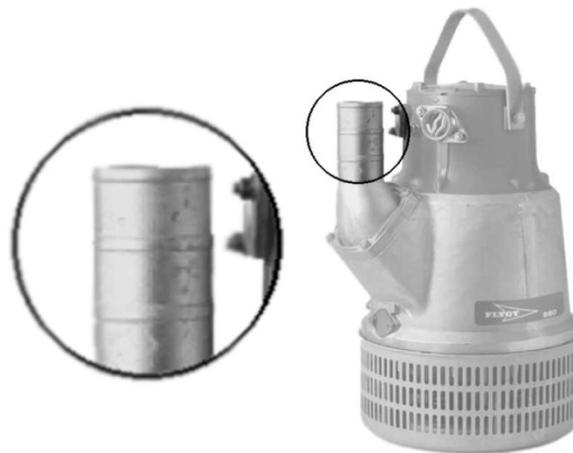
**Sistema de tuberías 1;** sistema de tres tuberías en el cual cada tubería sirve para un tipo específico de bomba, como puede verificarse en la Tabla 5 y la Tabla 4, tanto el modelo de bomba Leão S35-04 como el Flygt 2052 pueden operar a velocidades de flujo dentro de las deseadas al ser conectadas a una tubería de 3 pulgadas, mismo caso sucede entre las bombas de modelos Flygt 2102 MT, Flygt 2102 HT y Flygt 2151 HT con las tuberías de 4 pulgadas y finalmente la única que se ajusta a los elevados caudales de la Flygt 2151 LT es la tubería de 6 pulgadas. El proceso de operación en esta propuesta consta de cerrar todas las líneas mediante las válvulas mostradas excepto la línea que corresponda a la bomba que se va a proceder a ensayar.

**Sistema de tuberías 2;** este caso es homólogo al anteriormente explicado variando solamente en el hecho de que el sistema de tuberías se encuentra ubicado sobre el nivel de fluido del tanque, de manera que al no encontrarse en funcionamiento el banco, la tubería queda libre de fluido para así facilitar operaciones de mantenimiento y evitar posible corrosión.

**Sistema de tuberías 3;** para simplificar el sistema se planteó este último caso, el cual consta de un doble sistema de tuberías en paralelo de 3 pulgadas, en esta propuesta se utilizará una sola línea (cerrando la otra mediante las válvulas) para las bombas de modelos Leão S35-04 y Flygt 2052, al momento de ensayar las restantes se utilizarán ambas líneas y se sumarán los caudales censados. Como se puede evidenciar el modelo Flygt 2151 LT no opera dentro de los rangos deseados para la doble tubería planteada, sin embargo luego de una revisión del stock de la compañía se constató que este modelo no existe en una proporción considerable de modo que no se tomó en cuenta como un factor determinante en el proceso de diseño. Esta propuesta al presentar todas sus partes del mismo diámetro resulta de menor peso y costo de fabricación.

## CONEXIÓN DE BOMBAS A SISTEMA DE TUBERÍAS

Las boquillas de salida de los tres modelos de bombas de achiques para los cuales este banco debía funcionar (flygt 2052, 2102 y 2151), presentan unas entallas (Fig. 47) las cuales una vez introducida una manguera no permiten su desconexión. En dichos casos cuando se desea separar la bomba de su respectiva manguera, ésta debe ser cortada en el extremo que colinda con la boquilla hasta que puedan ser separadas. Por lo tanto se presenta un problema al momento de implementarlo en el banco de pruebas ya que no era conveniente que la manguera de conexión de las bombas se tuviera que cortar cada vez que se montara una bomba para realizar una prueba.



**Fig. 47 - Muestra de entallas en boquilla de descarga de bomba flygt 2151.  
Fuente: ITT Flygt (1981). Modificación del autor.**

Debido a esto se plateó modificar las boquillas de las bombas de manera que cada una tuviera una reducción o ampliación, dependiendo del diámetro de cada una, para poderla acoplar a la manguera del sistema. De este modo no sería la manguera la que se conectara a la boquilla original de cada bomba, sino una boquilla modificada con la cual se reemplazaría la propia que ya trae colocada la maquina a probar.

### 3.2.3.2. EVALUACIÓN DE SOLUCIONES

Seguidamente se muestra el análisis generado a cada sub-problema, del cual resultó la escogencia de su respectiva solución, debido a que esta parte es una de análisis y elección, aquellas propuestas generadas en el paso anterior las cuales fueron únicas no serán mencionadas en la presente.

#### MONTAJE DE BOMBAS

El sistema a elegir debía tener la característica de ser desmontable, y de posible colocación en cualquier terreno, a la vez de permitir la maniobrabilidad del personal con el espacio aéreo del tanque que sería donde se estaría movilizandó la bomba para colocarla en posición y realizar el posterior encendido. La propuesta 1 no permitiría la maniobrabilidad dentro de este espacio y dificultaría la movilización del conjunto trolley-hoist, ya que para hacerlo éste debe ser halado mediante el cable y con las columnas de por medio esta operación sería dificultosa.

La propuesta 3 si bien permite la facilidad de movimiento y consta de mucho menos material para su fabricación, necesita de una fundación para su montaje, lo cual es una gran negativa. Debido a esto se eligió la propuesta *montaje de bombas 2* ya que permite la movilización del personal a través de todo el espacio aéreo del banco, no necesita de una fundación para su montaje, favorecería al desplazamiento del conjunto trolley-hoist a través de la viga donde se instalara y aportaría de unas columnas de soporte a las cuales se pudiera sujetar el sistema de tuberías.

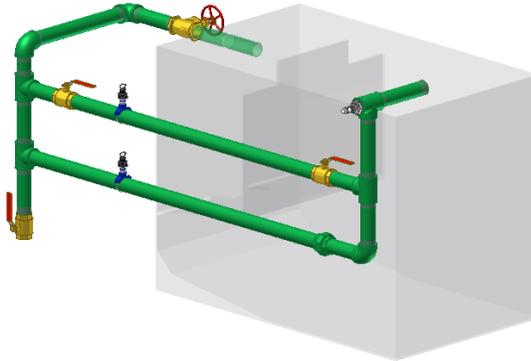
#### DISEÑO DEL SISTEMA DE TUBERÍAS

Este diseño debía ser lo más simple para su fácil ensamble y bajo costo, en este caso el sistema de tuberías con mismo diámetro (propuesta 3) favorecía en cuanto a la utilización de tuberías de menor tamaño y menor uso de válvulas. Adicionalmente debido a que las especificaciones de los instrumentos de caudal señalaban que la tubería debía tener una longitud de tantas veces el diámetro de tubería sobre el cual se colocara, mientras mayor fueran los diámetros de tubería

mayor debía ser su longitud, por lo tanto mayor el espacio necesario para su colocación, cuestión ésta desventajosa presentada por la propuesta 1.

El caso de la propuesta 2 fue descartado debido a que su peso podría generar problemas de volcamiento y su alto nivel de colocación resultaría en mayor complejidad al diseño ya que se requeriría de una escalera o plataforma para acceder a las válvulas.

En conclusión se decidió por la propuesta *sistema de tuberías 3* como la definitiva, ya que era la que más se ajustaba a los requerimientos del diseño, para el caso de que se deseara realizar procesos de mantenimiento se colocaría un ramal extra con su respectiva válvula por el cual se pudiera vaciar el sistema. Estas modificaciones pueden observarse en la Fig. 48.

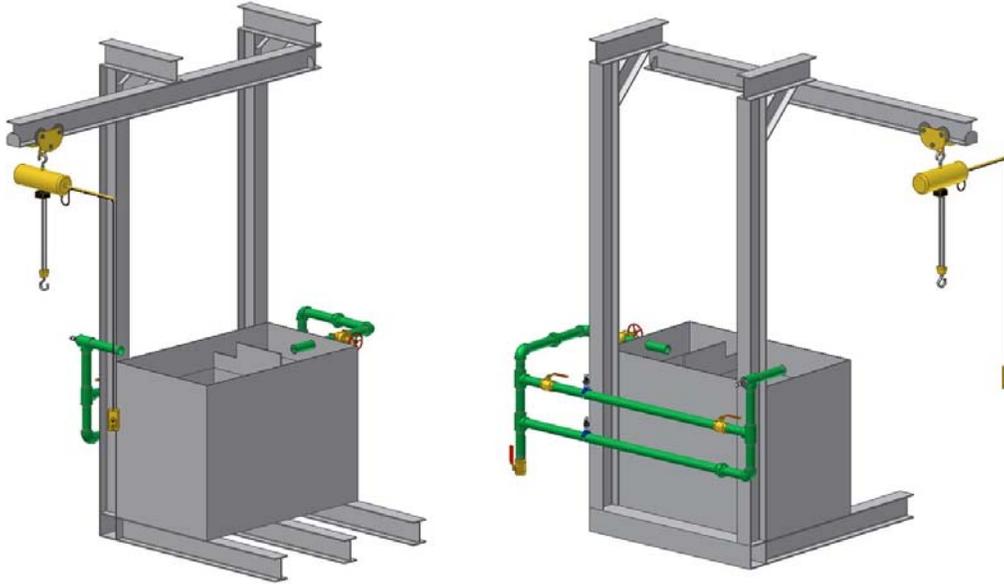


**Fig. 48 - Modificaciones a la propuesta "sistema de tuberías 3".**

#### **3.2.4. DISEÑO SOLUCIÓN PRELIMINAR**

A continuación se presentarán los pasos realizados luego de haber resuelto los sub-problemas planteados por separado. Al unir cada planteamiento (los generados en los pasos anteriores) en el conjunto que debían formar (Fig. 49) se pudo verificar que, si bien ya se encontraban resueltos todos los problemas que se suponían conformaban el banco de pruebas, aun no era seguro que cumpliera con los objetivos establecidos.

Por esto se procedió al dimensionamiento de las partes para luego realizar ciertos aditamentos que fueron considerados necesarios.



**Fig. 49 - Diseño preliminar.**

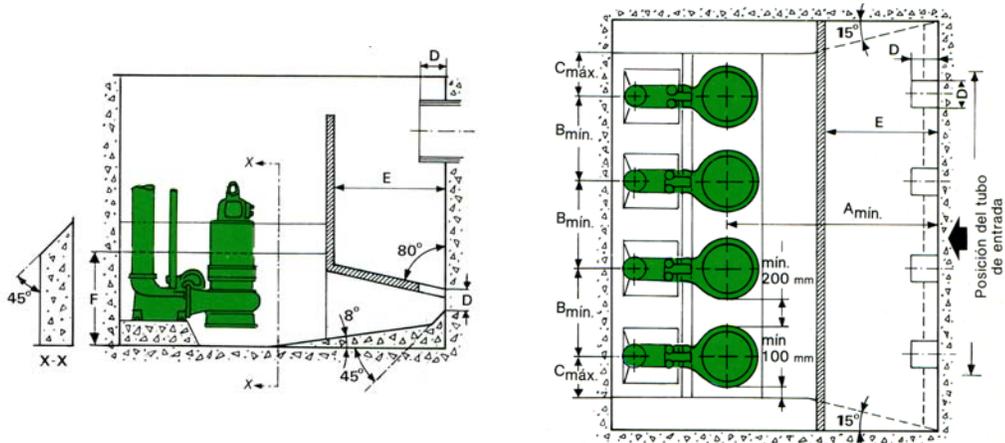
Ya el banco de pruebas tenía una forma específica, sin embargo los procesos de dimensionamiento y las elecciones de perfiles y materiales y el modo de realizar las conexiones de las piezas entre sí serían determinantes en el diseño, de modo que aunque ya la etapa de generación de soluciones hubiera concluido, ésta debía pasar a una segunda etapa determinada por los cálculos a realizar. Todos estos pasos son mostrados en líneas inferiores.

#### 3.2.4.1. COMPLEMENTOS DEL DISEÑO PRELIMINAR

Inicialmente se partió con el dimensionamiento del tanque, del cual partía todo el diseño, de éste surgieron ciertas necesidades que fueron planteadas y solucionadas.

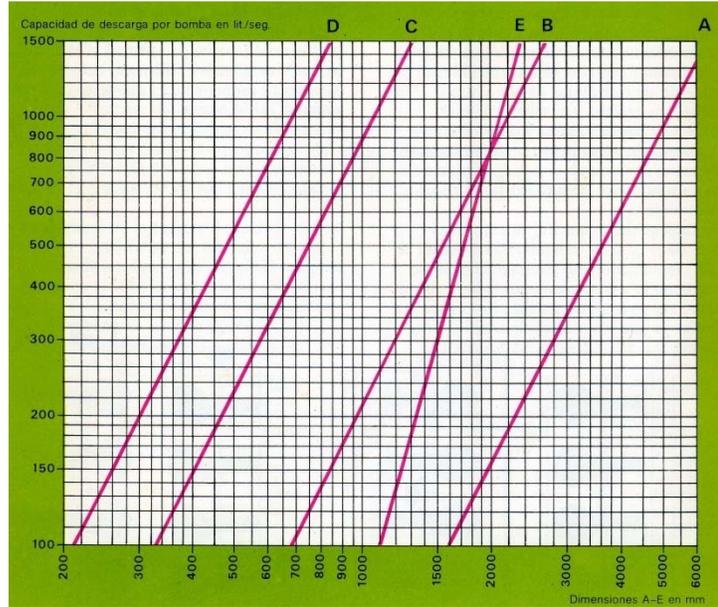
## DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE

Como se mencionó en el capítulo de generación de soluciones, el diseño del tanque se basó en el sugerido por el manual de operaciones de las empresas ITT Flygt (1981), en el mismo, adicional a la forma y las partes que debe tener una estación de bombeo, también se indica el dimensionamiento de dichas estaciones, las cuales han sido verificadas a través de la experiencia en pruebas con modelos. El tamaño de éstas está determinado por el número y dimensiones de las bombas, así como por la capacidad de descarga por bomba. En la Fig. 50 se muestra un esquema de una planta y un alzado de una estación con cuatro bombas donde se muestran las dimensiones A, B, C, D y E a determinar.



**Fig. 50 - Diagrama de dimensiones de una estación de bombeo, vista en sección horizontal y vertical. Fuente: ITT Flygt (1981).**

Esta determinación se realizará mediante la Fig. 51 en la cual cada medida se presenta como función de la capacidad de descarga por bomba. Este gráfico tiene como mínimo valor de carga por bomba 100 litros por segundo, en el caso concerniente a este trabajo, las bombas a emplear no manejaban cargas mayores a 40 litros por segundo (la bomba de mayor carga a probar en el sistema es el modelo Flygt 2151 HT cuyo rango de carga varía entre 10 y 35 litros por segundo) por lo cual los valores suministrados por la misma fueron tomados más como una guía que como un dato invariable.



**Fig. 51 - Diagrama para determinar dimensiones de la estación de bombeo.**  
**Fuente: ITT Flygt (1981).**

A continuación, en la Tabla 6 se presentan los valores suministrados por el diagrama y los elegidos para la construcción del tanque, en este caso todos los valores fueron respetados a excepción de la dimensión E, (distancia entre la pared de donde sale la tubería a la pared que separa la cámara tranquilizadora de la cámara de bombeo) la cual se disminuyó en base al criterio de que las cargas a manejar serán mucho menores a 100 litros por segundo y que a la vez se deseaba disminuir el largo total del tanque a modo de disponer de un espacio menor para su ensamblaje y debida utilización.

**Tabla 6 - Dimensiones del tanque.**

Dimensión	Valor del diagrama [mm]	Valor elegido para el banco [mm]
A	1.600	1.600
B	675	-
C	330	330
D	215	215

Dimensión	Valor del diagrama [mm]	Valor elegido para el banco [mm]
E	1.100	715

Otra dimensión que hasta este momento no había sido aun definida era la altura del banco y la altura del nivel de líquido, ambas medidas relacionadas. Esta última estaría subordinada al cálculo de NPSH de las bombas (sección 2.1.12.2. - NPSH disponible).

Inicialmente se presentará el cálculo de NPSH para las bombas de marca Flygt ya que para las bombas Leão se realizaron ciertas consideraciones que se mencionarán líneas abajo. Para la determinación de la mínima inmersión de las bombas de achique se procedió como se muestra a continuación partiendo de las dos ecuaciones mostradas:

$$\text{No Cavitación} \Rightarrow NPSH_D > NPSH_R$$

$$NPSH_D = \frac{P_I - P_V}{\gamma} - (Z_E - Z_I) = \frac{P_I - P_V}{\gamma} + \Delta Z$$

$$NPSH_D = \frac{101,325 \text{KPa} - 3,169 \text{KPa}}{9,78 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3}} + \Delta Z = 10,04 \text{m} + \Delta Z$$

Sustituyendo dichas ecuaciones y despejando la diferencia de cotas entre la entrada de la bomba (altura que coincide con la del impulsor de la máquina) y la altura del nivel del líquido se tiene lo siguiente:

$$\Delta Z > NPSH_R - 10,04 \text{m} \Rightarrow NPSH_R - 10,04 \text{m} = \Delta Z_{MIN} \quad [52]$$

De esta forma se determinaría la mínima altura necesaria del líquido “ $\Delta Z_{MIN}$ ” para las bombas de achique. Si este término resultara negativo, la interpretación real a considerar será que aunque dicha cota fuera nula, no se presentaría el fenómeno de cavitación. En la Tabla 7 se muestran los datos y resultados obtenidos. Se debe

aclarar que las bombas Flygt modelo 2052 no presentan curva de NPSH en su catálogo, lo cual evidencia lo mencionado al final de la sección 2.1.12.2. (NPSH disponible), donde se hace mención que las bombas de achique suelen carecer de problemas relacionados a la cavitación.

**Tabla 7 - Determinación de altura mínima de sumersión.**

<b>Modelo de bomba</b>	<b>NPSH<sub>R</sub> Máximo [m]</b>	<b><math>\Delta Z_{MIN}</math> [m]</b>
Flygt 2052 MT	-	-
Flygt 2102 MT	11,00	0,96
Flygt 2102 HT	6,50	-3,54
Flygt 2151 HT	10,80	0,76

Como se muestra en la Tabla 7, los posibles problemas de cavitación en las bombas se eliminarían con tal que la altura del nivel del líquido se encontrara 0,96 metros por encima del nivel de referencia del impulsor. Los valores de NPSH<sub>R</sub> fueron tomados de las curvas de las bombas para los máximos caudales de manera de cubrir todo el rango de operación de las mismas.

A continuación se presentarán ciertas consideraciones de las bombas de pozo profundo marca Leão, si bien no presentan curvas de NPSH<sub>R</sub> en sus manuales, mencionan que su inmersión mínima debe de ser de 6 metros por debajo del nivel de succión. Para esto se necesitaba que el tanque tuviera más de 6 metros de altura considerando que el nivel del agua debía estar por debajo del tope del tanque y que la succión de la bomba, desde la cual se miden esos 6 metros especificados, no se encuentra justo en la base de la bomba sino aproximadamente en la mitad de altura de la misma. Añadiéndole a esto la altura que debían tener las vigas, el banco resultaría de unas dimensiones tales que no sería viable su construcción.

Por otra parte, según McNaughton (1992), que una bomba sumergible vertical no cumpla con la inmersión requerida no es indicación de que la bomba vaya a presentar cavitación, algunas bombas verticales necesitan de cierta altura de

inmersión debido a que tienden a formar torbellinos en los cuales se succiona aire (sección 2.1.12.3. - carga mínima de succión), si se presentaba la formación de estos remolinos se colocarían unos rompe torbellinos para evitar el problema que esto podría acarrear. Adicional a lo mencionado, se decidió colocar una altura de inmersión prudente de modo que la sección de los impulsores de la bomba quedara sumergida para su debida refrigeración.

De manera que la altura del tanque se fijó a 1.500mm estando el nivel del líquido a 1.300mm de altura desde el fondo del tanque, ya que la última etapa de impulsores de la bomba Leão se encuentra aproximadamente a 1.240mm de altura y con esto se cumplía igualmente con el requerimiento de 960mm de inmersión de las bombas marca Flygt.

#### PLATAFORMA

Una vez establecidas las dimensiones del tanque, considerando su altura y la que se necesitaba para el acceso a la sección de la fosa donde se colocarían las bombas, se decidió colocar una plataforma de operaciones para facilitar el acceso a dicha área. Según el artículo de Hernández (2006) el último estudio realizado sobre el crecimiento y desarrollo de la población venezolana que data del período 1981-1987 estableció que la estatura promedio del hombre venezolano oscila entre 1,64m y 1,70m. Tomando esto en consideración, la plataforma dispondría de una escalera de 3 peldaños para su acceso, quedando así con una altura suficiente tal que el borde superior del tanque estaría a unos 1,20m de altura. De este modo una persona de estatura promedio podría tener un adecuado acceso a la fosa de bombas.

#### DISMINUCIÓN DE ALTURA CON AUMENTO DE TROLLEY-HOISTS

Para el levantamiento y posterior ubicación de la bomba Leão encima de la fosa de bombas del banco, era necesario que el banco tuviera una cierta altura (Fig. 52-lado izquierdo) que podía ser disminuida en gran cantidad aprovechando la forma alargada de las misma. Para esto se colocaban 2 conjuntos hoist-trolley por medio de

los cuales la bomba se colocaría en posición horizontal para pasar a la zona de la fosa acto posterior se volviera a colocar en posición vertical bajando el gancho del hoist que sostiene la bomba por la parte del motor mediante lo que se denominará “aro de izamiento”.



**Fig. 52 – Antes y después de altura de banco debido al montaje de Leão con aro de izamiento.**

De esta forma la altura del banco no sería determinada por las bombas Leão sino por las bombas Flygt 2151 las cuales si bien son las de mayor tamaño después de las Leão, su altura es mucho menor con respecto a estas.

#### UBICACIÓN DEL VISUALIZADOR

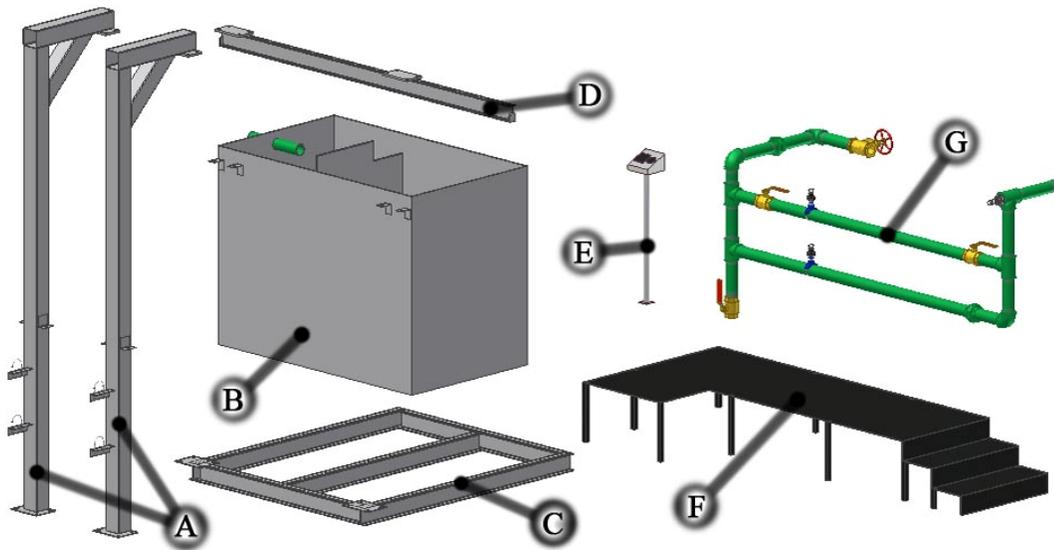
Este visualizador mostraría las variables censadas en tiempo real por los instrumentos de medición del banco de pruebas. Para facilidad de operaciones se decidió por colocarlo cercano de la válvula de globo de modo que toda la operación de cerrado de válvula y registro de medidas se realizaran desde un mismo sitio.

#### PROCESO DE ENSAMBLAJE

Ya definido en su totalidad la forma del banco de pruebas, se debía decidir el cómo se realizarían las uniones entre las piezas. Se debe recordar que unos de los requerimientos del banco es que pudiera ser desarmable y de posible colocación en un

terreno que no necesitara de preparación previa. Por esto, el próximo paso sería definir qué piezas estarían unidas permanentemente entre sí (soldadura) y cuáles se consolidarían a otros (pernos o tuercas), de manera que el armado de todo el equipo fuera lo menos dificultoso posible.

Considerando lo planteado anteriormente se decidió que el banco constara de 8 partes las cuales se enumeran a continuación y se muestran en la Fig. 53; (a) 2 viga columnas para izamiento en forma de L invertida; (b) tanque de bombas; (c) cuadro para base de tanque y anclaje de columnas L; (d) viga de desplazamiento de señorita; (e) tablero para el visualizador de la instrumentación; (f) escalera con plataforma; (g) sistema de tuberías. Cada parte indicada exceptuando el sistema de tuberías es un elemento sólido (si la conforman varias piezas, estas se encuentran soldadas entre sí). Para el armado del banco algunas de estas partes se conectarán a otras por medio de pernos (para mayor información ver apéndice A).



**Fig. 53 - Partes del banco de pruebas.**

Para evitar la repetición de información en este escrito, la explicación del correcto proceso de armado de estas piezas se presentará solo en el “manual de

operación del banco de pruebas”, mostrado en el apéndice A, donde se enumeran los pasos para el correcto armado del mismo y el procedimiento detallado para la generación de las curvas características para cada modelo de bomba.

#### 3.2.4.2. CÁLCULOS

A continuación se presentarán los diferentes cálculos y selecciones que se realizaron para poder concluir el proceso de diseño y así llegar al diseño solución final con el cual se pasaría al proceso de construcción.

#### TROLLEY - HOIST

Para realizar los cálculos de resistencia de las vigas era necesario fijar inicialmente el tipo de trolley-hoist a utilizar para el izamiento de las bombas. De este modo se conocería el peso de este conjunto, valor con el cual se iniciarían los cálculos necesarios para la elección de los perfiles metálicos a utilizar.

El dimensionamiento de este conjunto vendría determinado por el peso de las bombas que este debía levantar. En la Tabla 8 se presenta el peso de cada modelo de bomba planteado para probar en el banco de pruebas. Según dicha tabla, el mayor peso a levantar por el conjunto sería de 165Kg, para esto se necesita un hoist (señorita) de 0,25 Toneladas, ya que según los catálogos revisados, capacidades menores disponibles en el mercado no eran superiores a 165Kg.

**Tabla 8 - Peso de bombas.**

<b>Modelos de Bombas</b>	<b>Peso [Kg]</b>
<b>Leão S35-04</b>	87,8
<b>Flygt 2052</b>	18,0
<b>Flygt 2102</b>	48,0
<b>Flygt 2151</b>	<b>165,0</b>

Se sugirió que el tipo de hoist (señorita) a utilizar fuera de tipo motorizada, ya que esto implicaría un proceso de montaje de bombas más eficiente y ergonómico, sin embargo no era un requerimiento, podría ser reemplazado por otro tipo de señorita de menor costo dependiendo de las limitaciones de presupuesto.

Debido a que para el momento en que se realizaron los cálculos no se tenía la disponibilidad de este tipo de máquina de elevación, se debía suponer un peso del mismo para determinar los esfuerzos y deformaciones generados en el sistema. Los pesos de las señoritas disponibles en el mercado varían de gran manera dependiendo del tipo y modelo de las mismas. Teniendo en consideración que el modelo a usar en el banco podría ser cualquiera, se decidió suponer un peso lo suficientemente elevado de modo que al momento de colocar una, su peso no fuera una limitación. De este modo se revisarían los catálogos de estas máquinas, buscando aquellos que siendo de 0,25 toneladas de capacidad, mayor peso tuvieran sin importar el modelo.

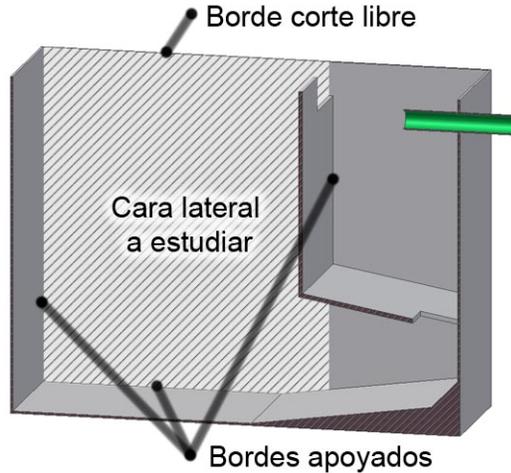
Según lo dicho anteriormente y luego de revisar numerosos catálogos de hoist de pesos elevados, se consideró que como peso total del conjunto era coherente considerar un total de 50Kg, del cual se desglosan 45Kg de peso de la señorita de 0,25 toneladas de capacidad y 5Kg de peso del patín de 0,5 toneladas de capacidad.

#### TANQUE

Para el cálculo de resistencia del tanque se utilizó la teoría desarrollada en la sección 2.2.6. (teoría de placas planas) bajo las condiciones explicadas a continuación.

Al analizar todas las caras del tanque se determinó que las 2 caras laterales más largas presentaban una especie de empotramiento por causa de la plancha metálica, la cual separa la cámara tranquilizadora de la fosa de bombas. En base a esto, los posibles casos a estudiar se redujeron al único análisis de una de estas caras laterales, pero solo considerando el espacio comprendido entre la arista del tanque y

el nivel a donde llega la plancha de separación (Fig. 54). La razón por la que solo se estudiará este caso, es debido a que este trozo de cara, que representa el caso 1 de la sección 2.2.6. (teoría de placas planas), es el de mayor tamaño entre todas las caras laterales del banco, por lo tanto es el más desfavorecido. De resultar esta cara libre de fallas todas las restantes cumplirían igualmente esta premisa.



**Fig. 54 - Corte transversal de tanque mostrando cara lateral a ser analizada.**

De acuerdo a lo anteriormente expuesto, se debía determinar la carga unitaria aplicada “w” utilizando las ecuaciones de la sección ya mencionada, en este caso se debe recalcar que si bien la altura del fluido al momento de realizar las pruebas de las bombas debía ser de 130cm, se realizaron los cálculos para un caso extremo en el cual el tanque fuera llenado en su totalidad (150cm de altura del fluido), donde se obtiene lo siguiente:

$$w = \frac{1}{2} \rho_{AGUA\ 25^{\circ}C} * b = \frac{1}{2} * 996,25 \frac{Kg}{m^3} * 150cm * \left( \frac{1m}{100cm} \right)^3 = 0,0747 \frac{Kg}{cm^2}$$

Con la carga “w” ya establecida se determinó el máximo esfuerzo ejercido en la placa y la máxima deformación basándose en las ecuaciones presentadas a continuación cuyos datos y resultados se muestran en la Tabla 9:

$$\text{Máx } s = \beta \frac{w*b^2}{t^2}$$

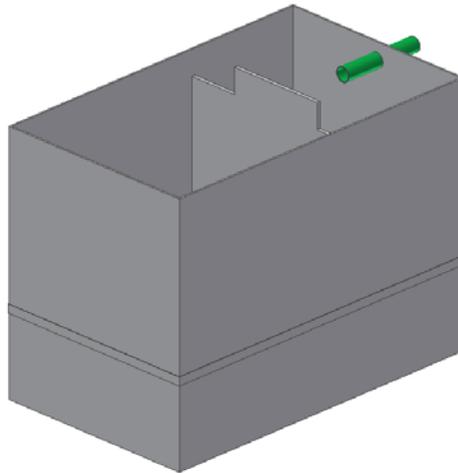
$$\text{Máx } y = \alpha \frac{w*b^3}{E*t^3}$$

**Tabla 9 - Cálculos según teoría de placas planas.**

<b>DATOS DEL MATERIAL (PLANCHA DE ACERO ASTM A-36)</b>	
Resistencia a la fluencia [Kg/cm <sup>2</sup> ]	2.531
Resistencia a la tracción [Kg/cm <sup>2</sup> ]	4.077
Módulo de elasticidad “E” [Kg/cm <sup>2</sup> ]	2.100.000
<b>ESTUDIO DE PLACA PLANA</b>	
Borde largo de placa “a” [cm]	150
Borde corto de placa “b” [cm]	127
Cociente a/b	1,1811
Factor $\beta$	0,22898
Factor $\alpha$	0,04362
Espesor de plancha “t” [cm]	0,6
<b>RESULTADOS</b>	
Máximo esfuerzo generado “Max s” [Kg/cm <sup>2</sup> ]	766,34
Máxima deformación generada “Max y” [cm]	1,87

Los cálculos mostrados en la Tabla 9 fueron realizados preliminarmente para varios valores de espesor, determinándose que para 6mm los esfuerzos eran lo suficientemente inferiores (utilizando un factor de seguridad de 1,6 la diferencia de esfuerzos es de casi el doble) como para asegurar la ausencia de rupturas de material o problemas de fluencia del mismo (por razones de costo se debía elegir el menor espesor posible), sin embargo la deformación que se presentaría aunque si bien es una deformación plástica, se consideró como un valor alto por lo que se decidió colocar un refuerzo a nivel del plano horizontal donde se genera la resultante de la carga distribuida producida por el peso del fluido contenida en el tanque. Dicha línea según el prisma de presión se encuentra a 1/3 de la altura del tanque desde la base, por lo tanto el diseño del tanque a construir con planchas de acero de 6mm de espesor y con

pletinas de 3mm de espesor a modo de refuerzo rodeando toda su periferia a la altura mencionada resultaría como se muestra en la Fig. 55.



**Fig. 55 - Diseño de tanque con refuerzos.**

Este sería el diseño a considerar para la construcción del tanque de bombas. La elección de los materiales siempre estuvo dirigida a darle prioridad a aquellos que se encontraran disponibles en el stock de la empresa por razones de costo.

#### VIGAS

Para el estudio de los esfuerzos del sistema de vigas del banco, se comenzó analizando los esfuerzos que producían el peso de las señoritas y bomba en la viga de transporte. Con esto se analizaría la deflexión en la viga de transporte para determinar qué tipo de perfil utilizar. Luego se analizarían los esfuerzos en las vigas de perfil cuadrado tipo columna para elegir el tamaño de perfil a utilizar.

Como se mencionó se comenzará determinando los esfuerzos generados en la viga de transporte. Se estudiaron varios casos, concluyendo que el más desfavorable era aquel en el cual se encontraban las 2 señoritas pegadas en la parte más extrema del voladizo de la viga, levantando la bomba flygt modelo 2151 (Fig. 56) la cual,

como se mostró secciones atrás, es la más pesada entre todas las bombas a probar con 165 Kg.

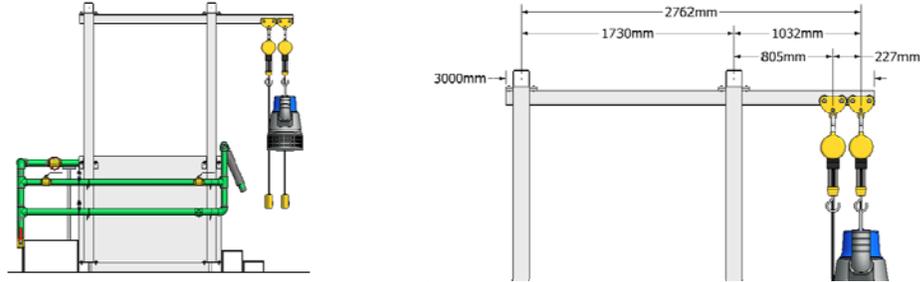


Fig. 56 - Caso más desfavorable de flexión en viga.

*Viga transporte*; se utilizó el programa MD Solids 3.2 en modo de prueba para la verificación de los cálculos realizados. A continuación se muestran los diagramas de cuerpo libre (Fig. 57), fuerza cortante (Fig. 58) y momento flector (Fig. 59) generados con el mismo; donde se determinó que el mayor momento generado es de 2.571,74 N\*m.

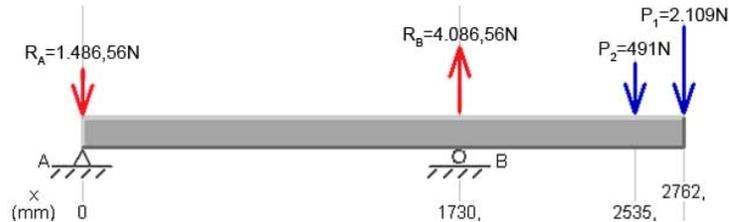


Fig. 57 - Diagrama de cuerpo libre.

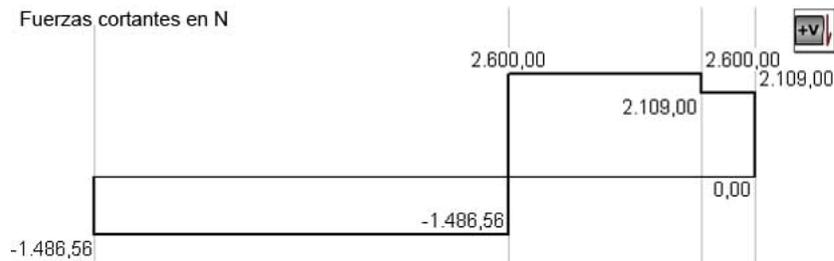
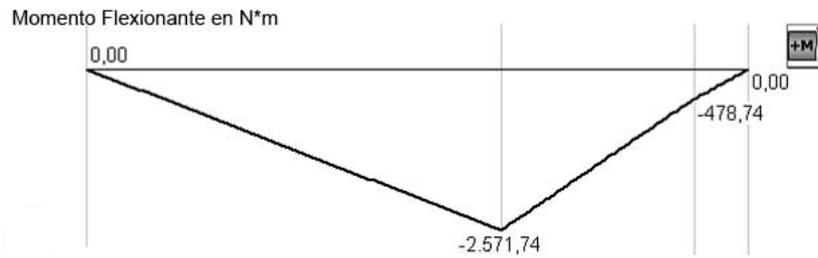


Fig. 58 - Diagrama de fuerza cortante.



**Fig. 59 - Diagrama de momento flector.**

Luego se determinó el máximo esfuerzo en la viga mediante la ecuación pertinente para flexión, presentada en la sección 2.2.3. (flexión simétrica en vigas). Los cálculos se realizaron para varios tipos de perfiles de vigas presentes en el stock de la empresa, de estas se eligió la de menor tamaño que pudiera soportar la carga a la cual sería sometida (por razones de costo), la cual fue una viga tipo I de especificación 120mm de alma por 55mm de ancho de patín. Los datos para estos cálculos se presentan en la Tabla 10 usando las especificaciones de la viga elegida y regidos por la siguiente ecuación:

$$\sigma = FS * \sigma_{PERM} = \frac{M_x * y}{I_x}$$

**Tabla 10 - Cálculo de máximo esfuerzo en viga.**

<b>Factor de seguridad para aceros</b>	1,6
<b>Máximo Momento Flexionante [N*m]</b>	2571,74
<b>y [m]</b>	0,06
<b>I<sub>x</sub> [m<sup>4</sup>]</b>	2,37*10 <sup>-06</sup>
<b>σ<sub>PERM</sub> [MPa]</b>	64,99
<b>σ [MPa]</b>	<b>103,99</b>

Dado que el esfuerzo de fluencia para el tipo de acero estructural elegido es de 245MPa, el cuál es mayor que el calculado de 104MPa no se presentaría problemas de fallas con este perfil.

Ya calculado el esfuerzo máximo se calculó la deflexión máxima mediante el método de superposición explicado en la sección 2.2.3.1. (método de superposición). Para esto el caso ya explicado al inicio de este apartado, donde se generan los mayores esfuerzos en la viga de transporte (configuración mostrada en la Fig. 60), se desglosa en tres casos según lo siguiente.

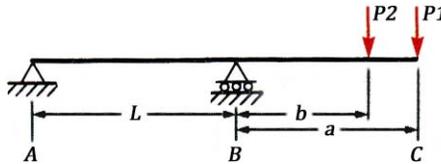


Fig. 60 - Configuración a desglosar para superposición.

(a) Caso 1, viga simplemente apoyada con un momento puntual aplicado: mostrada en la Fig. 61, al separar imaginariamente la parte del voladizo de la viga, se genera un momento flexionante reactivo y una fuerza cortante en la parte derecha, al estar la fuerza sobre el apoyo no genera efecto sobre la viga, sin embargo el momento genera flexión como se muestra en la figura.

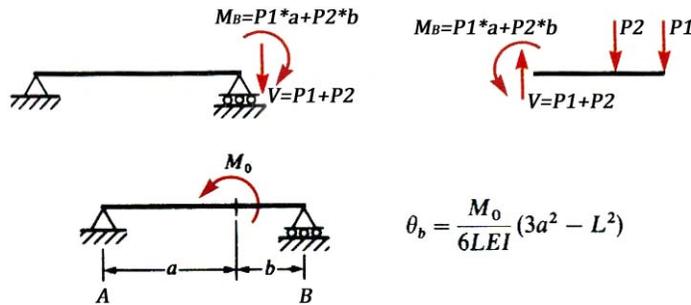
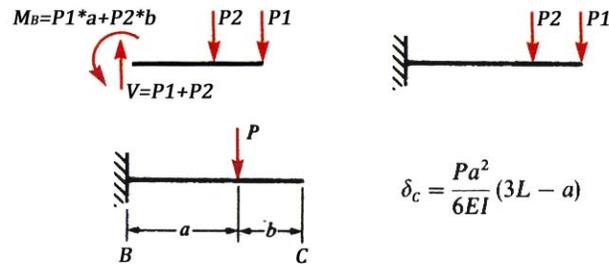


Fig. 61 - Caso momento aplicado en viga simplemente apoyada.  
Fuente: Timoshenko (1984). Modificación del autor.

En la Tabla 11 se muestra el cálculo del ángulo de deflexión del extremo derecho debido al momento ya mencionado, y la deflexión producida en el extremo del voladizo por dicho ángulo de deflexión.

(b) Caso 2, voladizo con carga P1 aplicada: mostrada en la Fig. 62, al separar imaginariamente la parte izquierda del voladizo el momento flexionante y fuerza cortante reactivas hacen las veces de las reacciones que se presentarían al estar la viga empotrada en su parte izquierda.



**Fig. 62 - Carga aplicada en viga en voladizo.**  
**Fuente: Timoshenko (1984). Modificación del autor.**

En la Tabla 11 se muestra el cálculo de la deflexión del extremo C por efecto de la carga P1.

(c) Caso 3, voladizo con carga P2 aplicada: mostrada en la Fig. 62, este caso es semejante al caso 2, sin embargo esta carga esta aplicada en un punto distinto por lo que debía ser analizado de manera separada al anterior.

En la Tabla 11 se muestra el cálculo de la deflexión del extremo C por efecto de la carga P2.

**Tabla 11 - Método de superposición**

FUERZAS APLICADAS [N]	
Fuerza P1 (Bomba + Hoist + Trolley)	2.109,15
Fuerza P2 (Hoist + Trolley)	490,5
DISTANCIAS (BASADAS EN LA Fig. 60) [m]	
a	1,032
b	0,805
L	1,73
PROPIEDADES DEL MATERIAL	

Modulo de elasticidad (E) [GPa]	210
Inercia del perfil de viga ( $I_x$ ) [mm <sup>4</sup> ]	2,37*10 <sup>06</sup>
<b>CASO 1 (VIGA SIMPLEMENTE APOYADA)</b>	
Momento en b [N*m]	2.571,4953
Rotación en B ( $\phi_b$ )	0,003
Deflexión en C producto de la rotación en B ( $\delta_c$ ) [m]	0,0031
<b>CASO 2 (VOLADIZO CON CARGA P1)</b>	
Deflexión en C ( $\delta_c$ ) [m]	0,0015
<b>CASO 3 (VOLADIZO CON CARGA P2)</b>	
Deflexión en C ( $\delta_c$ ) [m]	0,0002
<b>SUPERPOSICIÓN DE TODOS LOS CASOS</b>	
<b>Deflexión total en C (<math>\delta_c</math>) [m]</b>	<b>0,0049</b>

Finalmente todas las deflexiones del extremo C, se suman según el criterio de la superposición obteniendo la deflexión total de C por el efecto de las cargas en conjunto (Tabla 11) la cuál siendo de 4,9 milímetros se consideró como un valor aceptable ya que el largo total de la viga es de 3 metros.

Conocidos que el esfuerzo y la deflexión máximos en la viga estaban dentro de los rangos aceptables, por lo tanto el perfil de viga elegida no presentaría problemas, se paso al cálculo de los perfiles cuadrados.

**Viga columna;** para la determinación del esfuerzo generado en la viga columna, se analizó aquella cuya sollicitación generada por el peso de las bombas y los conjuntos hoist-trolley era mayor, es decir el punto B en la Fig. 57 donde la fuerza reactiva “ $R_B$ ” es de 4.086,56N.

La viga cargada con la fuerza “ $R_B$ ” se muestra en la Fig. 63 en diagrama de cuerpo libre con las medidas y fuerzas reactivas generadas internamente en su armazón desglosado.

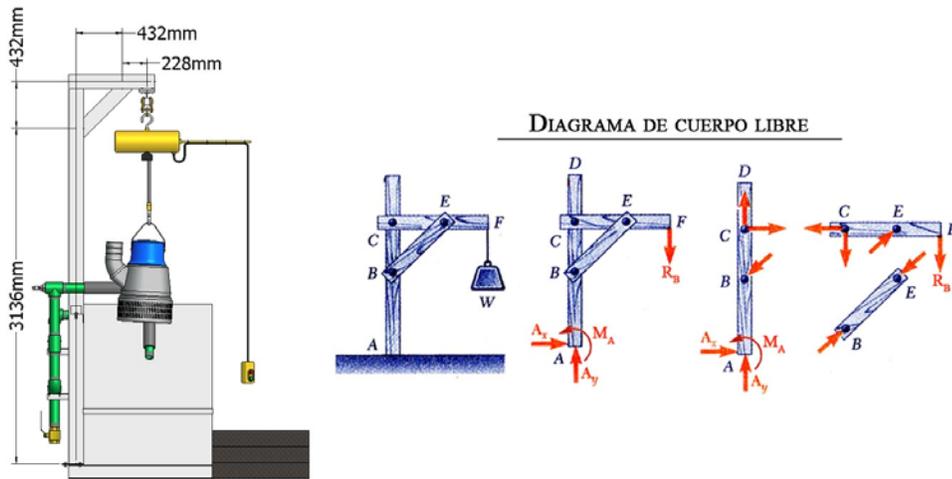


Fig. 63 - Desglose y medidas de viga columna.

Con base en la nomenclatura establecida en la Fig. 63 se determinaron las fuerzas reactivas en el armazón como se muestra en la Tabla 12.

Tabla 12 - Fuerzas reactivas internas de viga columna.

EN TRAMO HORIZONTAL	
$R_B$ [N]	4.086,56
$C_x$ [N]	6.241,11
$C_y$ [N]	2.153,60
$E = B$ [N]	8.826,26
EN TRAMO VERTICAL	
$B_x$ [N]	6.214,11
$B_y$ [N]	6.241,11

Teniendo las cargas generadas en el tramo AD, el cual realiza las funciones de una columna por su configuración, se determinaron los esfuerzos máximos generados sumando algebraicamente tanto los efectos de compresión y tracción pura que realizan las cargas paralelas al “eje y”, como los momentos flectores que generan las cargas paralelas al “eje x”:

$$\sigma_{MAX} = \frac{\sum F_y}{A} - \frac{M_{C_x} * x}{I} + \frac{M_{B_x} * x}{I} = \frac{C_y - B_y}{A} - \frac{(C_x * 3,568m) * x}{I} + \frac{(B_x * 3,136m) * x}{I}$$

Donde el área y momentos de inercia, propiedades del tipo de perfil utilizado (tubo cuadrado de 135mm\*135mm), se muestran en la Tabla 13, la distancia “x” indica los puntos más extremos del perfil medidos desde el eje centroidal, se estudiaron los dos puntos extremos (la superior o “x” negativa y la inferior o “x” positiva, se debe recordar que para estudio de esfuerzos en vigas se consideró la dimensión vertical positiva hacia abajo).

**Tabla 13 - Cálculos de esfuerzos máximos en viga columna.**

<b>DATOS DEL PERFIL DE TUBO CUADRADO DE 135MM*135MM</b>	
A [m <sup>2</sup> ]	0,002185
I [m <sup>4</sup> ]	6,12*10 <sup>-6</sup>
x superior [m]	-0,00675
x inferior	+0,00675
<b>RESULTADOS</b>	
σ normal superior [MPa]	-4,84 (compresión)
σ normal inferior [MPa]	1,10 (tracción)

De este modo se determinó que el máximo esfuerzo generado en la viga columna al momento de montar la bomba Flygt 2151 y teniendo los dos conjuntos hoist-trolley colocados al extremo en voladizo es de 4,84MPa en compresión. Ahora se debería determinar el esfuerzo crítico para este tipo de configuración a modo de determinar si el sistema era estable o si debía realizársele alguna modificación (sección 2.2.5. - pandeo de columnas).

Para la determinación del esfuerzo crítico se debía comenzar calculando la esbeltez y el factor  $C_C$ :

$$Esbeltez = \frac{L}{r} = \frac{L}{\sqrt{\frac{I}{A}}} = \frac{3,568m}{\sqrt{\frac{6,12*10^{-6}m^4}{0,002185m}}} = 67,43$$

$$C_C = \sqrt{\frac{2*\pi^2*E}{\sigma_y}} = \sqrt{\frac{2*\pi^2*210.000MPa}{344,75MPa}} = 109,65$$

Debido a que la esbeltez es menor que el factor  $C_C$  el esfuerzo crítico permisible se determinaría de la siguiente forma:

$$\frac{L}{r} < C_C \Rightarrow F.S.* \sigma_{CR_{PERM}} = \sigma_y * \left( 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{L}{r} \right)^2 \right)$$

$$F.S.* \sigma_{CR} = 344,75MPa * \left( 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{67,43}{109,65} \right)^2 \right) = 279,56MPa$$

Donde el factor de seguridad se determina de la siguiente forma:

$$F.S. = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} * \frac{L}{r} - \frac{1}{8} * \left( \frac{L}{r} \right)^3 = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} * \frac{67,43}{109,65} - \frac{1}{8} * \left( \frac{67,43}{109,65} \right)^3 = 1,87$$

Finalmente el esfuerzo crítico a soportar por la viga sería de:

$$\sigma_{CR_{PERM}} = \frac{279,56MPa}{1,87} = 149,50MPa$$

En vista de que el esfuerzo crítico a soportar por la viga columna es de 149,50MPa y que el máximo esfuerzo generado en la misma en la condición estudiada más desfavorable es de 4,84MPa, se pudo conocer que el sistema era suficientemente estable, sin posibilidad de presentar problemas de fallas o pandeos.

Debido a la diferencia relativamente elevada entre estos dos esfuerzos (el crítico del sistema y el máximo generado), se pudiera haber considerado un nuevo cálculo para un tipo de perfil cuadrado de menor tamaño y así disminuir costos, sin embargo en vista de que la viga columna también serviría de base para los soportes de la tubería, los cuales se explicarán a continuación, y que este tipo de perfil era el de menores dimensiones (entre los tubos de forma cuadrada) que se encontraba

disponible en el stock de la empresa, se consideró como razonable su implementación definitiva.

#### SISTEMA DE TUBERÍAS

En esta sección se presenta el cálculo del espesor mínimo requerido para la tubería a utilizar en el banco de pruebas, cumpliendo con este requerimiento se tendría la seguridad de la ausencia de fallas en el sistema de red por efectos de las presiones internas.

Según lo explicado en la sección 2.2.7.2. (esfuerzos debidos a presión), se calculó el espesor de tubería con la siguiente ecuación:

$$t = \frac{P*D}{2(SH*E+Y*P)} + c$$

Los valores “E”, “Y” y “c” son tomadas de las tablas de la norma ASME B31.3-2002, el diámetro a utilizar fue el seleccionado para el sistema de la tubería en secciones anteriores, el esfuerzo admisible básico (Sh) es un valor propio del material, finalmente de entre toda la gama de bombas a ensayar se seleccionó la que mayor presión genera y ese valor fue el tomado para los cálculos pertinentes mostrados en la Tabla 14.

**Tabla 14 - Cálculo de espesor mínimo de pared.**

Presión generada por bomba Flygt 2151 HT [m]	70
Diámetro de tubería (D) [mm]	88,9
Esfuerzo admisible básico (Sh) [KPa]	110.000
Factor de calidad – tuberías de acero con costuras (E <sub>j</sub> )	0,6
Coefficiente de ajuste para 77°F (Y)	0,4
Tolerancias mecánicas – altura del paso de la rosca (c) [mm]	2,54
<b>Espesor mínimo requerido [mm]</b>	<b>3,00</b>

El espesor de la tubería a utilizar en el banco debe ser mayor que 3,00mm y la tubería presente en el stock de la empresa al momento de la construcción era una de especificación ASTM A53 grado A de Schedule 40. El espesor de este tipo de tubería es de 5,49mm suficientemente superior al mínimo calculado por lo tanto no existían problemas en el uso de la misma.

#### SOPORTE DEL SISTEMA DE TUBERÍAS

A continuación se presentan los cálculos realizados para el análisis de los esfuerzos de los soportes ideados para el sistema de red del banco.

Como soporte de tubería se eligieron unos perfiles de secciones angulares con brazos iguales ya que se necesitaba que fueran de un ancho menor que la columna a la cual irían soldados y que tuvieran suficiente superficie como para que se les pudiera realizar un agujero pasante por el cual se colocarían las abrazaderas que sostendrían el sistema de tubería evitando que este saliera de su posición (Fig. 64).

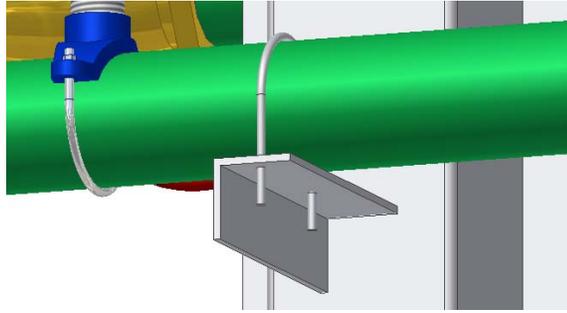
Para simplificación de cálculos, se determinó el peso total del sistema de red (peso de tuberías mas el agua que contendrían al momento de la operación) y se estudió el efecto de dicha carga total sobre un solo soporte como se muestra a continuación.

Peso total de la tubería “ $F_{TUB}$ ”:

$$F_{TUB} = \left( P_{TUB} \left[ \frac{N}{m} \right] + \gamma_{AGUA\ 25^{\circ}C} \left[ \frac{N}{m^3} \right] * A_{TUB} [m^2] \right) * L_{TUB} [m] \quad [53]$$

$$F = \left( 110,75 \frac{N}{m} + 9.773 \frac{N}{m^3} * 0,00477m^2 \right) * 9m = 1.416,3N$$

Donde “ $P_{TUB}$ ” y “ $A_{TUB}$ ” son el peso específico de la tubería y el área interna de la sección de la tubería a utilizar sacados de la norma ASME B31.3-2002. “ $L_{TUB}$ ” sería la longitud aproximada total del sistema de red.



**Fig. 64 - Detalle del soporte de tubería.**

Luego se estudió el esfuerzo generado en el perfil ya mencionado por el efecto de la carga calculada, este es el caso de una viga en voladizo con una carga aplicada en un punto de su longitud, de esta manera el momento máximo generado será en el extremo empotrado calculado de la siguiente forma:

$$M_z = F * brazo = 1.416,3N * 0,14m = 198,28N * m$$

A continuación se estudiaría el esfuerzo máximo generado en el voladizo, debido a que el perfil utilizado no es simétrico el esfuerzo generado debe ser estudiado con la fórmula generalizada de la flexión:

$$\sigma_x = \frac{(M_y I_z + M_z I_{yz})z - (M_z I_y + M_y I_{yz})y}{I_y I_z - I_{yz}^2}$$

Para su aplicación era necesaria la determinación de las inercias del perfil de viga a utilizar, esto se realizó con la ayuda del programa MD Solids 3.2 en modo de prueba donde se tiene la opción del cálculo de inercias (introduciendo las medidas de la sección como muestra la Fig. 65), el cual arroja dichos términos y la distancia de su eje centroidal a los extremos del perfil, entre otros.

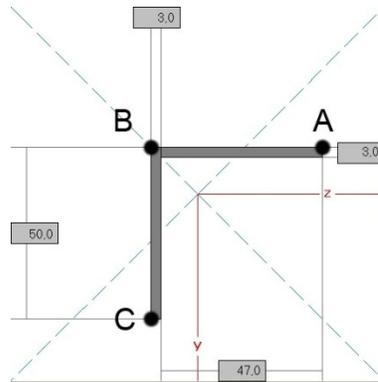


Fig. 65 - Vista de perfil de sección angular con brazos iguales a utilizar.

Luego debido a que la carga se encontraría paralela al eje y solo se producirá un momento en el eje z “ $M_z$ ”, por lo tanto la ecuación a utilizar quedaría simplificada de la siguiente manera, considerando ahora un factor de seguridad de 1,6:

$$\sigma_X = 1,6 * \sigma_{PERM} = 1,6 * \frac{M_z(I_{YZ}*z - I_Y*y)}{I_Y I_Z - I_{YZ}^2}$$

Los cálculos y datos se muestran en la Tabla 15, donde se analizaron 3 puntos donde podían generarse los mayores esfuerzos, resultando ser el punto C (Fig. 65) el que mayor esfuerzo sufre con 194,94MPa en compresión, sin embargo no supera el esfuerzo de fluencia para este tipo de material de 245,25MPa.

Tabla 15 - Cálculo de esfuerzos en sección angular.

DATOS DEL PERFIL Y CARGA	
Mz [N*m]	1.928,28
y centroide - borde superior [m]	0,01361
y centroide - borde inferior [m]	0,03639
Iy [m <sup>4</sup> ]	7,1494*10 <sup>-08</sup>
Iz [m <sup>4</sup> ]	7,1494*10 <sup>-08</sup>
Iyz [m <sup>4</sup> ]	-4,2700*10 <sup>-08</sup>
PUNTO A	
zA [m]	0,03639
yA [m]	-0,01361

$\sigma_{\text{PERM}}$ [MPa]	-35,03
$\sigma$ [MPa]	-56,04
<b>PUNTO B</b>	
$z_B$ [m]	-0,01361
$y_B$ [m]	-0,01361
$\sigma_{\text{PERM}}$ [MPa]	93,72
$\sigma$ [MPa]	149,95
<b>PUNTO C</b>	
$z_C$ [m]	-0,01361
$y_C$ [m]	0,03639
$\sigma_{\text{PERM}}$ [MPa]	-121,84
$\sigma$ [MPa]	-194,94

Para el estudio de la deflexión del extremo del tramo de viga se empleó el mismo procedimiento mostrado en el caso 3 de la sección 3.2.4.2 (cálculos – vigas - viga transporte), donde la fórmula para cálculo de deflexión se muestra en la Fig. 62. Los datos de la misma se muestran en la Tabla 16.

**Tabla 16 - Cálculo de deflexión en viga voladizo de sección angular.**

<b>DATOS DE CARGA, MATERIAL Y DIMENSIONES</b>	
Fuerza P [N]	1.413,3
E [MPa]	210
$I_z$ [m <sup>4</sup> ]	$7,1494 \cdot 10^{-08}$
a [m]	0,14
b [m]	0,06
L [m]	0,2
<b>RESULTADOS</b>	
Deflexión en extremo $\delta_C$ [m]	0,000141

De este modo se determinó que la máxima deflexión que sufriría la viga empotrada en voladizo bajo las condiciones estudiadas sería de 0,14mm por lo tanto se podía asegurar que un solo soporte podría contener el peso total de todo el sistema de red sin presentar problemas de fallas o deformaciones extremas.

Luego si un solo perfil en las condiciones de voladizo como se mostró soportaba a cabalidad la carga total del sistema, menor sería la carga a soportar si se colocaran 3 soportes más, como se hizo, para evitar que las tuberías del sistema de red presentaran problemas de pandeo o deformación.

#### ELECCIÓN DE PERNOS

Algunas partes del banco necesitaban conectarse entre sí mediante pernos. La elección de los tipos de pernos a utilizar para cada caso fue realizada bajo la orientación del departamento técnico del taller industrial de la empresa donde se realizó este proyecto. Para la conexión entre las columnas en forma de L con el cuadro para base se utilizaron pernos de grado 5.8 y especificación M16x2. Para la conexión entre las columnas en forma de L y la viga de desplazamiento de señorita se utilizaron pernos de grado 5.8 y especificación M10x1,5. Finalmente para la conexión entre las columnas en forma de L y el tanque se utilizaron pernos de grado 5.8 y especificación M16x2.

#### ELECCIÓN DE VÁLVULAS

Para la selección de válvulas se utilizó el procedimiento indicado en la sección 2.1.13.4. (selección y dimensionamiento de válvulas).

**Definición del sistema;** el cálculo de la caída de carga total del sistema se realizó como se presenta a continuación, en base a la sección 2.1.6. (curvas de fricción del sistema), sin embargo al no haber tubería de succión ya que se está realizando el cálculo a un sistema de bombeo de bombas sumergibles, el cálculo de pérdidas del sistema se concentra en solo estudiar las pérdidas a la descarga de la bomba, las cuáles se determinaron con el máximo caudal posible entre todas las bombas a utilizar, que sería la Flygt 2151 HT y considerando el caso más desfavorable donde las 2 tuberías principales se encuentran abiertas;

$$\Delta P_{SIST} = hf_{DESC} \quad [54]$$

$$hf_{DESC} = \left[ \left( f * \frac{L}{D} \right)_{MANG} + \left( f * \frac{L}{D} \right)_{TUB} + \Sigma K \right] * \frac{V_{TUB}^2}{2g} \quad [55]$$

Los datos de estas ecuaciones se muestran en la Tabla 17 con sus respectivos resultados.

**Tabla 17 - Datos para cálculos de la caída de presión total en el sistema.**

<b>DATOS GENERALES</b>	
Q para cálculos [L/s]	35,0
Diámetro de Tubería y accesorios [pulg]	3
<b>DESCARGA</b>	
$f_{MANG}$	0,0129
$L_{MANG}$ [m]	0,86
$f_{TUB}$	0,0237
$L_{TUB}$ (aproximadamente) [m]	9
K de reducción de 6pulg a 3pulg	0,24 (1 unidad)
K de T (flujo directo)	0,36 (3 unidades)
K de codo 90°	0,54 (5 unidades)
K de válvula de bola	0,05 (2 unidades)
K de válvula de globo	6,10 (1 unidad)
$A_{TUB}$ [m <sup>2</sup> ]	0,0042
$V_{TUB}$ [m/s]	8,38
<b>TOTALES</b>	
$hf_{DESC} = hf$ total [m]	46,960
$hf$ total o $\Delta P_{SIST}$ [psi]	66,62

Con este valor de pérdida y los demás datos del sistema ya presentados en puntos anteriores se continuó con el siguiente paso.

**Definición de la máxima caída de presión permisible en la válvula;** según lo explicado en la sección 2.1.13.4. (selección y dimensionamiento de válvulas), ya que la caída de presión en el sistema es mayor a 20 psig, se tomará como la máxima caída de presión permisible en la válvula el 25% del total de caída del sistema, es decir 16,65psig.

**Cálculo de Cv;** Con los datos ya obtenidos se procedió al cálculo de Cv para cada modelo de bomba, realizándole a cada una el cálculo para el caudal máximo y mínimo ya establecidos según la siguiente forma.

$$Cv = Q_{BOMBA} * \sqrt{\frac{G}{\Delta P_{VALV}}} = Q_{BOMBA}[GPM] * \sqrt{\frac{1}{16,65psig}}$$

**Tabla 18 - Cálculo del factor Cv.**

<b>Modelos de Bombas</b>	<b>Caudal mínimo [GPM]</b>	<b>Caudal máximo [GPM]</b>	<b>Cv mínimo</b>	<b>Cv máximo</b>
<b>Leão S35-04</b>	110,00	220,00	26,95	53,91
<b>Flygt 2052</b>	15,85	126,80	3,88	31,07
<b>Flygt 2102 MT</b>	79,25	554,75	19,42	135,93
<b>Flygt 2102 HT</b>	79,25	317,00	19,42	77,68
<b>Flygt 2151 HT</b>	158,50	554,75	38,84	135,93

En la Tabla 18 se presentan los valores con los cuales se pasó al siguiente paso en la selección de válvulas.

**Elección de la válvula mediante tabla de Cv;** con los datos obtenidos en el paso anterior y conociendo que se desea elegir una válvula de globo cuya característica de obturador es de igual porcentaje, se pasó a comparar los Cv obtenidos con la tabla suministrada por el fabricante.

FLOW CHARACTERISTIC	VALVE SIZE		MAXIMUM TRAVEL	PORT DIA.	DESIGNS ED AND ET (FLOW DOWN)					DESIGN ES (FLOW UP)				
					Valve Opening, Percent of Total Travel									
	EN	ANSI (Inch)	mm	mm	10	30	70	100	100	10	30	70	100	100
Equal Percentage	DN 25	1, 1.25	19	33.3	.793	2.20	7.83	17.2	.88	.793	1.96	9.54	17.4	.95
	DN 40	1.5	19	47.6	1.52	3.87	17.4	35.8	.84	1.54	3.57	17.2	33.4	.94
	DN 50	2	29	58.7	1.66	4.66	25.4	59.7	.85	1.74	4.72	25.0	56.2	.92
	DN 65	2.5	38	73.0	3.43	10.8	49.2	99.4	.84	4.05	10.6	45.5	82.7	.93
	DN 80	3	38	87.3	4.32	10.9	66.0	136	.82	4.05	10.0	59.0	121	.89
	DN 100	4	51	111.1	5.85	18.3	125	224	.82	6.56	17.3	103	203	.91
	DN 150	6	51	177.8	12.9	43.3	290	394	.85	13.2	41.1	223	357	.86
DN 200	8	76	203.2	27.0	105	605	818	.96	25.9	97.8	618	808	.85	

Fig. 66 - Selección de válvula. Fuente: Fisher (2005). Modificación del autor.

El tamaño de válvula que parece más adecuado para la amplia gama de bombas a utilizar fue el de 3 pulgadas como se puede apreciar en la Fig. 66. Estos valores fueron comparados con los calculados, determinando la apertura de válvula a la cual correspondía cada Cv para ese valor de diámetro.

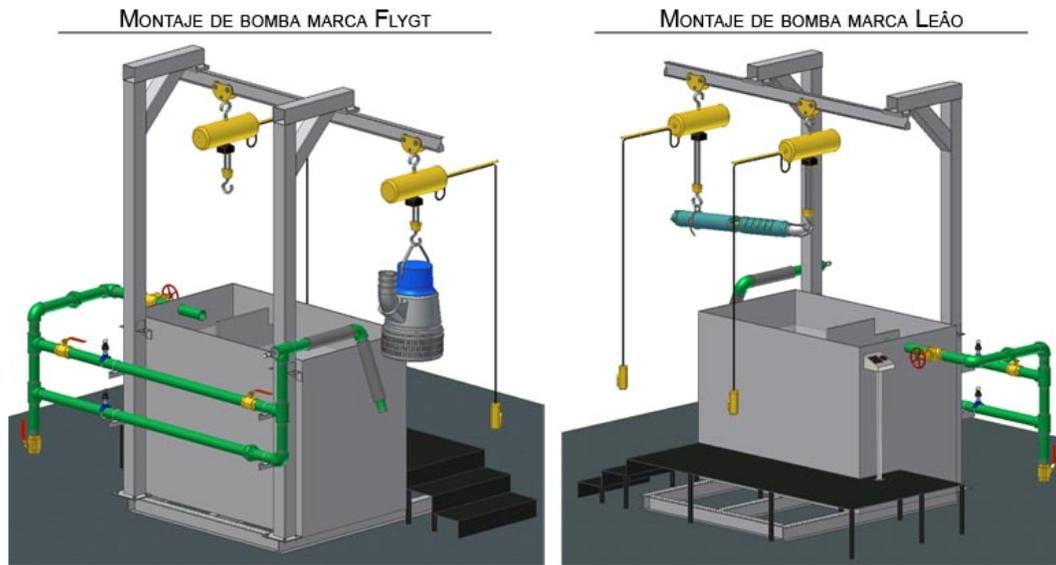
Tabla 19 - Determinación de apertura de válvula.

Modelos de Bombas	Cv mínimo	Cv máximo	Porcentaje de apertura mínima	Porcentaje de apertura máxima
Leão S35-04	26,95	53,91	41,65	61,22
Flygt 2052	3,88	31,07	8,67	44,64
Flygt 2102 MT	19,42	135,93	36,18	99,97
Flygt 2102 HT	19,42	77,68	36,18	75,00
Flygt 2151 HT	38,84	135,93	50,28	99,97

Como se puede observar en la Tabla 19 los valores de Cv se encuentran dentro del rango de apertura de este tamaño de válvula, sin embargo algunos valores (indicados en color rojo) salen del rango recomendado del 10-80% de apertura. Considerando que las bombas no van a funcionar todo el tiempo en su máximo o mínimo caudal, sino en toda la gama de valores, y que este tamaño de válvula ya se encontraba en el stock de la empresa, por lo tanto no presentaba un gasto adicional, se decidió por la utilización de una válvula de globo de 3 pulgadas de diámetro.

### 3.2.5. DISEÑO SOLUCIÓN FINAL

Finalizada en su totalidad la etapa de diseño, se tuvo el modelo definitivo, mostrado en la Fig. 67, del cual se realizó la lista de partes o planos del banco, mostrados en el apéndice D - lista de partes. Dichos planos fueron enviados al departamento de construcción de la empresa donde se ejecutó este proyecto, ahí se realizó la construcción y ensamblaje del banco de pruebas.



**Fig. 67 - Diseño solución final.**

Finalizada la etapa de construcción y ensamble se pasó a la siguiente donde se realizaría la puesta a punto del banco, tanto del proceso de operación, como de los instrumentos de medición, estos pasos se explican en el capítulo a continuación.

## CAPÍTULO IV

### CONSTRUCCIÓN, RESULTADOS Y ANÁLISIS

El presente capítulo explica los pasos realizados una vez estuvo terminada la etapa de construcción, la cual fue realizada por el personal de la empresa donde se desarrolló este proyecto y supervisada por el autor de este tomo. Dicha etapa de construcción se basó en el diseño llevado a cabo mediante el procedimiento explicado en el marco metodológico.

#### ***4.1. PUESTA A PUNTO DEL BANCO DE PRUEBAS***

En esta etapa del proyecto se debía preparar la instrumentación del banco de manera de garantizar una medición acorde con los fenómenos que se deseaban medir. Una vez realizado esto se realizaron las pruebas de las bombas que se encontraban disponibles en la empresa en ese momento, de aquí se llegó a tener la suficiente recolección de información como para realizar el manual de operación para la toma de datos con el banco.

##### **4.1.1. CALIBRACIÓN**

Según la norma Covenin 643-91, se debe realizar la calibración de la instrumentación basándose en el procedimiento indicado por los mismos. Los sensores utilizados por el banco, mencionados en la sección 3.2.3.1. (generación de soluciones), de marca GF SIGNET modelo 3-2536-P0 (caudal) y GF SIGNET modelo 3-2450-5H (presión) tienen una señal de salida digital, de modo que necesitan de un dispositivo que reciba la señal emitida para ser visualizada por el operador. Este dispositivo fue un GF SIGNET multi-parameter controller modelo 3-8900.

A continuación se explican los procedimientos de calibración, expuestos en el manual de operación del dispositivo para visualización ya mencionado.

#### 4.1.1.1. SENSOR DE CAUDAL

Se disponen de 2 métodos para la calibración de estos tipos de sensores; (a) calibración volumétrica; (b) calibración basada en caudal régimen. Este último requiere un caudal fijo estable conocido, el cual no se disponía de modo que se utilizó el método (a).

El proceso de calibración “calibración volumétrica” necesita un depósito del cual se conociera su volumen. Se debe activar una bomba cualquiera y esperar que su caudal adquiera una condición estable, luego se debe activar una función en el visualizador, el cual iniciara un contador de tiempo, simultáneamente se debía comenzar a llenar el depósito mencionado, una vez lleno se debía activar nuevamente la función del visualizador de modo que se detuviera el contador. Luego se debía introducir el volumen del tanque, de modo que el instrumento calculara el caudal generado por la bomba durante el tiempo de llenado del mismo.

De este modo ya el instrumento realizaba la calibración sin necesidad de introducir los datos del sistema (diámetro de la tubería, rugosidad, etc). Mientras mayor fuera el volumen del depósito y menor fuera el caudal de la bomba utilizada en el proceso, menor sería el tiempo de llenado del tanque por lo tanto menor sería el error acarreado en este proceso debido a diferencias de tiempo entre el accionamiento del interruptor y el comienzo o finalizado del llenado del depósito, acciones estas que debían ser lo más simultáneas posibles.

Para el caso de la calibración realizada en este banco se utilizó un depósito de 19 litros debido a que no se disponía de la facilidad para utilizar tanques de mayor tamaño para este proceso.

#### 4.1.1.2. SENSOR DE PRESIÓN

En el caso de este sensor se debían realizar 2 procesos de calibración ambos necesarios; (a) establecimiento del cero; (b) establecimiento de una presión determinada.

(a) Para el establecimiento del cero se debía accionar una función en el multi-parámetro cuando la membrana del manómetro se encontrara en contacto con la atmósfera, es decir sin carga.

(b) Para el establecimiento de una presión determinada se procedió de la siguiente forma; el manómetro se conectó a una tubería ubicada en una zona cercana al piso del tanque, utilizada para el vaciado del mismo y luego se lleno de agua hasta una cierta altura. Mediante la ecuación mostrada a continuación de este párrafo, se determinó la presión que había en el punto donde se encontraba el manómetro. Este valor obtenido debía ser introducido en el multi-parámetro mientras el sensor se encontraba expuesto a las condiciones antes mencionadas.

$$P[Pa] = m_{H_2O}[m] * \gamma_{H_2O} \left[ \frac{Pa}{m} \right] \quad [56]$$

Realizados estos 2 pasos se podía garantizar la correcta calibración de este instrumento de medición.

#### 4.1.2. PRUEBAS PILOTO

Las primeras pruebas a realizar con el banco ya construido y en operación es lo que se denominarán como “pruebas piloto”. En estas se pueden identificar el nivel de dificultad que implicaba el proceso de probar cada bomba. En conclusión se pudieron identificar los siguientes puntos:

a) El izamiento de las bombas debía llevarse a cabo con señoritas de tipo cadena o eléctrica, no de tipo ratchet (Fig. 68), ya que esto implicaría que el operador

tuviera que montarse encima del tanque de modo de tener acceso al elemento elevador (proceso este realizado varias veces por el autor de este trabajo de grado debido a la falta de señoritas de cadena en las primeras etapa de las pruebas), lo cual representaría un peligro para el mismo y un proceso sumamente tedioso y dificultoso.

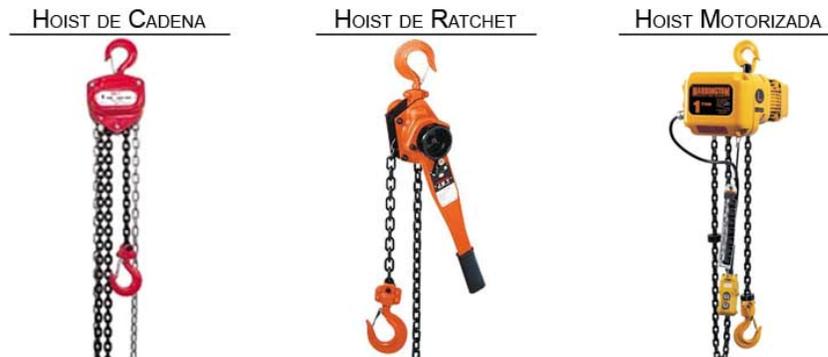


Fig. 68 - Tipos de hoist.

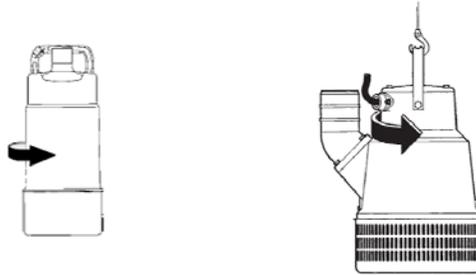
b) Para evitar que la manguera a la cual se conectaba la bomba presentara dobleces o estrangulamientos se decidió modificarla con un codo de 90° tal como se muestra en la Fig. 69, de esta manera la manguera se mantenía recta.



Fig. 69 - Cambio de manguera de conexión.

c) Al momento de realizar la instalación eléctrica de las bombas se debía probar la correcta conexión de las fases, debido a que son trifásicas, esto se verificaba mediante el sentido de la sacudida de arranque indicada en los manuales de las

bombas (Fig. 70). Otro método de verificación menos ortodoxo era encenderlas y observar el caudal que generan ya que con la correcta conexión de fases se produce el mayor nivel de flujo. Si el sentido de giro resulta ser el incorrecto se deben intercambiar dos de las tres fases.



**Fig. 70 - Sacudida de arranque. Fuente: ITT Flygt (2005).**

d) El dispositivo ideado para el levantamiento horizontal de las bombas de modelo leão (aro para levantarla por la parte del motor mostrado en la Fig. 71) cumplía su función a cabalidad sin presentar resbalamiento, de modo de permitir la inclinación de la misma de forma casi horizontal para que se ubicara encima de la fosa de bombas, luego de lo cual se bajaba para poderle instalar la manguera y realizar la respectiva prueba.



**Fig. 71 - Levantamiento de bomba Leão con aro de izamiento.**

e) Para la conexión entre las mangueras y los tubos galvanizados debían colocarse varios tipos de abrazaderas con el mayor apriete posible ya que en estos sitios solían presentarse botes de agua. Igualmente se pudo constatar que la diferencia de diámetros entre estos no debía ser mayor que un par de centímetros, ya que debido a que la manguera a utilizar era de alta rigidez, con diferencias elevadas de diámetros sería imposible eliminar los goteos presentes.

#### **4.2. OBTENCIÓN Y ANÁLISIS DE CURVAS**

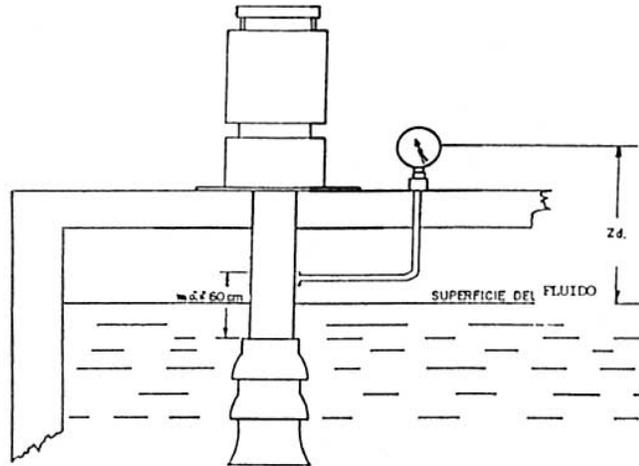
Una vez realizada la maniobra de montaje de cada bomba, y obtenidas las variables censadas por la instrumentación del banco, se debían realizar ciertos cálculos para la obtención de las curvas en cuestión, objetivo principal de todos los pasos de diseño, rediseño y análisis realizados hasta ahora.

##### **4.2.1. CÁLCULOS PARA OBTENCIÓN DE CURVAS CARACTERÍSTICAS**

Según la norma Covenin 643-91, la forma de realizar el cálculo de la altura total de una bomba sumergible de eje vertical es aplicando la siguiente ecuación:

$$H = h_d + \frac{v_d^2}{2g} + Z_d \quad [57]$$

Esta ecuación se rige por la Fig. 72, donde “ $h_d$ ” es el valor registrado por el manómetro y “ $v_d$ ” es la velocidad del fluido en el punto donde se realiza la toma de presión.



**Fig. 72 - Toma de presión en banco de bombas sumergibles.  
Fuente: Norma Covenin 643-91.**

Sin embargo en el caso del banco de pruebas realizado en este proyecto se presentaban diferencias significativas que implicaban ciertas modificaciones en la forma de cálculo sugerida, modificaciones que serán presentadas a continuación.

#### 4.2.1.1. CONSIDERACIÓN DE PÉRDIDAS

En el caso de este banco, la toma de presión no se realiza inmediatamente a la descarga de la bomba, sino que existe un tramo de tubería, manguera y accesorios a través de los cuales se presenta una cierta pérdida que debe ser considerada para el cálculo de la altura total. Esta toma fue colocada aguas abajo de la descarga de la bomba basándose en el hecho de que los tramos de tubería o manguera que se encontraran en las inmediaciones de la misma iban a sufrir elevados maltratos al momento de las maniobras para el montaje de las bombas en la fosa del tanque, hecho que se evidenció al momento de realizar las pruebas piloto.

Considerando lo ya mencionado, la altura total de la bomba se registrará por la siguiente ecuación:

$$H = h_d + hf_{DESC} + \frac{v_d^2}{2g} + Z_d \quad [58]$$

Donde las pérdidas por fricción entre la bomba y el manómetro se calcularon considerando los accesorios (codo de 90°, T que al encontrarse uno de sus dos orificios principales obstruido por la conexión del medidor de presión se consideró esta como otro codo de 90°, y reducción o ampliación a 3pulg según sea el caso de la bomba a probar) y los tramos de tubería y manguera lineal donde se le calculó el factor  $f$  a cada tipo de material según lo expresado en la sección 2.1.6. (curvas de fricción del sistema). De esta manera el cálculo de pérdidas según el tipo de bomba a ensayar se realizó como se muestra a continuación.

#### BOMBA LEÃO

Su boquilla de descarga es de 3 pulgadas de diámetro por lo que no necesitaba ampliación o reducción, sin embargo para su izamiento y debida conexión a la red, se le colocaba otro codo en la descarga por lo que su cálculo de pérdidas se realizaría de la siguiente forma:

$$hf_{DESC} = \left[ 3 * K_{CODO} + \left( f \frac{L}{D} \right)_{MANG} + \left( f \frac{L}{D} \right)_{TUB} \right] * \frac{V^2}{2g} \quad [59]$$

#### BOMBA FLYGT 2052

Su boquilla de descarga es de 2 pulgadas de diámetro por lo que se necesitó fabricar una ampliación que llevara el diámetro a 3 pulgadas y así poderse conectar con la red, la pérdida de dicha ampliación junto con la pérdida del tramo hasta el sensor de presión cuando se prueba este modelo bomba se realizó como se muestra:

$$hf_{DESC} = \left[ K_{Ampliación} + 2 * K_{CODO} + \left( f \frac{L}{D} \right)_{MANG} + \left( f \frac{L}{D} \right)_{TUB} \right] * \frac{V^2}{2g} \quad [60]$$

Para un ángulo de tobera “ $\theta$ ” de 60° (véase la sección 2.1.6. - curvas de fricción del sistema) la ecuación para el cálculo de pérdidas a través del mismo es la siguiente:

$$K_{Ampliación} = \left(1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2\right)^2 = \left(1 - \left(\frac{41mm}{77,92mm}\right)^2\right)^2 = 0,52$$

#### BOMBA FLYGT 2102

Su boquilla de descarga es de 3 pulgadas de diámetro por lo que podía ser conectada a la manguera de conexión sin ningún implemento extra, su cálculo de pérdidas se realizaría de la siguiente forma:

$$hf_{DESC} = \left[2 * K_{CODO} + \left(f \frac{L}{D}\right)_{MANG} + \left(f \frac{L}{D}\right)_{TUB}\right] * \frac{V^2}{2g} \quad [61]$$

#### BOMBA FLYGT 2151

Su boquilla de descarga es de 6 pulgadas de diámetro por lo que se necesitó fabricar una reducción que llevara el diámetro a 3 pulgadas y así poderse conectar con la red, la pérdida de dicha reducción junto con la pérdida del tramo hasta el sensor de presión cuando se prueba este modelo bomba se realizó como se muestra:

$$hf_{DESC} = \left[K_{Reducción} + 2 * K_{CODO} + \left(f \frac{L}{D}\right)_{MANG} + \left(f \frac{L}{D}\right)_{TUB}\right] * \frac{V^2}{2g} \quad [62]$$

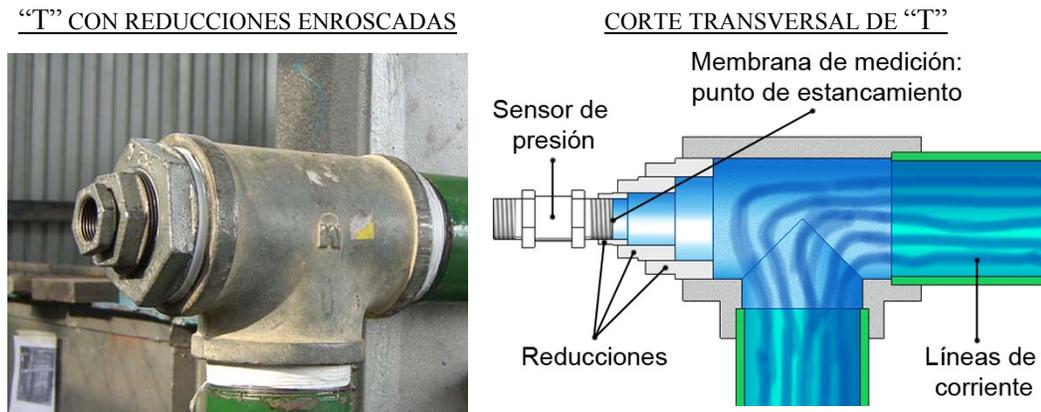
Para un ángulo de tobera “θ” de 60° (véase la sección 2.1.6. - curvas de fricción del sistema) la ecuación para el cálculo de pérdidas a través del mismo es la siguiente:

$$K_{Reducción} = 0,5 \left(1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2\right) \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}} = 0,5 \left(1 - \left(\frac{77,92mm}{136,3mm}\right)^2\right) \sqrt{\sin \frac{60}{2}} = 0,24$$

El valor de K para codos de 90° y 3 pulgadas de diámetro utilizado fue 0,54 tomado del Cameron Hydraulic Data al igual que las ecuaciones presentadas para el cálculo de las reducciones y ampliaciones.

#### 4.2.1.2. TIPO DE PRESIÓN MEDIDA

Como se puede observar en la Fig. 72, la toma de presión del manómetro se encuentra ubicada de tal forma que mida la presión estática (Sección 2.1.1.1. - presión estática, presión dinámica), sin embargo en el caso del banco realizado en este proyecto, la ubicación del sensor de presión y la forma cónica producto de la unión de las reducciones colocadas en la "T", para permitir el enroscamiento del sensor de presión en la tubería (Fig. 73 lado derecho), hacen que el fluido en esa zona se estanque siendo la presión en ese punto una de estancamiento o total.



**Fig. 73 - "T" para instalación del medidor de presión.**

Lo mencionado anteriormente se puede expresar de la siguiente manera; si en la descarga de una bomba se coloca un manómetro de forma tal que cense la presión estática y si el valor medido por éste se denota como "hd", entonces se aplicarán las siguientes ecuaciones:

$$h_d = \frac{P}{\gamma} \quad [63]$$

$$H = h_d + \frac{v_d^2}{2g} + Z_d \quad [64]$$

En cambio si el montaje del manómetro se realiza de forma tal que se cense la presión total, y de igual forma se denota como “hd” el valor medido por este, entonces en este caso se aplicarán las siguientes ecuaciones:

$$h_d = \frac{P}{\gamma} + \frac{v_d^2}{2g} \quad [65]$$

$$H = h_d + Z_d \quad [66]$$

De esta forma considerando que la presión medida por el sensor colocado en la T como se muestra en la Fig. 73 no es la estática sino la dinámica y que se deben incluir las pérdidas en los cálculos como se explicó en la sección anterior, la forma de calcular la altura total de la bomba es la siguiente:

$$H = h_d + hf_{DESC} + Z_d \quad [67]$$

Con ésta expresión se determinaría la altura total de cada bomba a ensayar en el banco, donde los datos variables serían el valor medido en el manómetro digital “hd” y las pérdidas generadas entre la descarga de la bomba y dicho medidor de presión, cuyo cálculo se realizaría de manera diferente dependiendo del modelo de bomba a ensayar.

#### 4.2.2. BOMBAS ENSAYADAS

Ya finalizados los pasos anteriores, se pudieron finalmente realizar las pruebas a las bombas y obtener las curvas características de las mismas. Se probaron todos los tipos los modelos presentes en el stock disponible de la empresa para ese momento. Se debe aclarar que no había la existencia de bombas nuevas sino que las presentes habían sido usadas en campo, algunas de las cuales se le habían realizado reparaciones u operaciones de mantenimiento. Dichos modelos disponibles y probados se enumeran a continuación.

- a) 2 bombas sumergibles de achique marca flygt modelo 2052 MT.
- b) 5 bombas sumergibles de achique marca flygt modelo 2102 HT.
- c) 2 bombas sumergibles de pozo profundo marca leão modelo S35-04.

Al momento de realizar dichas pruebas no había la existencia en el stock del modelo 2151 de marca flygt que se encontrara operable, por esto no se pudieron obtener curvas de este tipo de bomba. Las curvas obtenidas en esta fase se encuentran presentes en el apéndice B - Curvas obtenidas en el banco de pruebas, agrupadas por modelo.



**Fig. 74 - Pinza eléctrica.**

Adicionalmente se debe mencionar que si bien la instrumentación del banco, tal como quedó fijada solo permitía medir las variables de caudal y presión que las bombas generaban, durante las realizaciones de las pruebas el personal de la empresa facilitó el uso de una pinza eléctrica (Fig. 74), con la cual se pudo medir la intensidad de corriente que las bombas consumían durante su operación en el banco de pruebas.

### 4.2.3. ANÁLISIS DE CURVAS OBTENIDAS

En esta sección se realizará el análisis a los resultados obtenidos con las pruebas efectuadas en el banco, ya operativo en su totalidad, a los distintos modelos de bombas.

Los resultados obtenidos fueron los esperados, los tres grupos de curvas generadas (1 grupo por bomba) tuvieron un mismo comportamiento, ya que como se puede observar en el apéndice B – Curvas obtenidas en el banco de pruebas, las curvas de cada bomba resultaron tener una forma similar (paralela) a la suministrada por el fabricante, sin embargo casi el total de éstas estaba por debajo de la ideal, se llama ideal a la curva del fabricante ya que estas se realizan con bombas nuevas cuyas prestaciones se encuentran en condiciones ideales, las cuales no eran el caso de las bombas ensayadas, que habían tenido cierto tiempo de uso, unas más que otras.

Se debe aclarar que a las bombas ensayadas no se les pudieron realizar las mediciones de velocidad de giro, ya que no se disponía del debido instrumento para dicha operación, ni se pudo realizar la medición o inspección de los rodets de las mismas, ya que para esto era necesario efectuar un desarme a la parte inferior (bombas marca Flygt) o a la parte media (bombas marca Leão) de dichas máquinas, proceso este de alta dificultad y para el cual no se disponía de las condiciones para su debida ejecución.

Sin embargo, como ya se mencionó en la sección anterior, si se pudo realizar la medición de la intensidad de corriente, dato en el cuál se observó que aquellas bombas cuyas curvas se encontraban más cercanas a la del fabricante (condición ideal), mayor consumo tenían o dicho de otra forma, mientras su curva mas se asemejaba a la ideal, igualmente su consumo mas se acercaba al señalado en los datos de motor. Para la explicación de este fenómeno observado se deberán introducir 2 ecuaciones mostradas a continuación.

Potencia al eje según Norma Covenin 643-91 para bombas sumergibles de corriente trifásica:

$$Ne = \frac{\sqrt{3} * I * E * \cos \alpha * \eta}{g} \quad [68]$$

Relación de potencia de bomba 1 con bomba 2 según el teorema de Pi:

$$\left( \frac{Ne}{\rho * n^3 * D_{ROD}^5} \right)_1 = \left( \frac{Ne}{\rho * n^3 * D_{ROD}^5} \right)_2 \quad [69]$$

De la cual se obtiene lo siguiente despejando la potencia de la bomba 2:

$$Ne_2 = Ne_1 * \frac{(\rho * n^3 * D_{ROD}^5)_2}{(\rho * n^3 * D_{ROD}^5)_1} \quad [70]$$

Considérese en esta última expresión a una bomba nueva (condición ideal) como bomba 1 y la que se está ensayando (con desgaste por uso extremo) como bomba 2. De estas ecuaciones se puede observar que al disminuir la velocidad de giro “n” o el diámetro del rodete “D<sub>ROD</sub>” o la densidad del fluido “ρ” considerando que la temperatura a la cual se realizaron las pruebas fuera ligeramente mayor a la del fabricante, se producirían disminuciones en la potencia “Ne” generada por la bomba. Igualmente según la ecuación 68, si la potencia disminuye, la corriente consumida por el motor de la misma “I” tendría tendencia a disminuir.

Si se analiza más a fondo la ecuación 70, las variaciones de densidad no afectan con gran relevancia a la potencia ya que con variaciones de 5°C (variación elevada considerando que el tanque se encontraba a temperatura ambiente) la potencia disminuiría en un 0,13%. Sin embargo si se disminuyen las rpm del motor en un 5% (valor coherente considerándose un motor de inducción que ha operado en condiciones de alta carga donde sus prestaciones se han visto afectadas pudiendo presentar una diferencia en sus rpm de hasta el 10% aprox.), la potencia tendrá una disminución del 14,26%. Si se disminuye el diámetro del rodete en un 5% (valor igualmente coherente considerando que las bombas ensayadas han estado operando

en condiciones de alto desgaste), la potencia se reduciría en un 22,62%. Finalmente si se considera una bomba con una baja del 5% en su velocidad de giro y a la vez una disminución del 5% en el diámetro de su rodete, la reducción total que sufrirá la potencia que genera será del 33,66%.

Dicho esto se explica que aquellas bombas que han tenido mayor desgaste debido al proceso de operación, menor velocidad de giro presentarán ya que su motor ha perdido eficiencia, y/o menor será el diámetro de su rodete por el desgaste propio del fluido que bombean, por lo tanto menor es la potencia que generan y menor será la intensidad de corriente que consume su motor. Como ejemplo a esto se puede mencionar la bomba de marca Leão código BP 07-02-0423 (véase el apéndice 2 – Curvas Obtenidas en Pruebas Piloto), su curva característica está a un nivel que casi se solapa a la curva del fabricante presentando un rango de consumo que varió entre los 13,5 y 14,2 amperios cuando la corriente nominal de los motores de estas bombas es de 14,5 amperios (curva y consumo casi iguales a los nominales). En cambio la Leão código BP 07-02-1583 tuvo una curva de menor altura (prestaciones más alejadas de la ideal) teniendo un consumo que fue aún menor que la anterior, de un rango entre 13,1 y 13,8 amperios. Ejemplo similar se puede mencionar con las bombas de marca Flygt, modelo 2102 HT y serial BP 07-02-0032 y BP 07-02-0339 cuyas curvas fueron las de menor altura entre todas las ensayadas de este tipo, siendo sus rangos de consumo de 4,2-4,6 y 3,9-4,3 amperios respectivamente donde la de menor consumo fue la de menor altura de bombeo. Para este tipo de bombas el consumo nominal es de 10 amperios por lo que se observa que a grandes diferencias de altura en las curvas, se acompañan grandes diferencias en el consumo de los motores.

Analizando desde otro punto de vista las curvas, se observará que estas no fueron llevadas hasta el punto de caudal nulo. Esto fue debido a que en puntos de operación cercanos a dicha condición, se hacía imposible que las abrazaderas que sujetaban las mangueras a las tuberías soportaran las altas presiones generadas (de

hecho en algunos casos no la soporto produciendo que la manguera se saliera de su sitio desconectando el ciclo de la red). Las abrazaderas que fueron empleadas en el banco tienen un nivel máximo de apriete muy bajo que al rebasarse aislaba la misma. Aunque se intentó, no se consiguieron abrazaderas que soportaran un alto apriete y que por lo tanto permitieran una sujeción de mayor seguridad, por motivos de tiempo no se pudo ahondar en este asunto.

## CONCLUSIONES

Las bombas sumergibles verticales son elementos diseñados para operar en ambientes agresivos de alto desgaste. Luego de una operación continua en un ambiente de este tipo, la bomba requiere tener un proceso de mantenimiento preventivo, sino es que correctivo debido a una parada forzada por avería, donde se revisan o reparan algunos de sus mecanismos según sea necesario. Luego del mantenimiento, estas maquinarias pueden o no presentar las mismas prestaciones que una nueva, libre de sometimiento a ambientes hostiles. Sin embargo esto no puede ser comprobado del todo si no se ensaya esta en un banco de pruebas en el cual se pueda generar la curva característica que muestre la verdadera condición actual del elemento bombeador. En este trabajo se diseñó, construyó y realizó la puesta a punto de un banco de pruebas con el cual se generaran las curvas características de bombas sumergibles verticales, a continuación las conclusiones a las que se llegaron durante la realización de este proyecto.

- Las bombas ensayadas presentaron elevadas diferencias relativas en sus condiciones de operación, evidenciando que luego de un cierto tiempo de funcionamiento en condiciones de alto desgaste, se produjeron bajas en las prestaciones que deben tener según los datos del fabricante.
- Se comprobó la importancia del banco de pruebas para la empresa en la cual se realizó el proyecto, ya que al presentarse diferencias operativas entre las bombas ensayadas, se pudo constatar que dependiendo de las características del sistema donde se necesitara colocar en operación a una de estas bombas, unas cumplirían con las condiciones para realizar dicha actividad mientras otras no y la manera de determinar cuál de estas lo haría, sería ensayándolas en el banco de pruebas.
- El diseño del banco permitió el apropiado montaje y ensayo de los modelos de bombas para el cual se ideó. Ya que tanto los instrumentos de medición

permitieron censar las variables elegidas, como los elementos de izamiento y las partes elásticas (mangueras) permitieron el adecuado montaje en la fosa de bombas disminuyendo al mínimo la dificultad que este proceso conllevaba.

- Los accesorios internos del tanque de bombas cumplieron las funciones establecidas, ya que las turbulencias producidas por el fluido que emanaba de la bomba, el cuál era extraído y regresado al tanque, se reducían por medio de la cámara tranquilizadora, observándose un fluido con carácter estático en la fosa de bombas, mientras que en dicha cámara se encontraba turbulento.
- El sistema de válvula de globo ubicado en la descarga cumplió su función según lo estipulado permitiendo aumentar las pérdidas del sistema, simulando distintas condiciones de operación con las cuáles se generaron las curvas características de las bombas.
- El sistema de doble tubería paralela ideado para disminuir la velocidad del fluido y así evitar que fuera mayor al máximo que podían medir los sensores de caudal realizó su función. Al tener operativas ambas líneas el caudal se dividía en dos casi iguales, ya que el inferior generalmente tenía una mayor tasa de flujo.
- Las abrazaderas utilizadas para realizar la sujeción en aquellos sitios donde las mangueras se conectaban con tuberías, soportaban cierto nivel de presión el cuál puede considerarse bajo con respecto al que podían generar las bombas, presión que al ser superada generaba deslizamientos entre los dos elementos, finalizando con una separación de ambos. Por lo tanto se procuró no sobrepasar dicho nivel.
- Para realizar los ensayos de las bombas de marca Leão y modelo S35-04 se deberían utilizar rompe torbellinos ya que como consecuencia de una baja profundidad de inmersión, se observó la presencia de dichos torbellinos por los cuales se podía introducir aire a la zona de los impulsores.
- El elemento de izamiento de bombas “señorita” a utilizar debería ser necesariamente uno de tipo cadena o motorizado, ya que del tipo ratchet generaría un proceso dificultoso y peligroso.

## RECOMENDACIONES

### RECOMENDACIONES PARA EL PROYECTO

- Realizar las pruebas a bombas nuevas de fábrica y del mismo modelo de las ensayadas para este trabajo de grado y así comprobar que tan fidedigna es la curva generada por el banco en comparación con la del fabricante. La diferencia que se obtendría entre la curva obtenida con esa bomba nueva y la suministrada por el fabricante representaría tanto el error humano cometido al momento de realizar la calibración de la instrumentación como las diferencias entre los cálculos realizados y los fenómenos ocurridos en la realidad.
- A modo de tener una calibración de mayor exactitud de los instrumentos de medición de caudal, se debería realizar nuevamente este proceso con un tanque de calibración cuyas dimensiones fueran lo más altas posibles de modo que el error humano acarreado en este proceso fuera mínimo.
- Para las pruebas a realizar en el futuro se deberían colocar abrazaderas que permitan un apriete mayor al que soportaban las que fueron utilizadas en el banco, de modo que las curvas puedan ser llevadas hasta el caudal nulo sin problemas.
- Instalar los aparatos para medición de factor de potencia (cosenofimetro), corriente (amperímetro) y voltaje (voltímetro) e incluir entre los equipos disponibles un tacómetro óptico para la medición de la velocidad de rotación del impulsor. De este modo se podrían generar las curvas de potencia al eje y eficiencia y así conocer con exactitud las condiciones de las bombas a ensayar.
- Los ganchos de los elemento de elevación “señoritas” deben ser aquellos que incluyen el mecanismo de seguridad (asegura que el implemento el cual sujetan no se salga) de modo de evitar un posible desprendimiento al momento de la maniobra de montaje.

## RECOMENDACIONES PARA LA EMPRESA DONDE SE REALIZÓ ESTE PROYECTO

- Las bombas de pozo profundo que se encuentren funcionando en pozos los cuales presentan gran cantidad de arena no deben ser paradas en forma brusca, sino cerrar la válvula de descarga en forma gradual y con mucha lentitud. Si se detiene de forma brusca toda la arena que haya en la columna se sedimentará y obstruirá los impulsores y carcasa con lo cual la bomba dejará de funcionar (McNaughton, 1992). Este fue un caso (bombas con presencia de sedimentación) observado comúnmente por el realizador de este proyecto durante su estadía en la empresa.
- Cuando se hace funcionar una bomba de pozo profundo en seco, los cojinetes de caucho que sirven de sellos tienen un elevado coeficiente de fricción y se pueden inutilizar en unos cuantos segundos (McNaughton, 1992). Es por esto que al momento de realizar las reparaciones de este tipo de bombas, cuando deban ser encendidas al vacío, se debe realizar la mejor lubricación de la maquinaria durante el tiempo que permanezca encendida en esa condición desfavorable.
- Al momento de utilizar una bomba de achique para condiciones en las que posiblemente la profundidad de inmersión sea baja o nula (que trabaje en seco o al vacío por algunos momentos) se recomienda utilicen las bombas de modelo Flygt 2052 MT o Flygt 2102 HT, ya que son aquellas que según el NPSH requerido menos problemas presentarán bajo estas condiciones de operación.
- Se debería tomar en consideración el realizar las actividades de mantenimiento preventivo enumeradas en el apéndice C – rutina de mantenimiento preventivo. Ya que son labores todas de gran importancia, las cuales la mayoría no se efectuaban durante la estadía en la empresa al realizar este proyecto de grado.

## BIBLIOGRAFÍA

- Arias, F. (2006). *El Proyecto de Investigación, introducción a la metodología científica* (5<sup>ta</sup> edición). Caracas: Episteme.
- Bastardo, R. (1999). *Construcción y puesta en marcha de un banco de pruebas para una bomba para flujo bifásico*. Trabajo especial de grado no publicado. Caracas: Universidad Central de Venezuela - Escuela de Ingeniería Mecánica.
- Carter, R. y Karassik, I. (1980). *Bombas Centrífugas, selección, operación y mantenimiento* (10<sup>ma</sup> edición). México: C.E.C.S.A.
- Çengel, Y. y Boles, M. (2003). *Termodinámica* (4<sup>ta</sup> edición). México: McGraw Hill.
- Creus, A. (1989). *Instrumentación Industrial* (6<sup>ta</sup> edición). Caracas: Marcombo Boixareu Editores.
- Cross, N. (2005). *Métodos de Diseño, estrategias para el diseño de productos*. México: Limusa Wiley.
- Goncalves, R. (2004). *Análisis de esfuerzos en sistemas de tuberías*. Caracas: Autor.
- Greene, R. (1987). *Válvulas. Selección, uso y mantenimiento*. México: McGraw-Hill.
- Gudiel, M. (2005). *El proceso de diseño en Ingeniería Mecánica*. Trabajo no publicado. Caracas: Universidad Central de Venezuela.

- Hernandez, D. (2006, julio 10). La estatura no es problema en Venezuela. *El Universal*, p. 3-5.
- Hicks, T. (1976). *Bombas, su selección y aplicación*. México: C.E.C.S.A.
- Ingersoll-Rand Company (1981). *Cameron Hydraulic Data* (16<sup>va</sup> edición). Woodcliff Lake, N.J.: Autor.
- Lovera, G. y Sobrado, L. (2001). *Diseño construcción y puesta en marcha de un banco de pruebas de bombas de desplazamiento volumétrico*. Trabajo especial de grado no publicado. Caracas: Universidad Central de Venezuela - Escuela de Ingeniería Mecánica.
- Manzano, F. (1994). *Diseño de un Banco de Pruebas para Bombas Centrífugas Verticales*. Trabajo especial de grado no publicado. Caracas: Universidad Central de Venezuela - Escuela de Ingeniería Mecánica.
- McNaughton, K. (1992). *Bombas, selección, uso y mantenimiento*. México: McGraw Hill.
- Mikaty, M., Padrón, M y Figuera, L. (2005). *Instructivo para la presentación de tesis de pregrado, postgrado, doctorado y trabajos de ascenso*. Trabajo no publicado. Caracas: Universidad Central de Venezuela.
- Norma ASME B31.3-2002 (2002). *Process Piping*. The American Society of Mechanical Engineers.
- Norma Venezolana Covenin 643-91 (1991). *Bombas Hidráulicas Centrífugas. Métodos de Ensayo*. Venezuela.

- Popov, E. (1980). *Introducción a la Mecánica de Sólidos*. México: Limusa.
- Potter, M. y Wiggert, D. (1998). *Mecánica de Fluidos* (2<sup>da</sup> edición). México: Prentice Hall.
- Roark, R. (1952). *Fórmulas de resistencia de materiales, esfuerzos y deformaciones* (2<sup>da</sup> edición). Madrid: Aguilar, S.A. ediciones.
- Saldarriaga, J. (1998). *Hidráulica de Tuberías*. Colombia: McGraw Hill.
- Timoshenko, S. y Gere, J. (1984). *Mecánica de Materiales* (2<sup>da</sup> edición). México: Iberoamérica.

#### **CATÁLOGOS**

- Bombas Leão. (2002). *Manual del Usuario*. Brasil.
- Fisher. (2005). *Product Flier. Easy-e valves*. USA.
- ITT Flygt. (1981). *Manual de Operación*. Suecia.
- ITT Flygt. (2005). *Manual de Mantenimiento*. Suecia.

#### **REFERENCIAS ELECTRÓNICAS**

- Bombas Leão. (2006). [Página web en línea]. Disponible en: <http://www.leao.com.br>  
[Consultada: 2006, Noviembre 15]

Constructora Norberto Odebrecht. (2006). [Página web en línea]. Disponible en: <http://www.odebrecht.com.br> [Consultada: 2006, Septiembre 08]

ITT Flygt. (2006). [Página web en línea]. Disponible en: <http://www.flygt.com> [Consultada: 2006, Noviembre 15]

MD Soldis. Educational software for mechanics of materials. (2007). [Página web en línea]. Disponible en: <http://www.mdsolids.com> [Consultada: 2006, Octubre 22]

## LISTA DE APÉNDICES

### Apéndice A

Manual de operación del banco de pruebas

### Apéndice B

Curvas obtenidas en el banco de pruebas

### Apéndice C

Rutina de mantenimiento preventivo

### Apéndice D

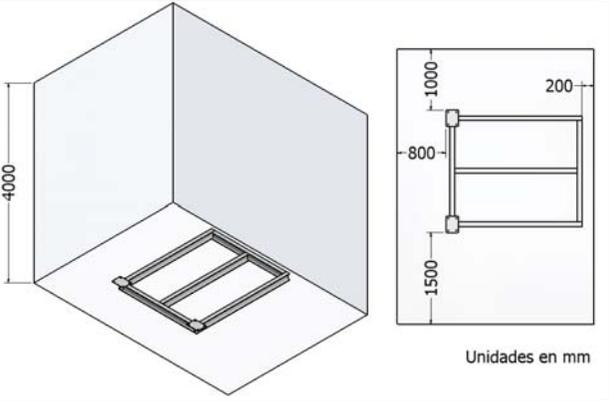
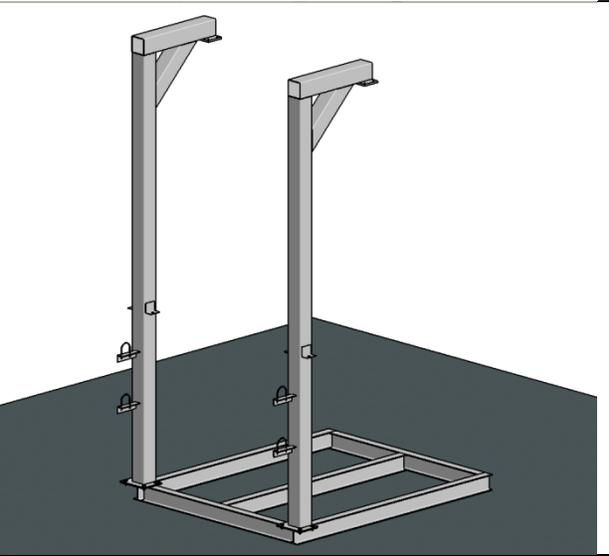
Lista de partes del banco de pruebas

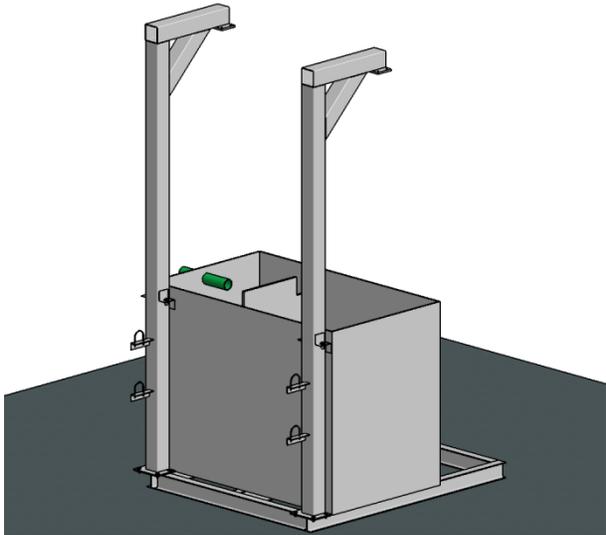
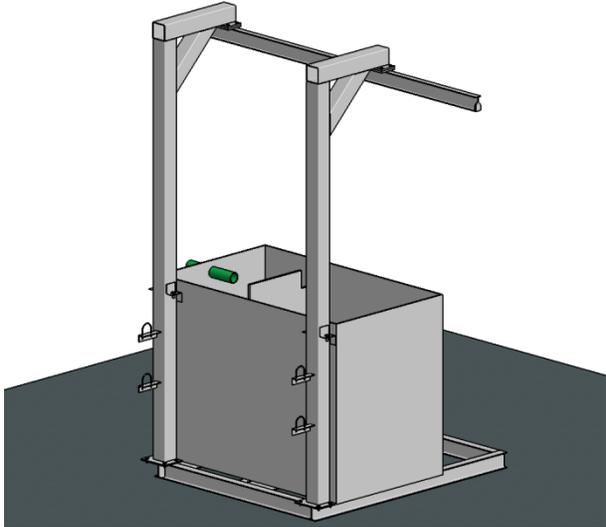
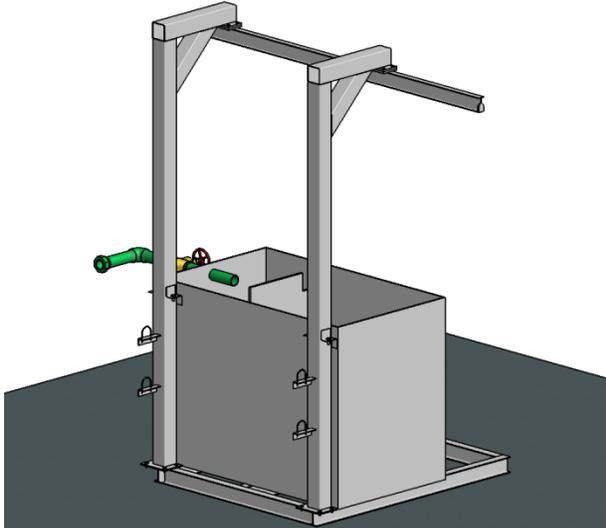
### Anexo A

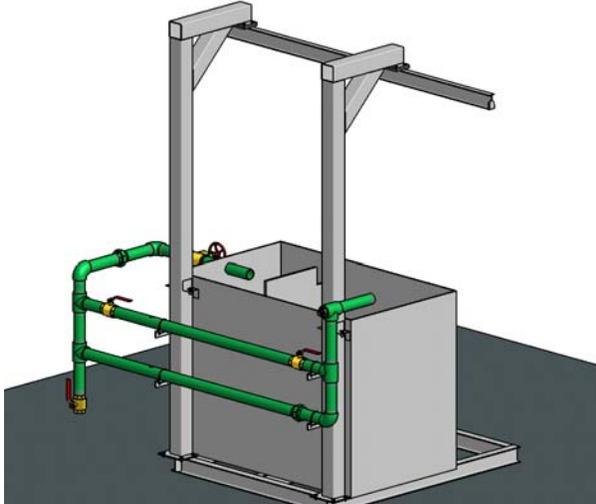
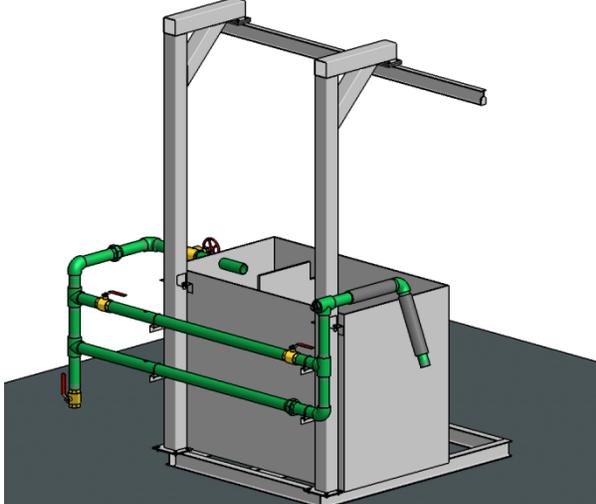
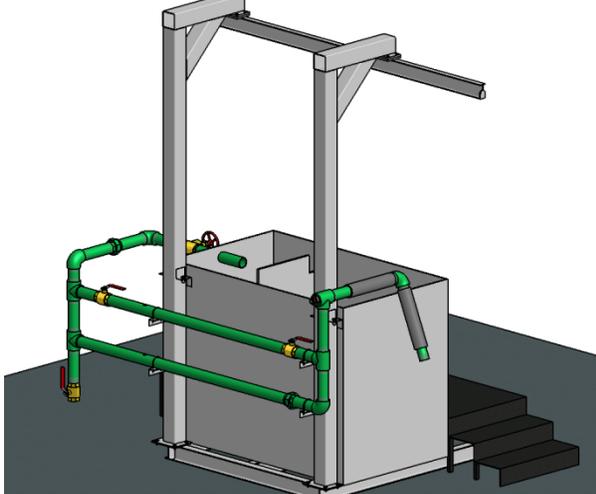
Curvas de las bombas suministradas por el fabricante

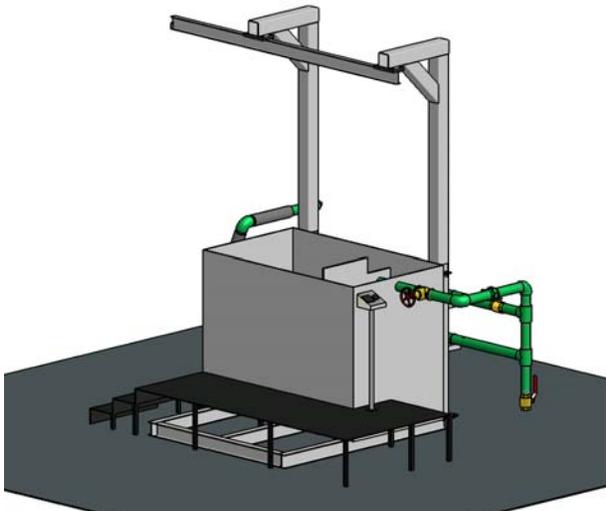
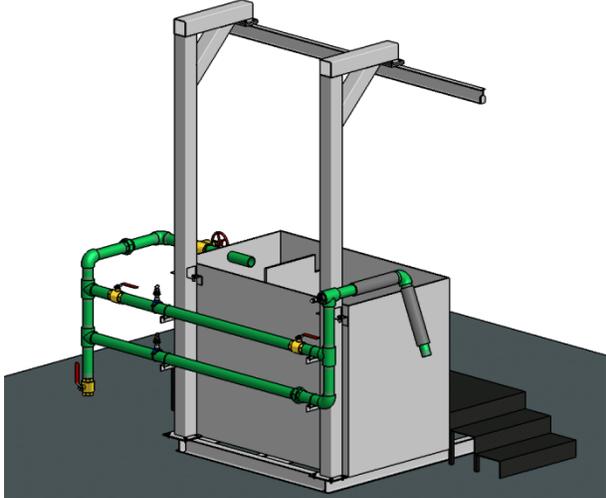
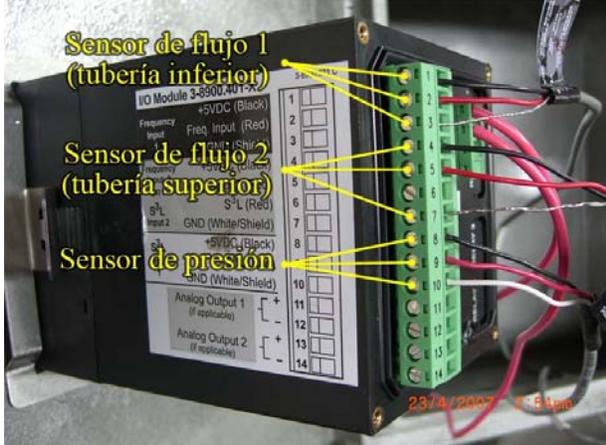
APÉNDICE A - MANUAL DE OPERACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

**ARMADO DEL BANCO**

<p>Inicialmente se debe ubicar la posición de la base cuadrada de forma tal que quede un espacio disponible en la circundancia del mismo como se indica en la figura.</p>	
<p>Se colocan las 2 columnas de izamiento, los pernos con los que se consolidan al cuadro deben tener un apriete bajo, de modo que permitan un ligero movimiento de las columnas el cual será necesario para pasos siguientes.</p>	

<p>Se coloca el tanque de modo que las orejas en su cara lateral coincidan con las de las columnas de izamiento y se presentan los pernos (no apretar).</p>	
<p>Se coloca la viga de desplazamiento soportándola con sus pernos, si esto no se puede realizar debido a que los agujeros de las placas de las columnas de izamiento y la viga no coinciden, se deben mover ligeramente las columnas de izamiento hasta lograr la coincidencia. Una vez ensambladas todas las piezas hasta el momento se debe realizar el apriete de los pernos.</p>	
<p>Enroscar la válvula de globo en la orientación correcta y a ésta el tramo de tubería como se indica (mini red) recordando que al extremo debe estar una de las partes de la junta universal.</p>	

<p>Se coloca la red de tubería pre-armada sobre los soportes de las columnas de izamiento y se une a la mini red antes ensamblada mediante la junta universal. Se colocan las abrazaderas a la tubería para fijarla a los soportes.</p>	
<p>Se coloca la manguera de conexión fijándola mediante las abrazaderas pertinentes.</p>	
<p>Se coloca la escalera con plataforma apoyándose del tanque</p>	

<p>Se fija sus debidos pernos el tablero del visualizador.</p>	
<p>Se instala la instrumentación.                  Medidor de caudal: se coloca el acople correspondiente y luego se le enrosca (a mano) el sensor.                  Medidor de Presión: se enrosca a mano el sensor de modo que el apriete sea leve</p>	
<p>Las conexiones de los instrumentos de medición al visualizador se realizan según lo mostrado en la figura.</p>	

## PROCEDIMIENTOS PARA LA REALIZACIÓN DE LAS PRUEBAS

### MONTAJE DE LA BOMBA A ENSAYAR:

1. Se realiza la conexión eléctrica de la bomba y se enciende para verificar que la sacudida de arranque sea en el sentido indicado de la bomba (sentido de giro del impulsor o impulsores). De no ser el sentido de giro el correcto se deben intercambiar las conexiones de dos de las tres fases.
2. Se realiza el izamiento de la bomba mediante la señorita de modo que quede ubicada encima de la fosa de bombas.
3. Se realiza el acople de la bomba a la manguera mediante la apropiada conexión (reducción o ampliación).
4. Se sumerge la bomba en la fosa hasta que esta toque el fondo.

### OBTENCIÓN DE DATA.

#### **Configuración de válvulas para ensayo de bombas Flygt 2102 MT, Flygt 2102 HT o Flygt 2151 HT**

Se deben abrir las válvulas de bola de la red de modo que los dos sensores de flujo realicen la medición, en cuyo caso se debe colocar al visualizador en modo de suma de caudales.

#### **Configuración de válvulas para ensayo de bombas Leão S35-04 o Flygt 2052**

Se deben cerrar las válvulas de bola de la red y de modo que solo se tome la medición de uno de los sensores (el de la línea activa, es decir la línea inferior).

1. Se coloca la válvula en posición totalmente abierta.
2. Se enciende la bomba.
3. Se espera el suficiente tiempo de modo que se estabilice el flujo.
4. Se anotan los valores de caudal y presión indicados por el visualizador (esto es lo que se denominará como punto de operación).
5. Se realiza un medio giro a la válvula (sentido de clausura).

6. Se repiten los pasos 3, 4 y 5 hasta que la válvula esté completamente cerrada (en caso de que las abrazaderas soporten la presión) o hasta que lo soporte las abrazaderas.
7. Se apaga la bomba.

#### REALIZACIÓN DE CURVA CARACTERÍSTICA

1. Se toma una hoja calibrada donde el eje de las “x” será caudal y el eje de las “y” será altura total de la bomba.
2. Se debe determina la Altura Total de la bomba para cada punto de operación obtenido. Esto se realizará con la ecuación presente a continuación, donde “ $h_d$ ” es el valor censado por el manómetro (presión), “ $Z_d$ ” es la altura medida desde el nivel superior del líquido del tanque hasta la altura del manómetro, y “ $hf_{DESC}$ ” son las pérdidas por fricción generadas entre la descarga de la bomba y el manómetro, para su cálculo véase líneas abajo “determinación de pérdidas”.

$$H = h_d + hf_{DESC} + Z_d$$

3. Para el caudal correspondiente se dibuja el punto a la altura ya calculada.
4. Se repiten los pasos 2 y 3 para todos los puntos de operación.
5. Se unen los puntos dibujados con una línea curva.

#### DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS

Las pérdidas por fricción se determinarán mediante las siguientes expresiones las cuales variarán según la bomba que se esté ensayando.

##### BOMBA LEÃO S35-04

$$hf_{DESC} = \left[ 3 * 0,54 + \left( f \frac{L}{D} \right)_{MANG} + \left( f \frac{L}{D} \right)_{TUB} \right] * \frac{V_{TUB}^2}{2g}$$

##### BOMBA FLYGT 2052

$$hf_{DESC} = \left[ 0,52 + 2 * 0,54 + \left( f \frac{L}{D} \right)_{MANG} + \left( f \frac{L}{D} \right)_{TUB} \right] * \frac{V_{TUB}^2}{2g}$$

## BOMBA FLYGT 2102

$$hf_{DESC} = \left[ 2 * 0,54 + \left( f \frac{L}{D} \right)_{MANG} + \left( f \frac{L}{D} \right)_{TUB} \right] * \frac{V_{TUB}^2}{2g}$$

## BOMBA FLYGT 2151

$$hf_{DESC} = \left[ 0,24 + 2 * 0,54 + \left( f \frac{L}{D} \right)_{MANG} + \left( f \frac{L}{D} \right)_{TUB} \right] * \frac{V_{TUB}^2}{2g}$$

L=longitud de manguera (0,86m) o longitud de tubería (0,88m)

D=diámetro interno de tubería (0,07792m) o diámetro interno de manguera (0,0889m)

g=gravedad (9,81m/s<sup>2</sup>)

El factor de fricción “f” se determinará con la siguiente expresión:

$$f = 1,325 \left\{ \ln \left[ 0,27 \left( \frac{e}{D} \right) + 5,74 \left( \frac{1}{Re} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2}$$

e=altura media de los elementos de aspereza (para tubería e=0,00015m), (para manguera e=0,0000015m)

Los restantes datos inherentes al fluido se determinarán con las siguientes expresiones:

$$V_{TUB} = \frac{Q}{A_{TUB}}$$

$$Re = \frac{V_{TUB} * D_{TUB}}{\nu}$$

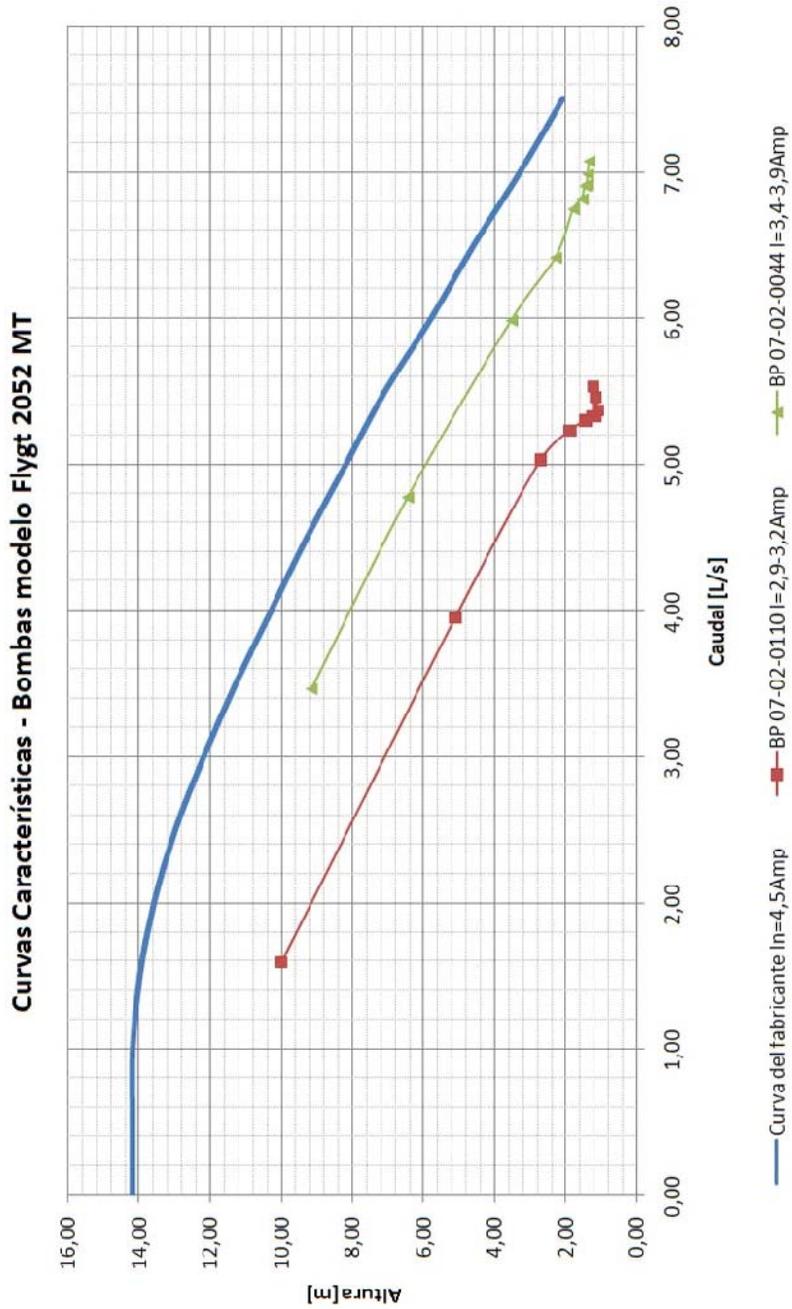
Q=caudal censado con la instrumentación.

D<sub>TUB</sub>=diámetro interno de tubería (0,07792m)

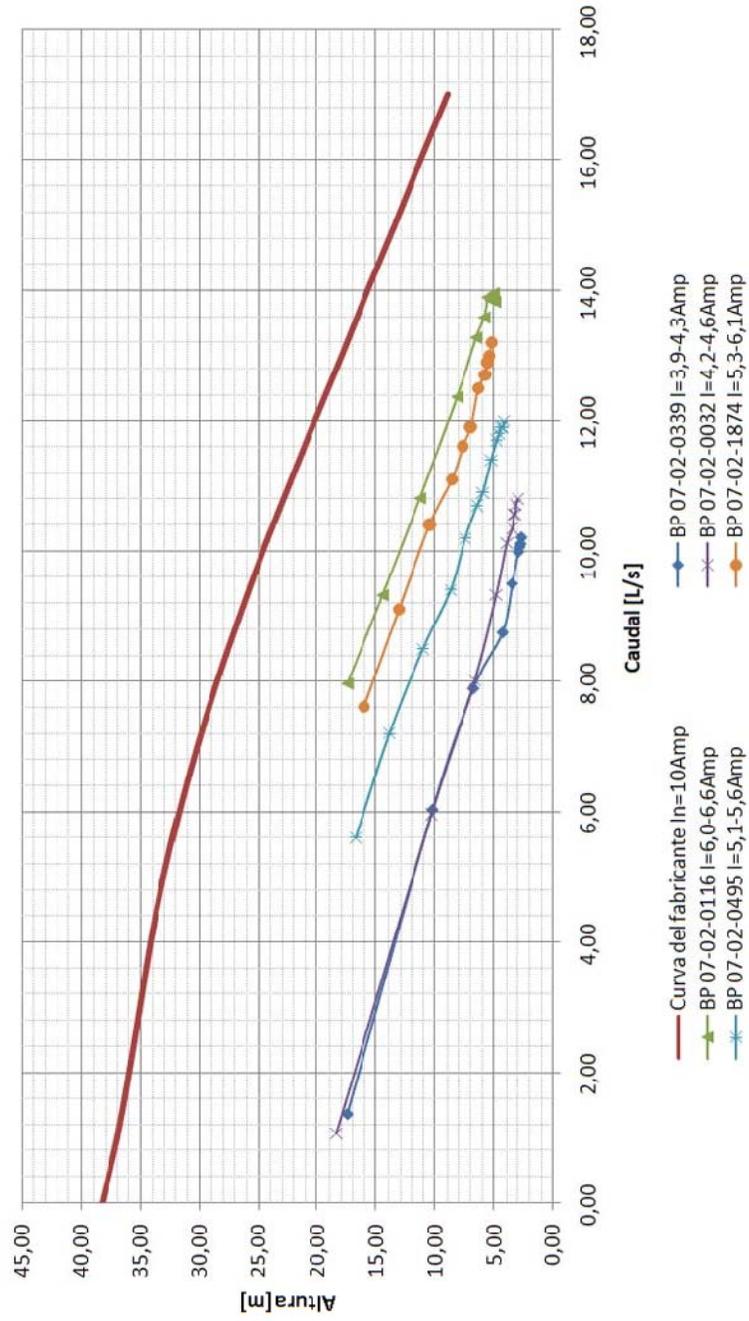
ν=viscosidad cinemática (0,9055\*10<sup>-6</sup>m<sup>2</sup>/s)

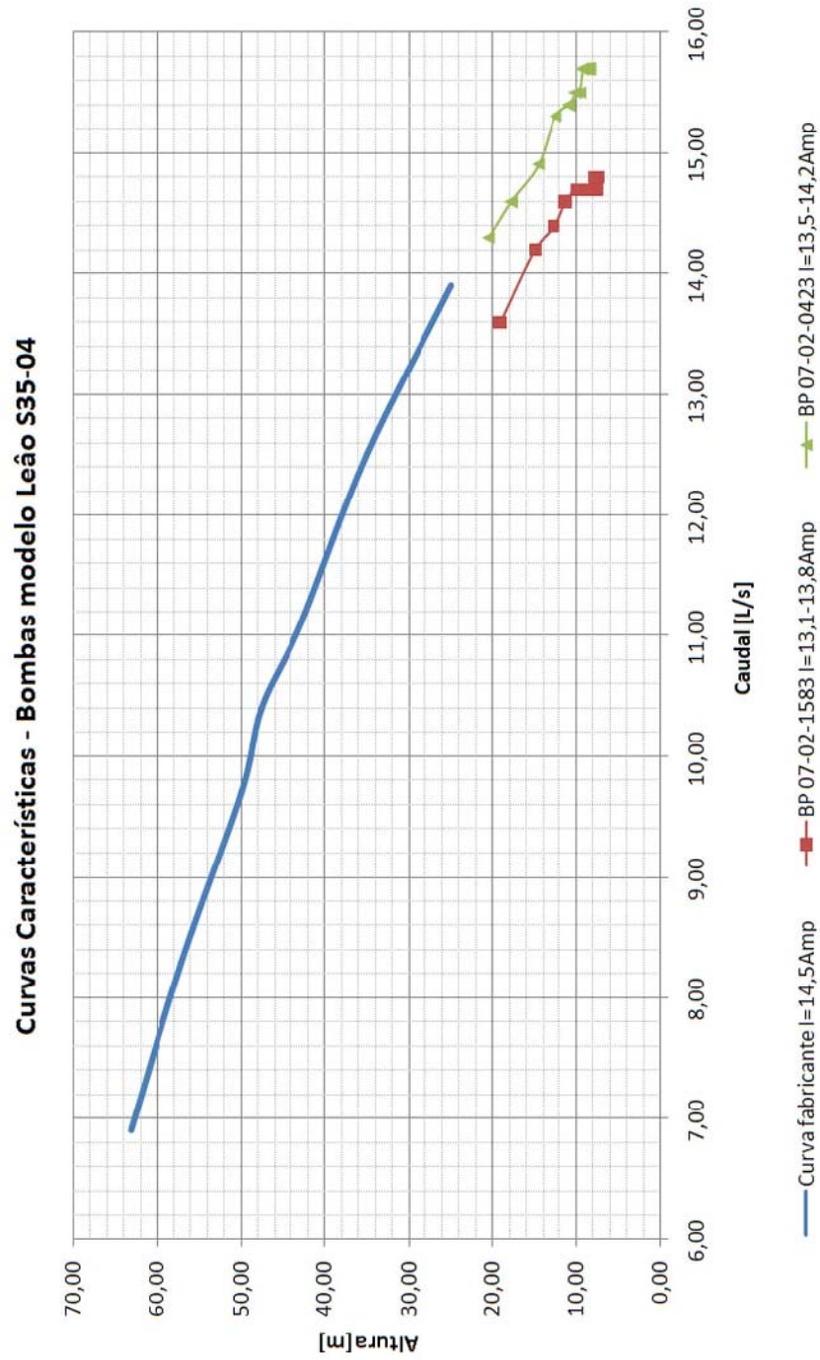
A<sub>TUB</sub>=área de la sección transversal interna de la tubería (0,004769m<sup>2</sup>)

APÉNDICE B - CURVAS OBTENIDAS EN EL BANCO DE PRUEBAS



Curvas Características - Bombas modelo Flygt 2102 HT





## APÉNDICE C - RUTINA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO

Las inspecciones, servicio y reparaciones solamente se harán cuando el cable eléctrico ha sido desconectado de la fuente de energía. Han no ser que la actividad a realizar requiera de tensión.

### **BOMBAS SUMERGIBLES DE ACHIQUE MARCA FLYGT**

#### **En operación**

NOTA: El motor debe tener un máximo de 15 arranques continuos por hora uniformemente distribuidos.

#### **Realizar antes de la puesta en marcha**

Tras un largo período sin operación la bomba debe inspeccionarse antes de ponerse en funcionamiento.

Revisar que la tensión a suministrar no tenga una variación mayor al 10% de la nominal.

Controlar que el nivel de aceite en la cámara de aceite llegue hasta el agujero de llenado.

Comprobar que el impulsor puede hacerse girar con la mano.

Comprobar el sentido de rotación. El impulsor deberá girar en el sentido de las agujas del reloj, observando desde arriba. Al ponerse en marcha la bomba dará una sacudida en el sentido opuesto al giro del impulsor.

#### **Realizar a la semana de funcionamiento**

Si la bomba es nueva o sus juntas fueron recién cambiadas, revisar el estado de la cámara de aceite insertando un tubo o manguera en el orificio del aceite, se tapa el extremo superior del tubo y se recoge un poco del lubricante desde el fondo. Se debe reemplazar el aceite si la cámara contiene demasiada agua emulsionada (con aspecto

a crema) o si se evidencia una separación clara agua/aceite. Luego volver a inspeccionar al cabo de una semana.

**Realizar cada 2.000 horas de funcionamiento (únicamente Modelo 2151)**

Revisión de la cámara de aceite.

**Realizar cada 5 meses (únicamente Modelo 2052 y Modelo 2102)**

Revisión de la cámara de aceite.

**Realizar una vez al año**

Someter la bomba a una revisión general en un taller de servicio (cambio de piezas desgastadas).

**Realizar cada 16.000 horas de funcionamiento (únicamente Modelo 2151)**

Cambiar los cojinetes, tanto los inferiores (rodamiento rígido de bolas), como los superiores (rodamiento de dos hileras de bolas de contacto angular).

**Realizar cada vez que se vaya a detener prolongadamente**

Si la bomba ha estado funcionando en agua muy sucia, hacer que bombee agua limpia durante un cierto tiempo o enjuagarla a través de la boquilla de descarga.

**En Paradas prolongadas**

**Realizar cada 2 meses**

Hacer girar el impulsor con la mano para evitar que las juntas queden adheridas.

**BOMBAS SUMERGIBLES DE POZO PROFUNDO MARCA LEÃO**

**En operación**

NOTA: El conjunto motor/bomba debe tener un máximo de 10 arranques por hora, es decir uno cada 6 minutos.

### **Realizar antes de la puesta en marcha**

Tras un largo período sin operación la bomba debe inspeccionarse antes de ponerse en funcionamiento.

Revisar que la tensión a suministrar no tenga una variación mayor al 10% de la nominal.

Comprobar que el impulsor puede hacerse girar con la mano.

Se debe colocar agua en el interior del motor retirando el tornillo de llenado y remover las protecciones de válvulas tal como se indica en el manual de operación.

Comprobar el sentido de rotación. El impulsor deberá girar en el sentido opuesto de las agujas del reloj, observando desde arriba. Al ponerse en marcha la bomba dará una sacudida en el sentido opuesto al giro del impulsor.

### **Realizar cada semana**

Medir el consumo de corriente (amperaje).

### **Realizar cada vez que se vaya a detener prolongadamente**

Si la bomba ha estado funcionando en agua muy sucia, hacer que bombee agua limpia durante un cierto tiempo o enjuagarla a través de la boquilla de descarga retirando antes la sección que contiene la válvula check.

### **En paradas prolongadas**

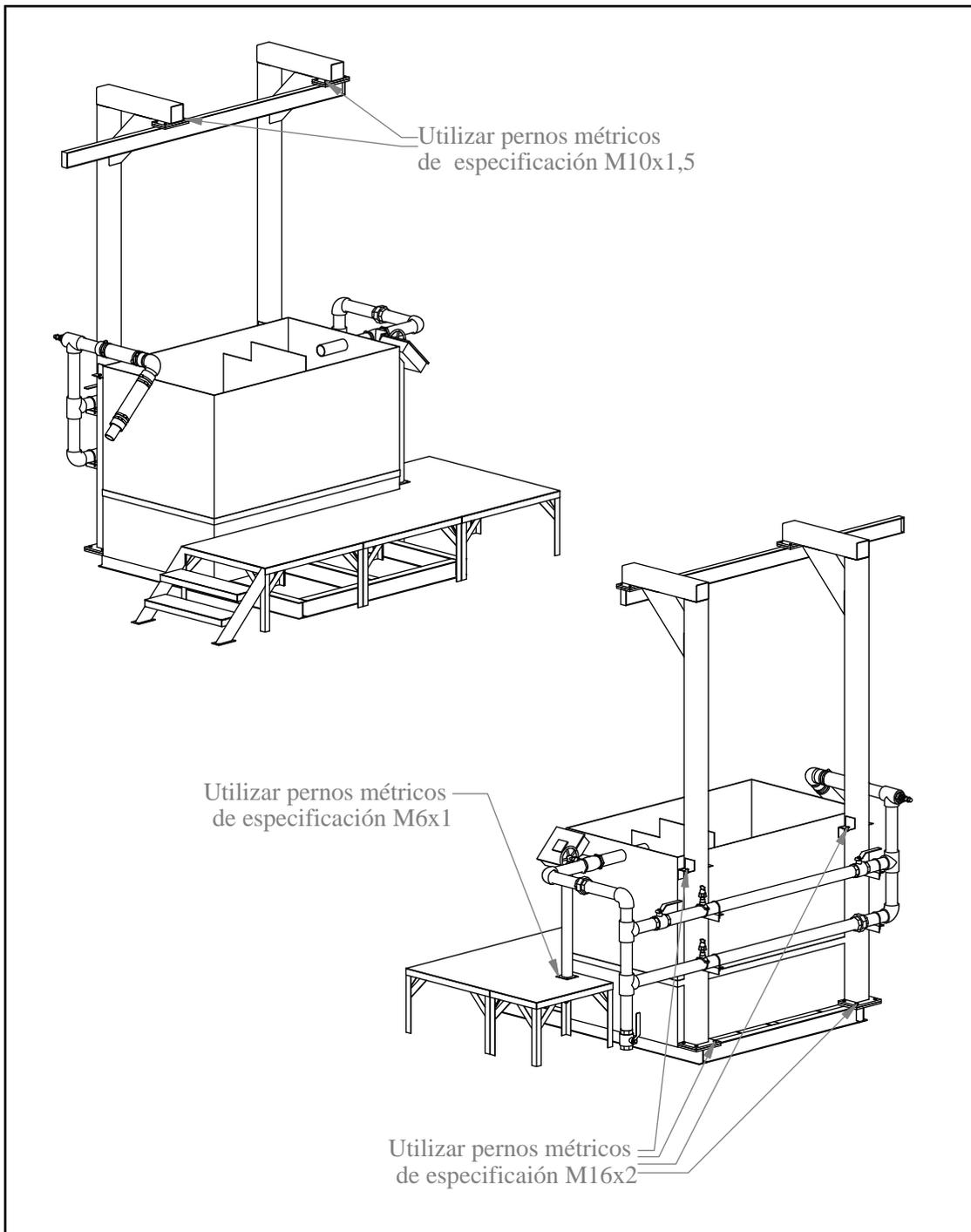
#### **Realizar cada semana**

Encender la bomba (con carga) por no menos de 5 minutos.

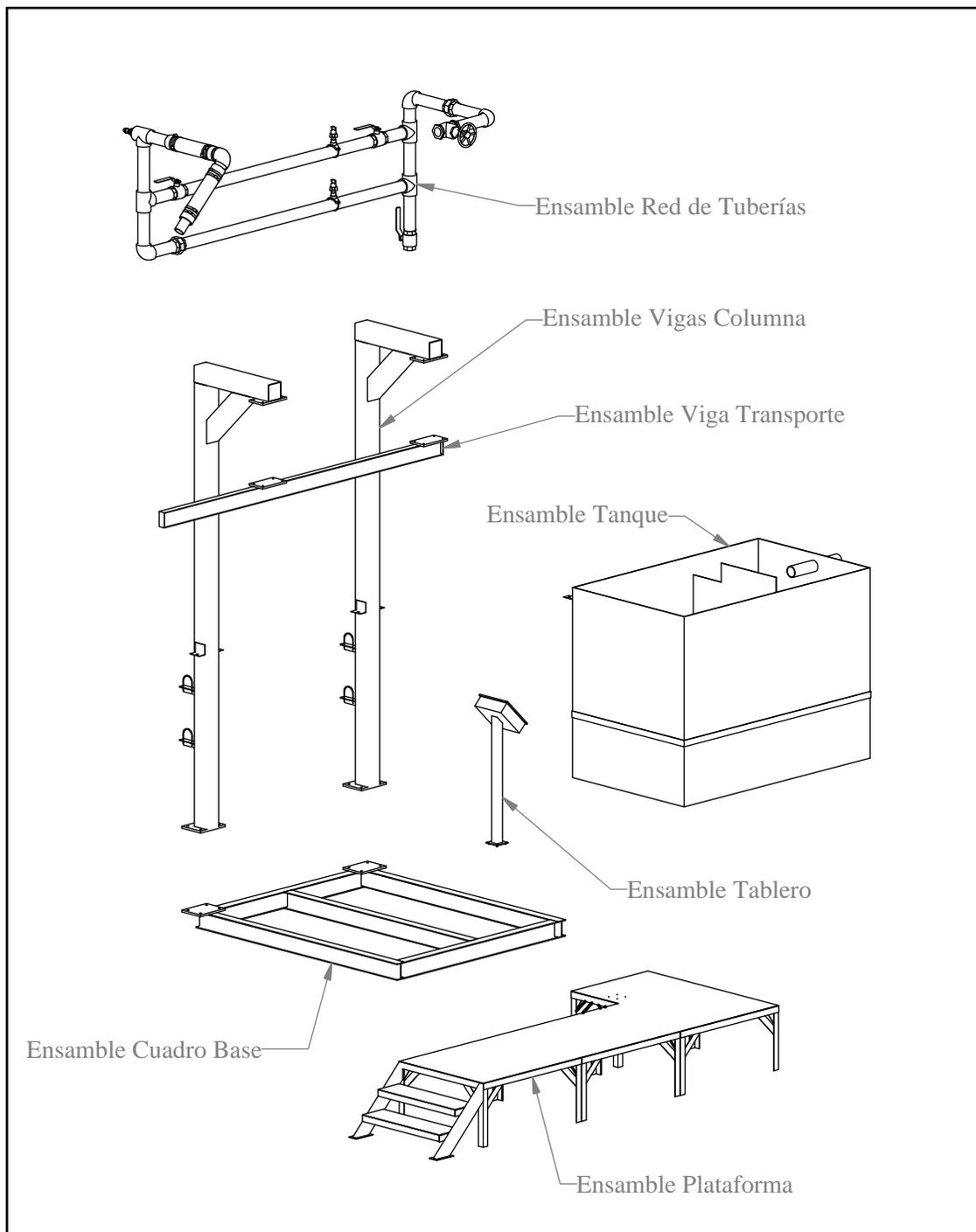
## APÉNDICE D - LISTA DE PARTES

## INDICE DE PLANOS

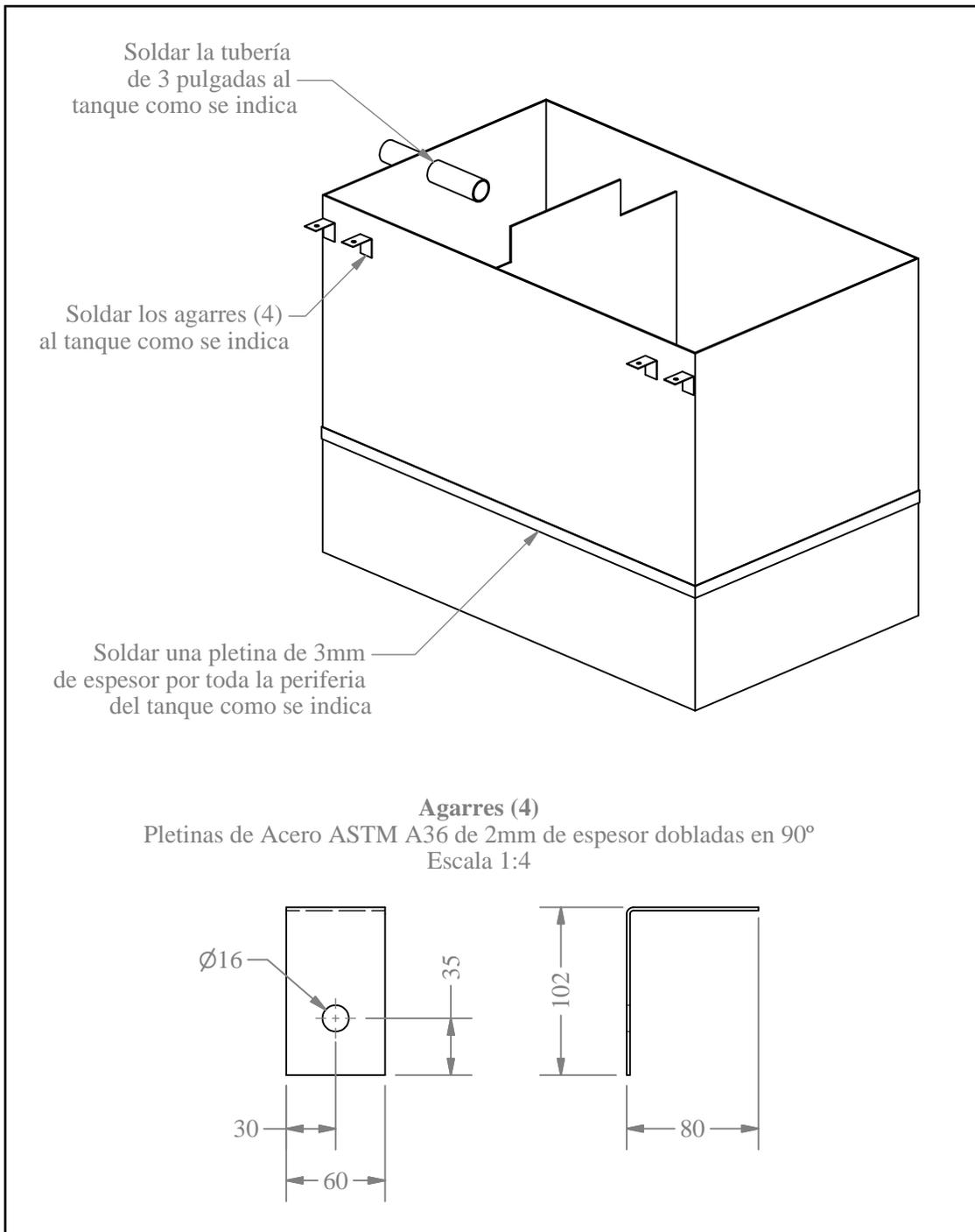
Plano D-1.	Ensamble banco
Plano D-2.	Despiece banco
Plano D-3.	Ensamble tanque
Plano D-4.	Tanque
Plano D-5.	Ensamble viga columna
Plano D-6.	Despiece viga columna
Plano D-7.	Ensamble viga transporte
Plano D-8.	Despiece viga transporte
Plano D-9.	Ensamble cuadro base
Plano D-10.	Despiece cuadro base
Plano D-11.	Ensamble plataforma
Plano D-12.	Despiece plataforma I
Plano D-13.	Despiece plataforma II
Plano D-14.	Despiece plataforma III
Plano D-15.	Ensamble tablero
Plano D-16.	Ensamble red de tuberías



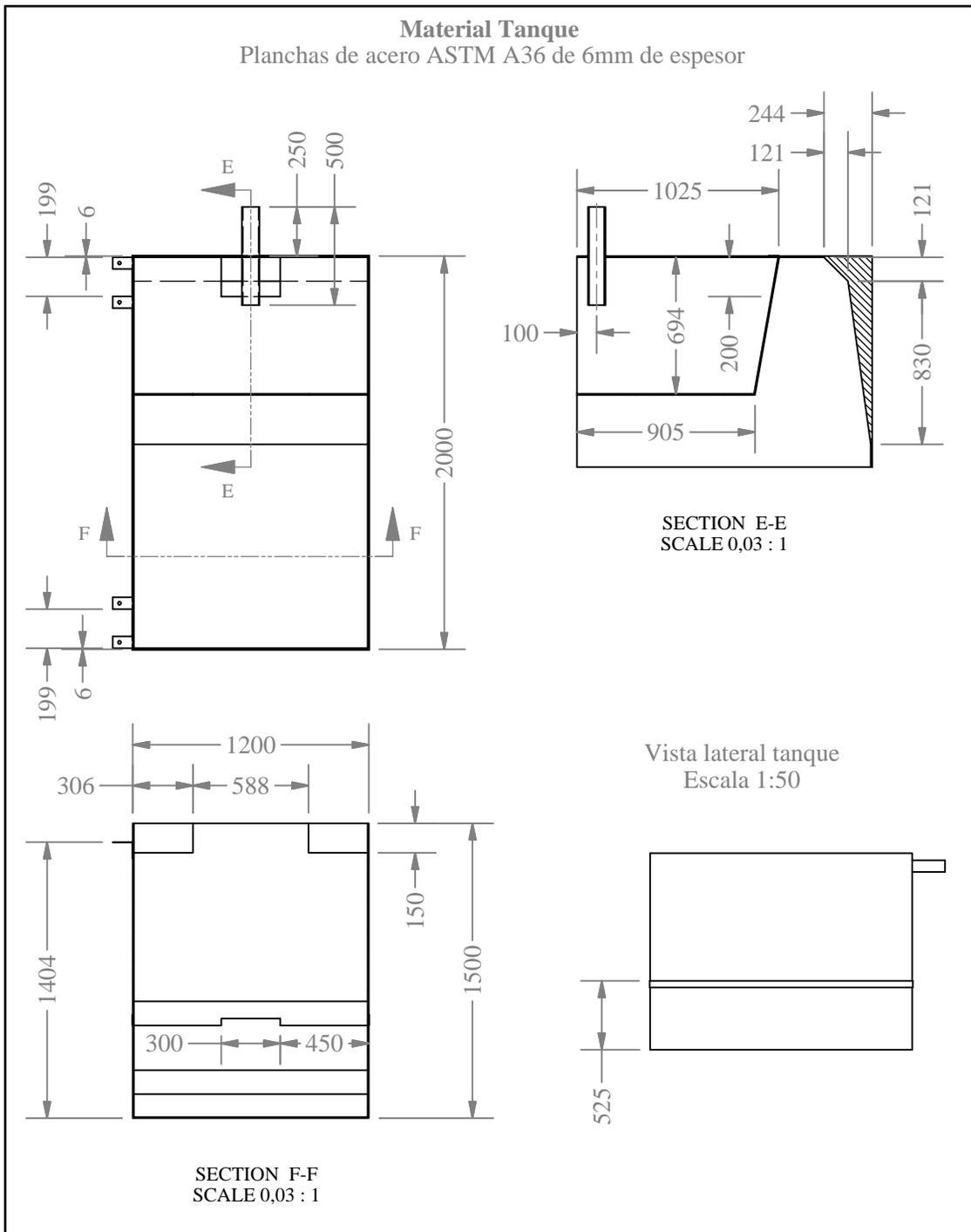
Diseñado por: Carlos G. Piñeiro M.	Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica	Plano: D-1	Escala: 1:50
Dibujado por: Carlos G. Piñeiro M.		Medidas en: milímetros	
Revisado por: Rodolfo Grullón	Ensamblaje del Banco de Pruebas	Fecha: Diciembre 2006	



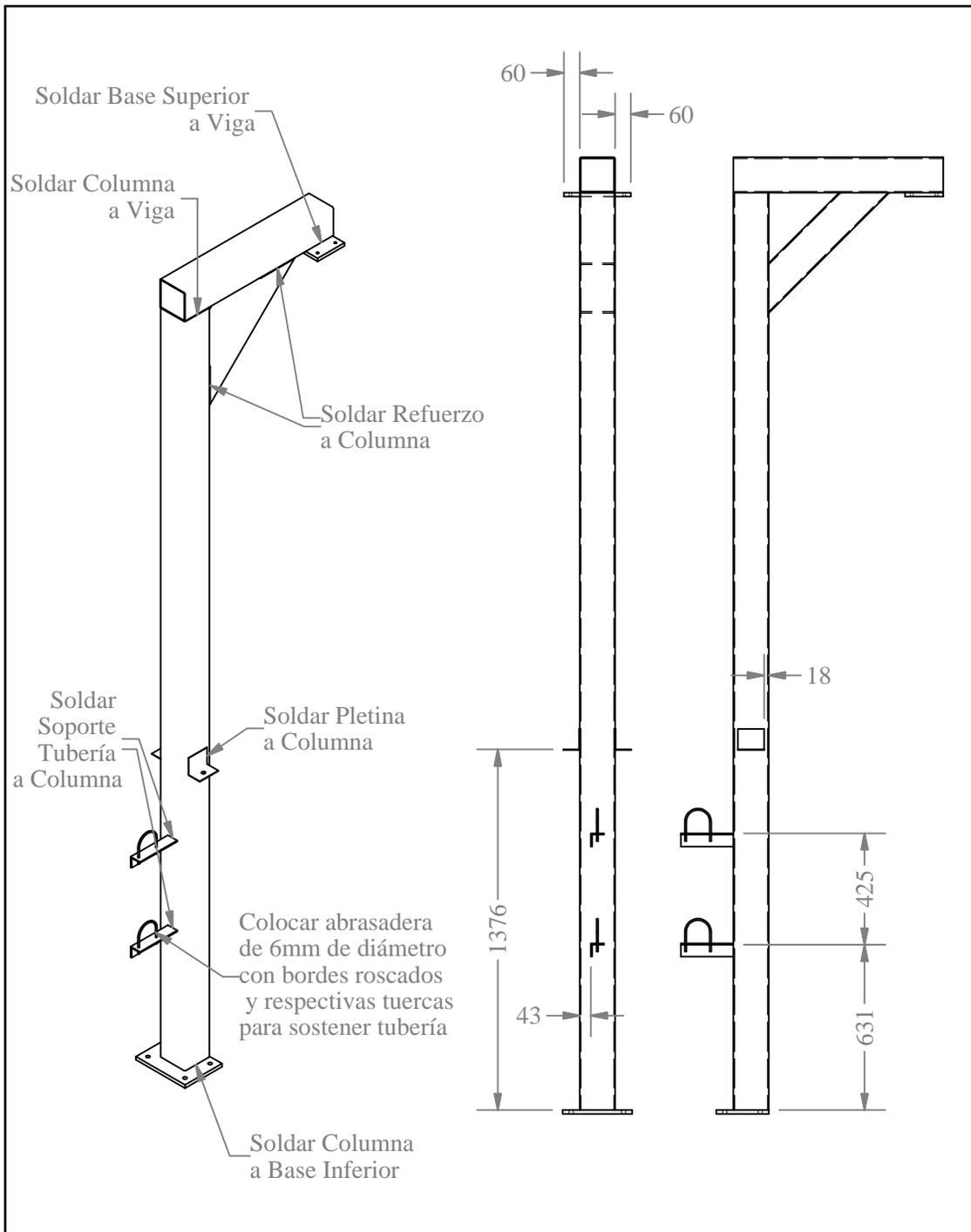
Diseñado por: Carlos G. Piñeiro M.	Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica	Plano: D-2	Escala: 1:50
Dibujado por: Carlos G. Piñeiro M.		Medidas en: milímetros	
Revisado por: Rodolfo Grullón	Despiece del Banco de Pruebas	Fecha: Diciembre 2006	



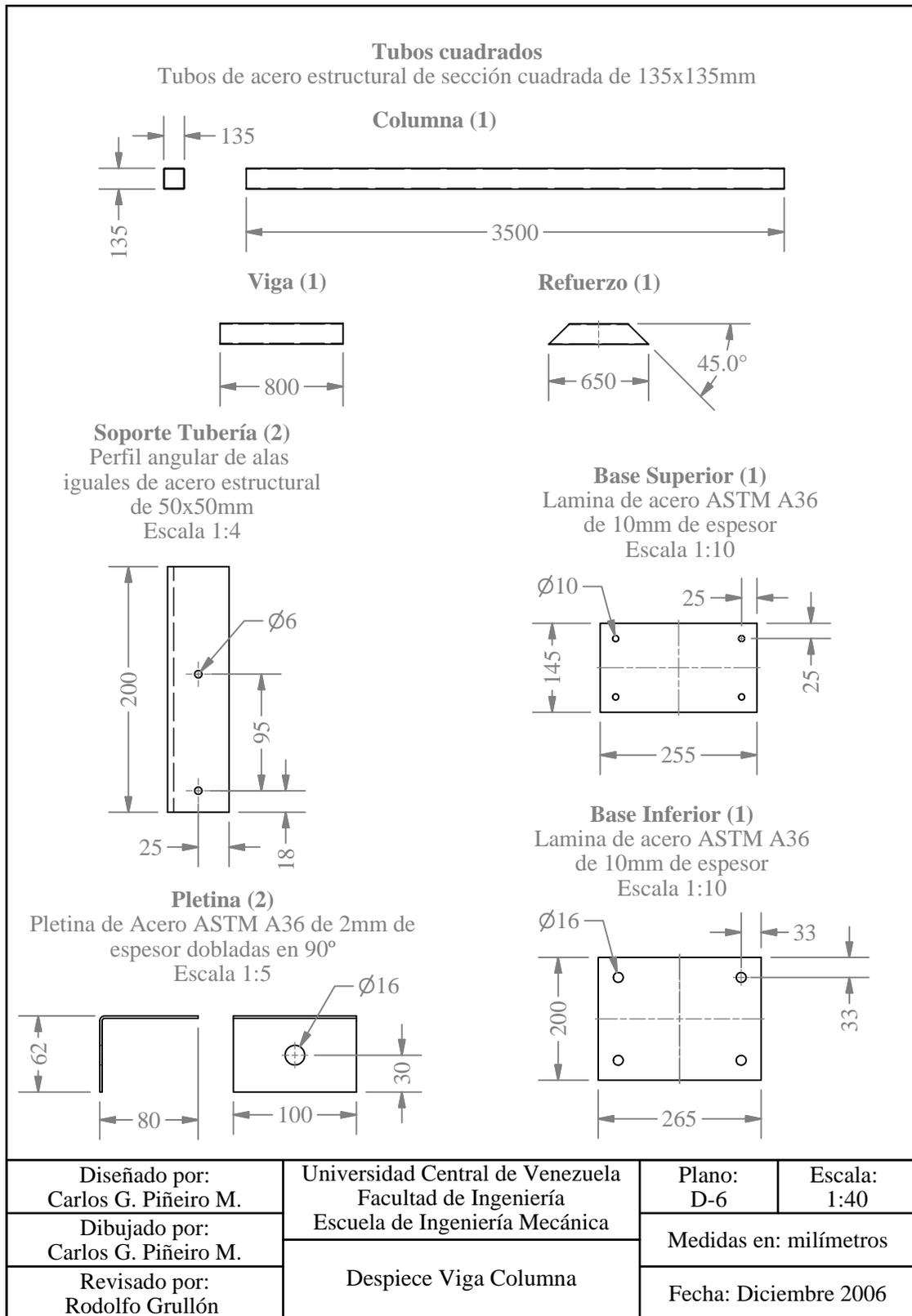
Diseñado por: Carlos G. Piñeiro M.	Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica	Plano: D-3	Escala: 1:25
Dibujado por: Carlos G. Piñeiro M.		Medidas en: milímetros	
Revisado por: Rodolfo Grullón	Ensamble Tanque	Fecha: Diciembre 2006	

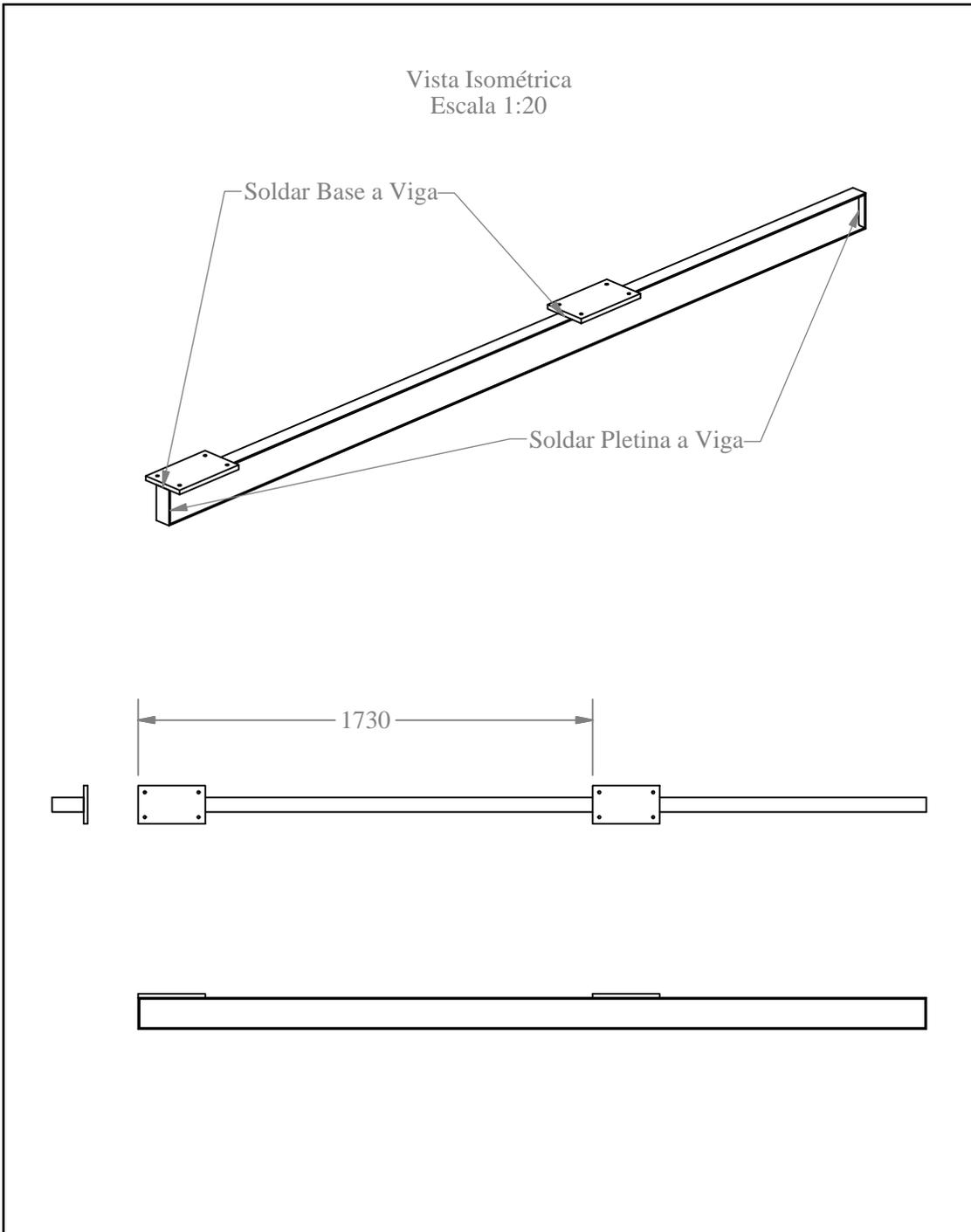


Diseñado por: Carlos G. Piñeiro M.	Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica	Plano: D-4	Escala: 0,03:1
Dibujado por: Carlos G. Piñeiro M.		Medidas en: milímetros	
Revisado por: Rodolfo Grullón	Tanque	Fecha: Diciembre 2006	

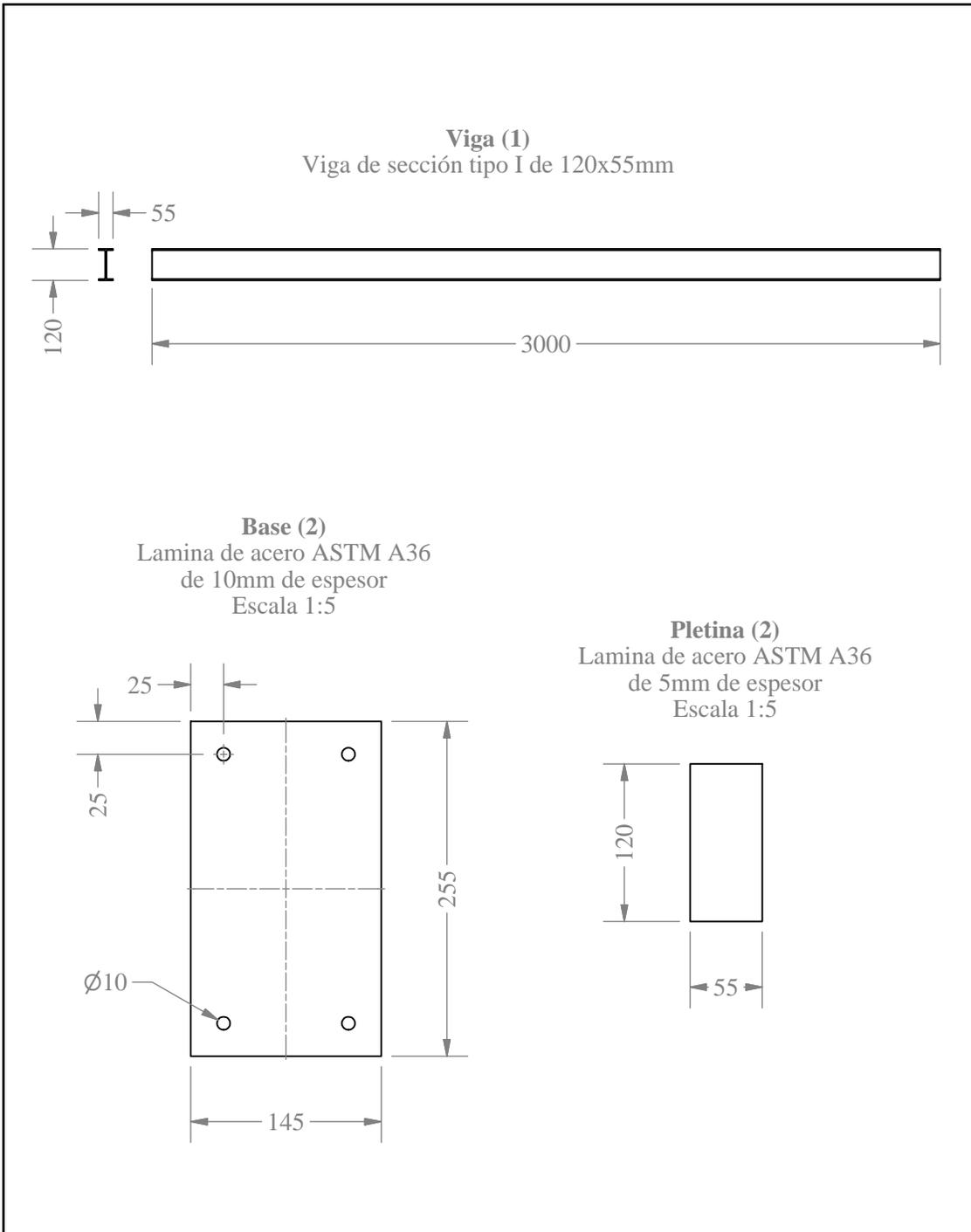


Diseñado por: Carlos G. Piñeiro M.	Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica	Plano: D-5	Escala: 1:25
Dibujado por: Carlos G. Piñeiro M.		Medidas en: milímetros	
Revisado por: Rodolfo Grullón	Ensamble Viga Columna	Fecha: Diciembre 2006	

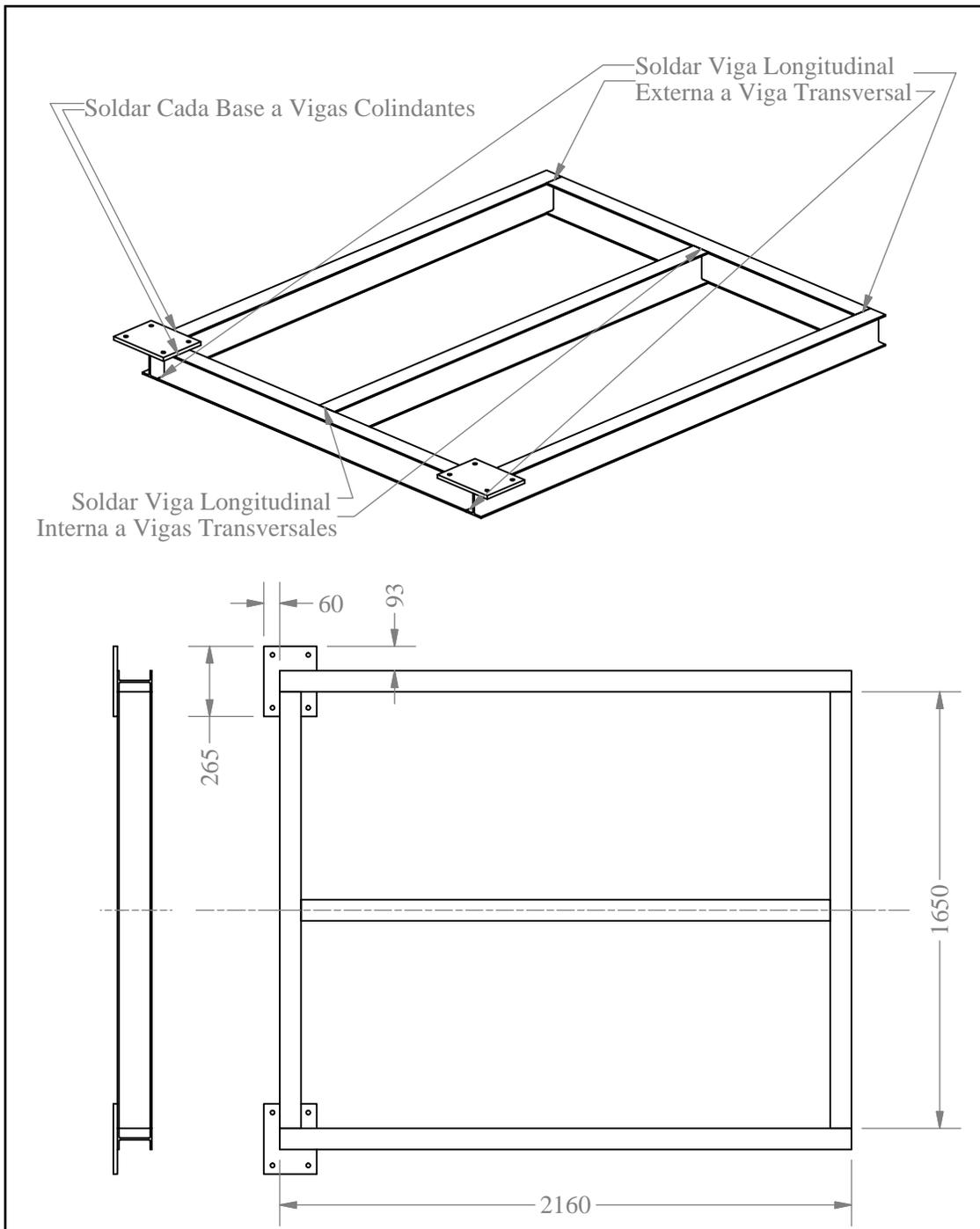




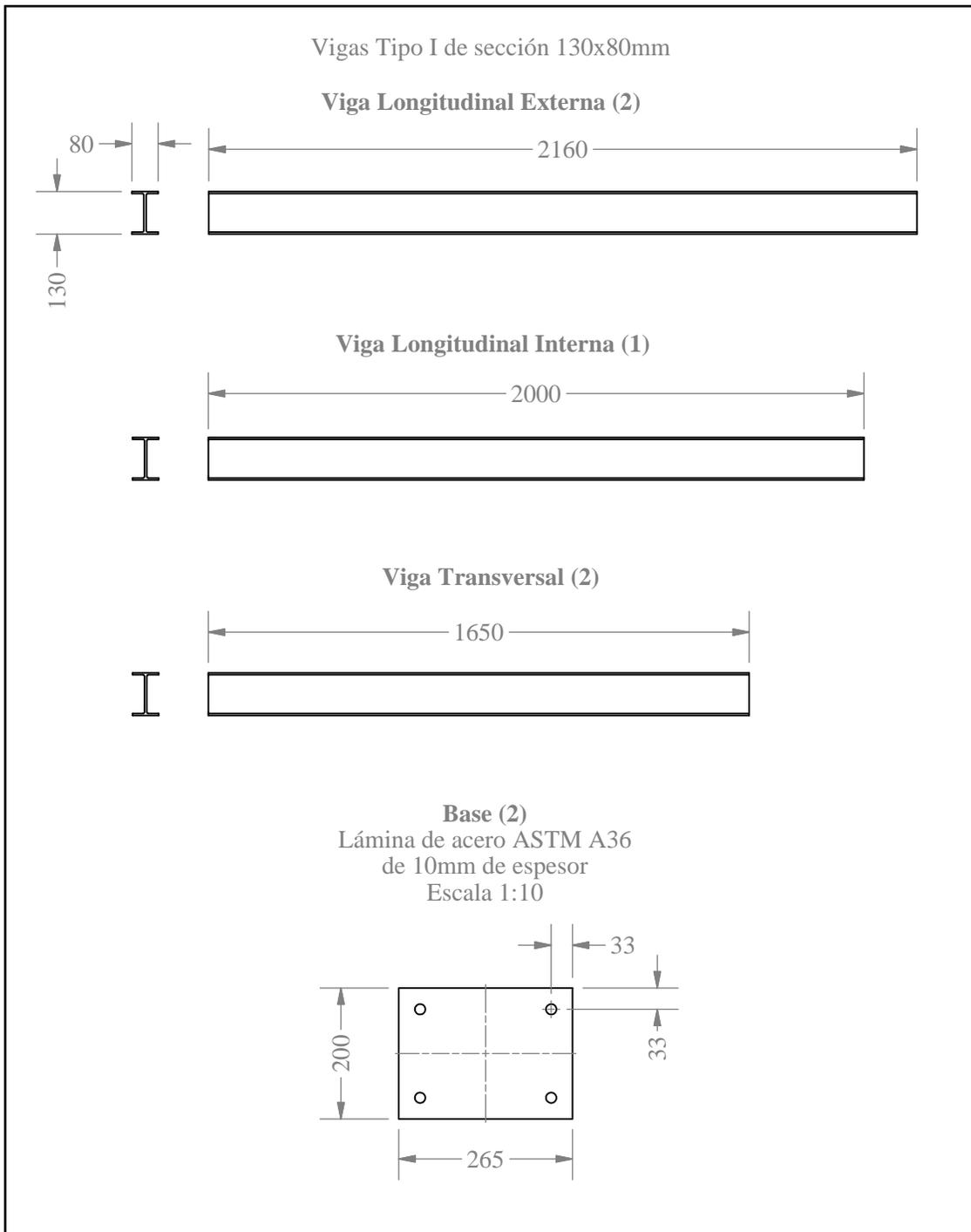
Diseñado por: Carlos G. Piñeiro M.	Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica	Plano: D-7	Escala: 1:25
Dibujado por: Carlos G. Piñeiro M.		Medidas en: milímetros	
Revisado por: Rodolfo Grullón	Ensamble Viga Transporte	Fecha: Diciembre 2006	



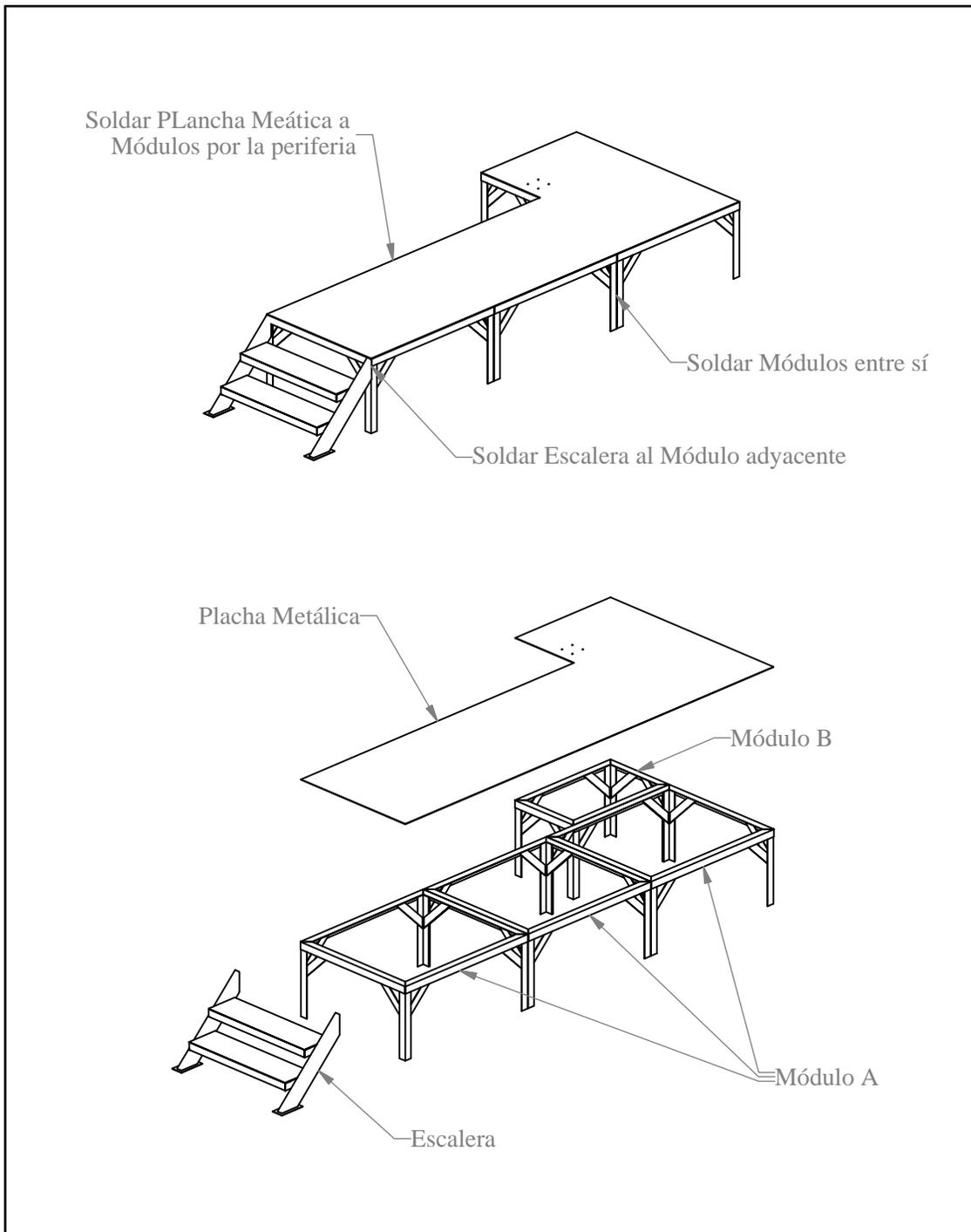
Diseñado por: Carlos G. Piñeiro M.	Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica	Plano: D-8	Escala: 1:25
Dibujado por: Carlos G. Piñeiro M.		Medidas en: milímetros	
Revisado por: Rodolfo Grullón	Despiece Viga Transporte	Fecha: Diciembre 2006	



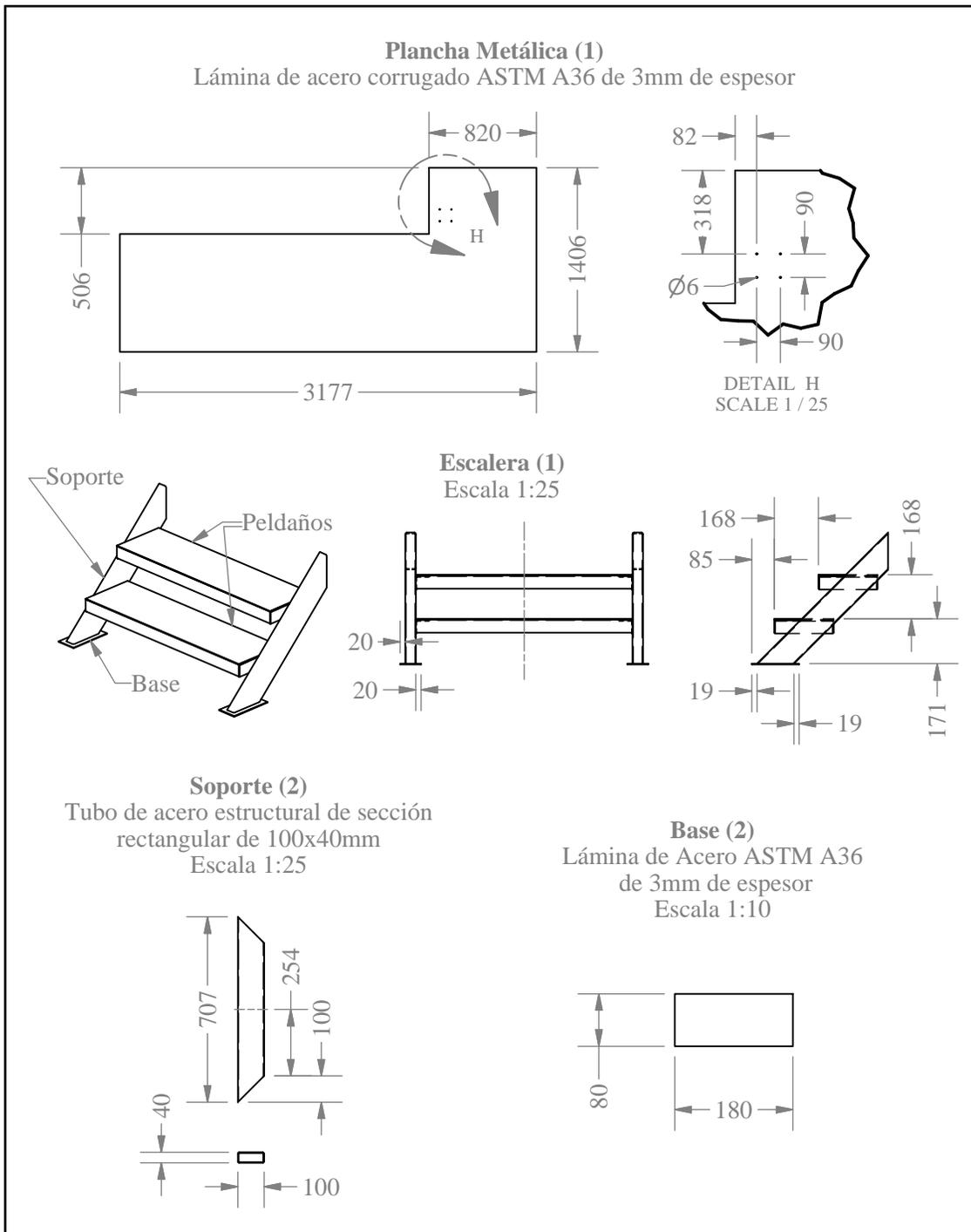
Diseñado por: Carlos G. Piñeiro M.	Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica	Plano: D-9	Escala: 1:25
Dibujado por: Carlos G. Piñeiro M.		Medidas en: milímetros	
Revisado por: Rodolfo Grullón	Ensamble Cuadro Base	Fecha: Diciembre 2006	



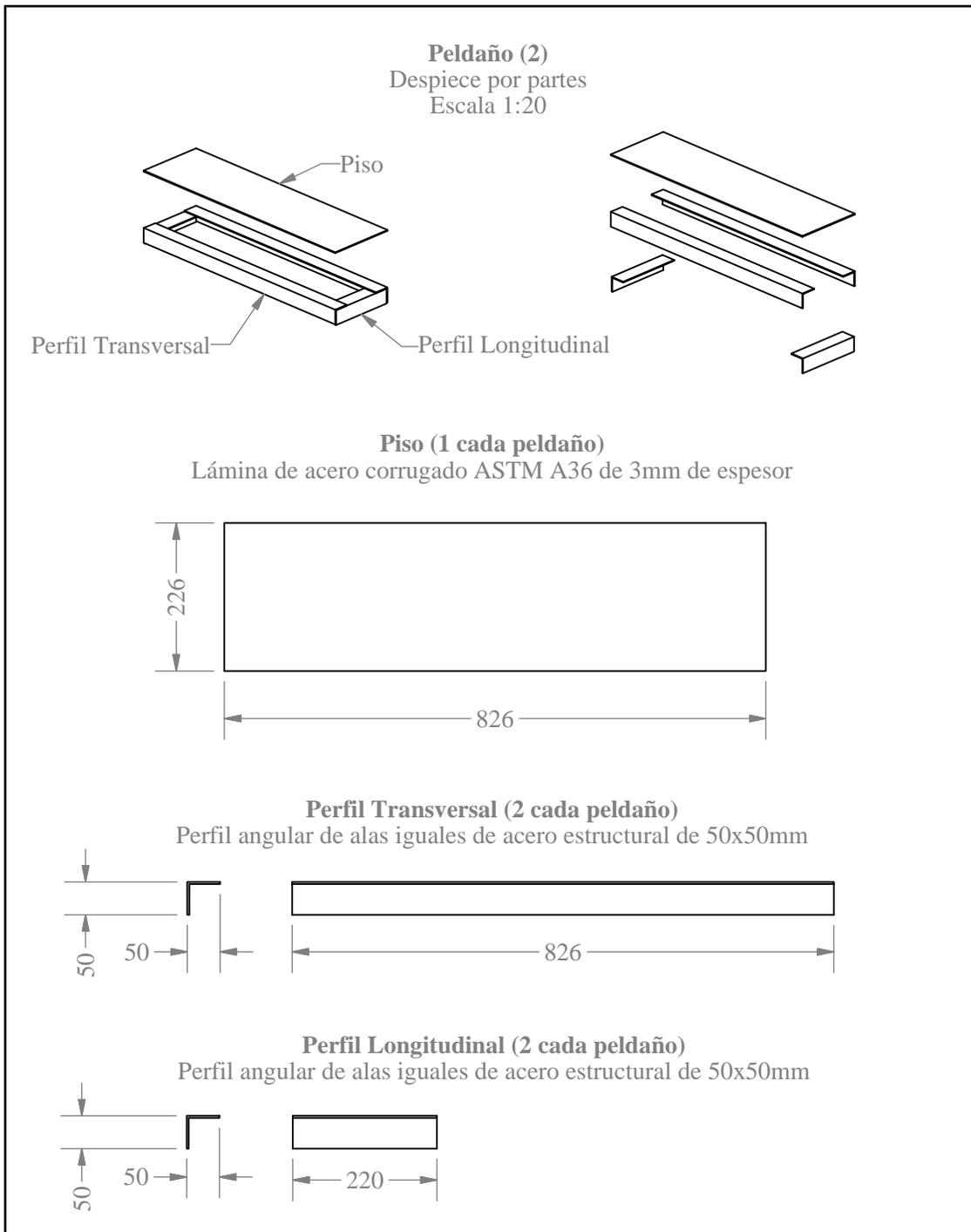
Diseñado por: Carlos G. Piñeiro M.	Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica	Plano: D-10	Escala: 1:20
Dibujado por: Carlos G. Piñeiro M.		Medidas en: milímetros	
Revisado por: Rodolfo Grullón	Despiece Cuadro Base	Fecha: Diciembre 2006	



Diseñado por: Carlos G. Piñeiro M.	Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica	Plano: D-11	Escala: 1:40
Dibujado por: Carlos G. Piñeiro M.		Medidas en: milímetros	
Revisado por: Rodolfo Grullón	Ensamble Plataforma	Fecha: Diciembre 2006	



Diseñado por: Carlos G. Piñeiro M.	Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica	Plano: D-12	Escala: 1:40
Dibujado por: Carlos G. Piñeiro M.		Medidas en: milímetros	
Revisado por: Rodolfo Grullón	Despiece Plataforma I	Fecha: Diciembre 2006	



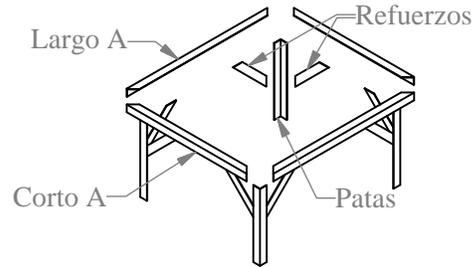
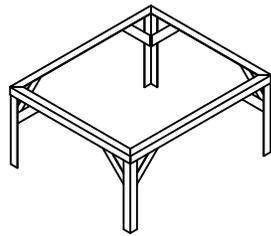
Diseñado por: Carlos G. Piñeiro M.	Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica	Plano: D-13	Escala: 1:10
Dibujado por: Carlos G. Piñeiro M.		Medidas en: milímetros	
Revisado por: Rodolfo Grullón	Despiece Plataforma II	Fecha: Diciembre 2006	

**Material Módulos**

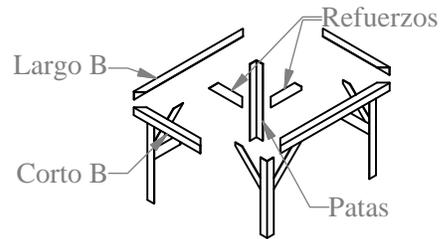
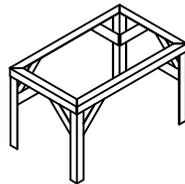
Refuerzo: pletina de 3mm de espesor

Demás piezas: perfiles angulares de alas iguales de acero estructural de 50x50mm

-----**Módulo A**-----

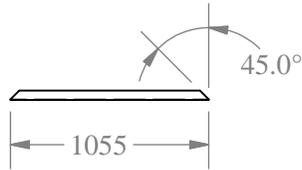


-----**Módulo B**-----

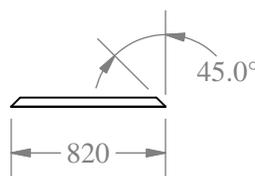


-----**Piezas por separado**-----

**Largo A (2 cada módulo)**



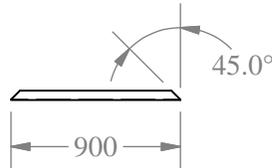
**Largo B (2 cada módulo)**



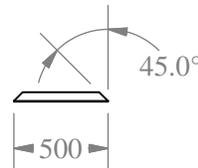
**Patas (4 cada módulo)**



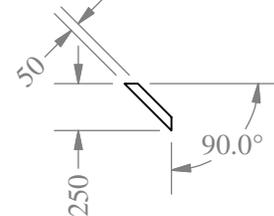
**Corto A (2 cada módulo)**



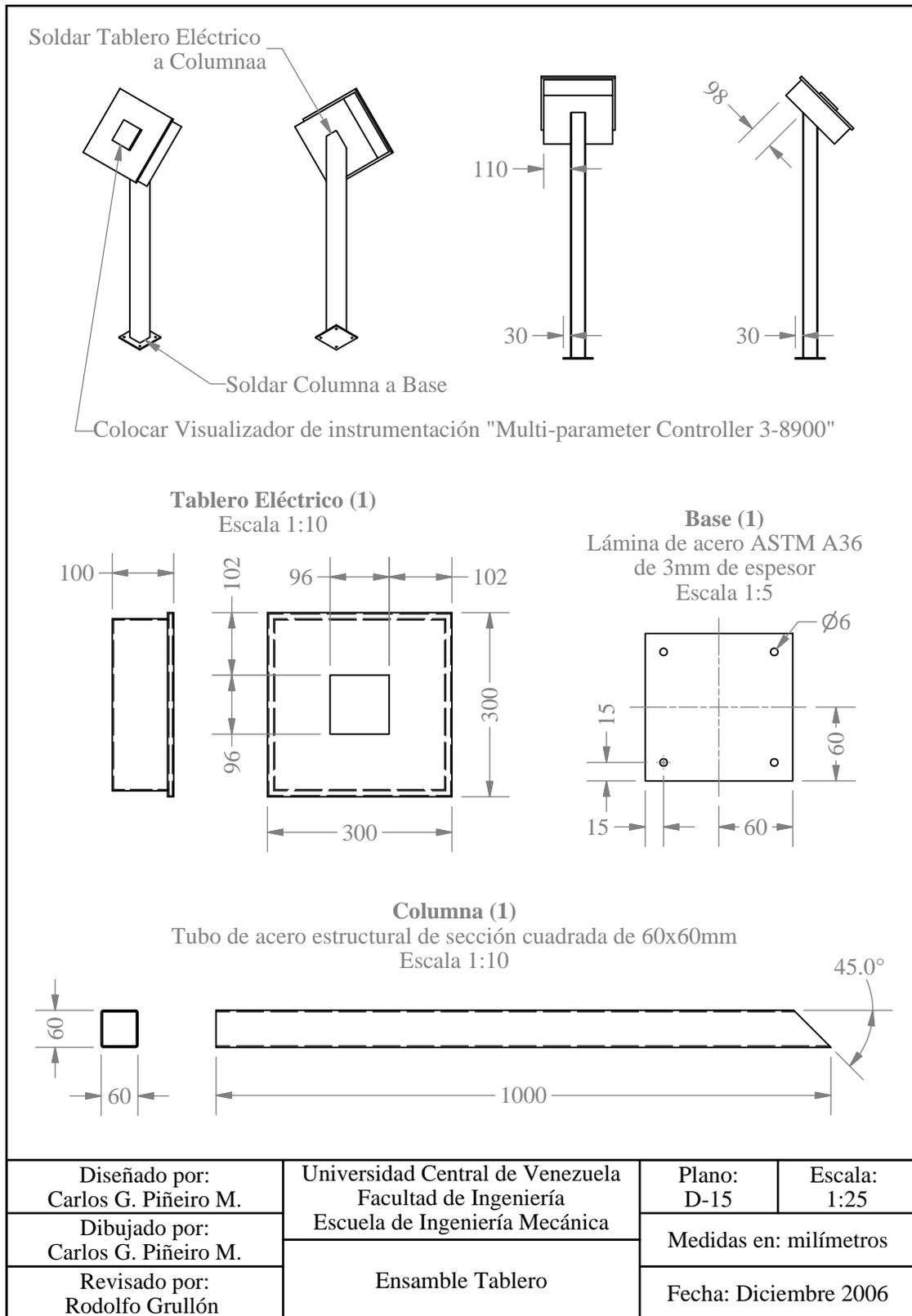
**Corto B (2 cada módulo)**

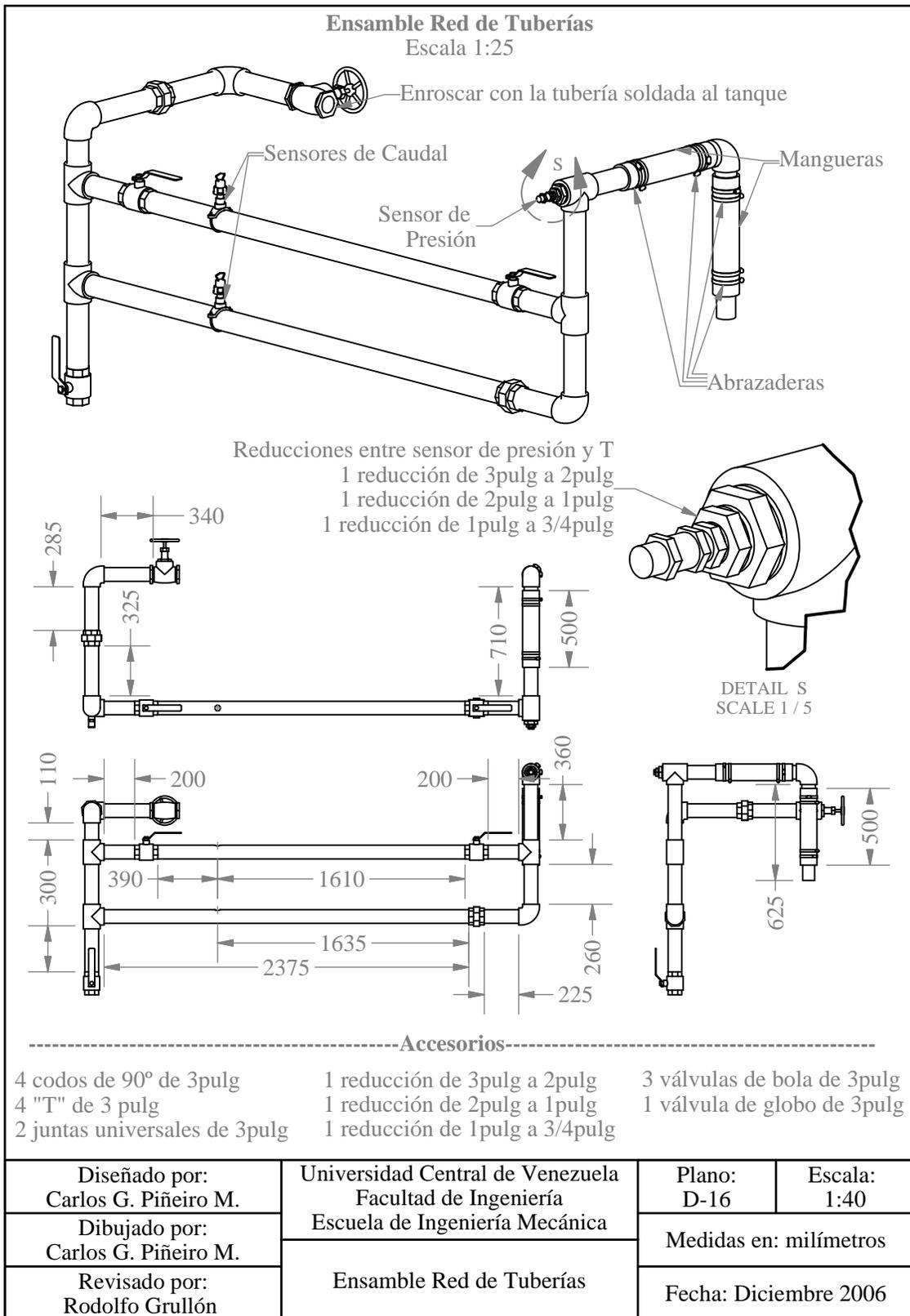


**Refuerzo (8 cada módulo)**



Diseñado por: Carlos G. Piñeiro M.	Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica	Plano: D-14	Escala: 1:40
Dibujado por: Carlos G. Piñeiro M.		Medidas en: milímetros	
Revisado por: Rodolfo Grullón	Despiece Plataforma III	Fecha: Diciembre 2006	





## ANEXO A - CURVAS DE LAS BOMBAS SUMINISTRADAS POR EL FABRICANTE

- Curva de funcionamiento de bomba Flygt modelo 2052 tipo MT
- Curva de funcionamiento de bomba Flygt modelo 2102 tipo MT
- Curva de funcionamiento de bomba Flygt modelo 2102 tipo HT
- Curva de funcionamiento de bomba Flygt modelo 2151 tipo HT
  - Curva de funcionamiento de bomba Leão modelo S35
  - Datos técnicos de motor de bomba Leão



# CURVA DE FUNCIONAMIENTO

PRODUCTO  
**BS2052.170**

TIPO  
**MT**

FECHA  
**2008-04-10**

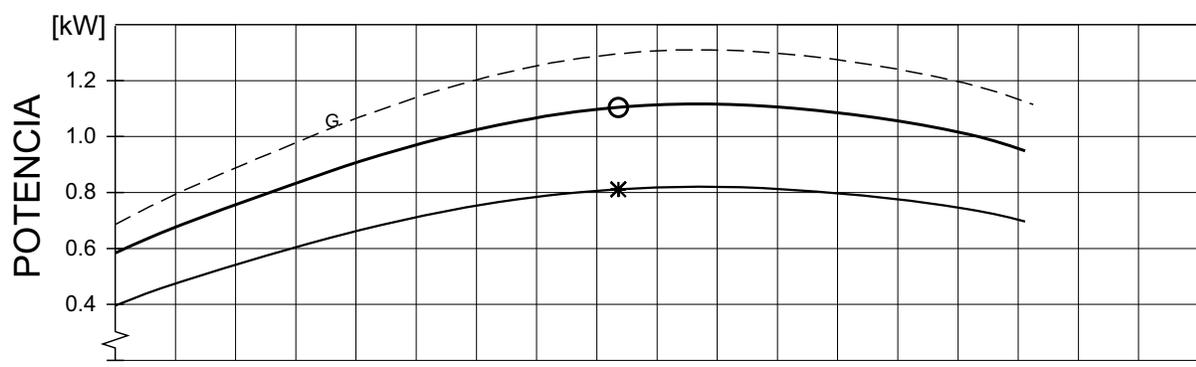
PROYECTO

Nº DE LA CURVA  
**63-234-00-0130**

REVI.  
**1**

	1/1 CARGA	3/4 CARGA	1/2 CARGA	POTENCIA EJE MOTOR	1.2	kW
COS PHI MOTOR	0.93	0.92	0.87	CORRIENTE	19	A
RENDIMIENTO MOTOR	71.5 %	73.0 %	72.5 %	ARRANQUE	4.5	A
RENDIMIENTO	---	---	---	CORRIENTE NOMINAL	3250	rpm
COMENTARIOS	ENTRADA / SALIDA			VELOCIDAD NOMINAL	---	
	- / 2 inch			INERCI		
	PASO IMPULSOR			MNTO. TOTAL	---	
	---			Nº DE PALAS	6	

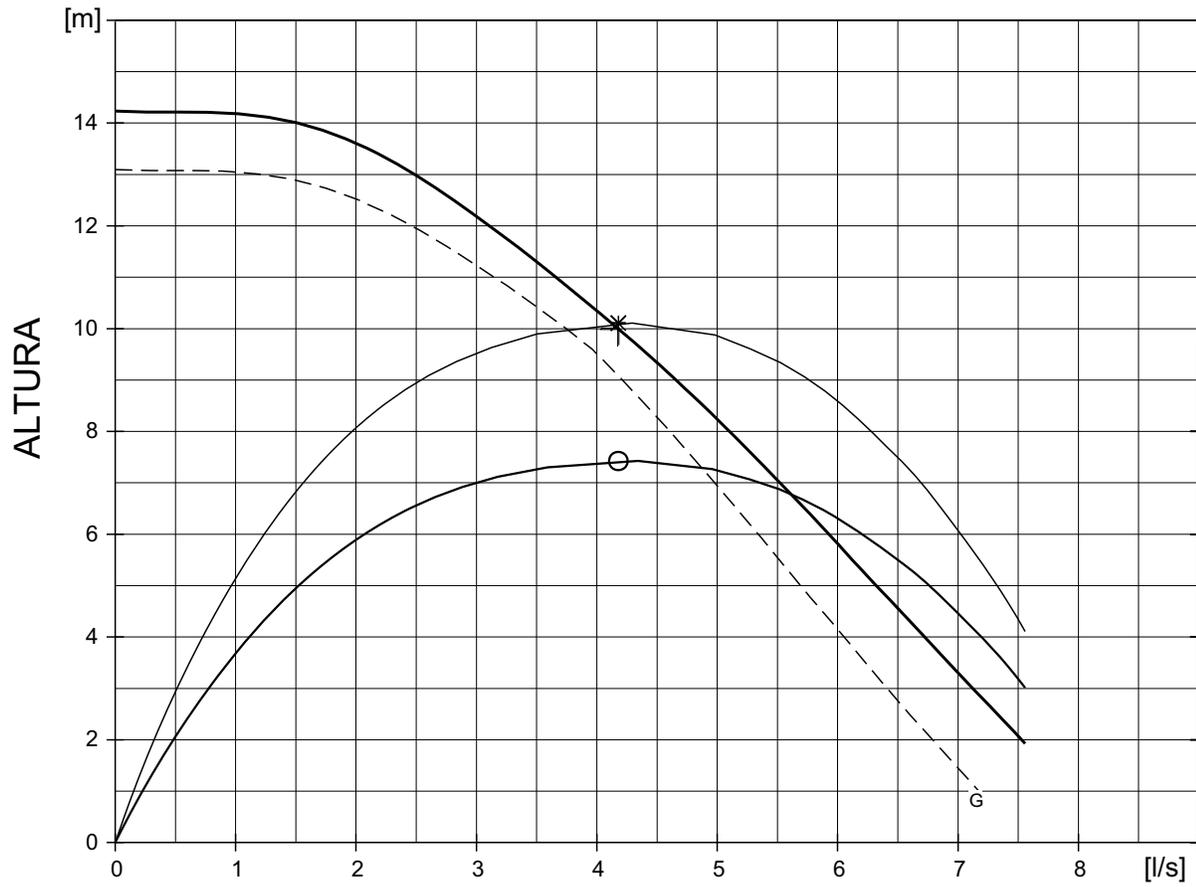
DIÁMETRO IMPULSOR <b>101 mm</b>			
MOTOR	ESTATOR	REV	
<b>12-07-2AA</b>	<b>37Y//</b>	<b>10</b>	
FRECUE.	FASES	VOLTAJE	POLOS
<b>60 Hz</b>	<b>3</b>	<b>230 V</b>	<b>2</b>
REDUCTOR TIPO		RATIO	
---		---	



PTO TRABAJO P.M.R. CAUDAL [l/s] ALTURA [m] POTENCIA [kW] RTO [%] (NPSHR)[m] GARANTÍA ISO 9906/annex A.2

4.18 10.00 1.11 ( 0.82) 37.1 (50.5)

O POT ABSORBIDA  
\* POT EN EL EJE  
O RDTO GLOBAL  
\* RDTO HIDRAULIC



PTO MAX RDTO  
RTO [%]

FLYPS2.19.5.0 (20031201)

Funcionamiento con agua limpia y datos eléctricos a 40°

GUARANTEE BETWEEN LIMITS (G) ACC. TO  
**ISO 9906/annex A.2**



# CURVA DE FUNCIONAMIENTO

PRODUCTO  
**BS2102.041**

TIPO  
**MT**

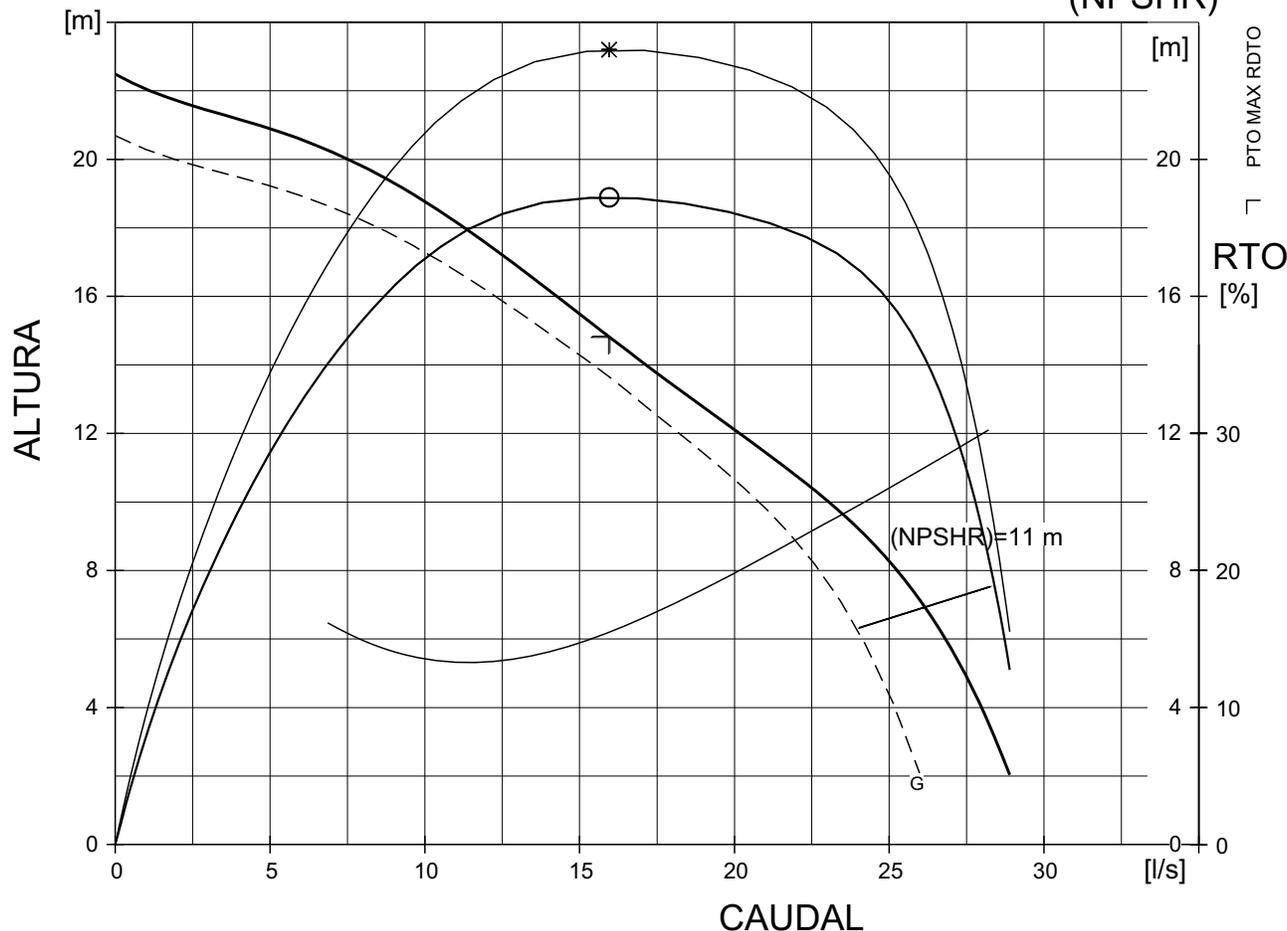
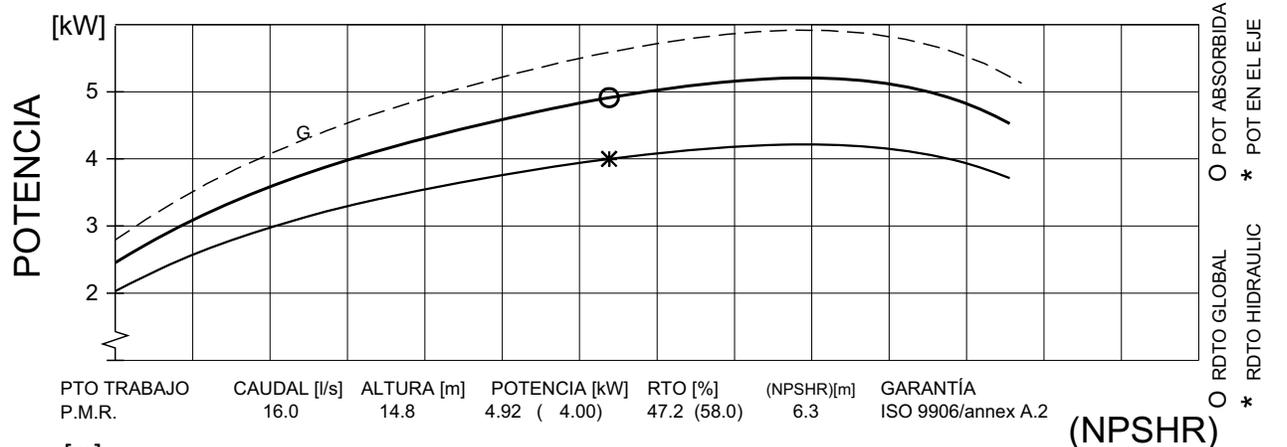
FECHA  
**2008-04-11**

PROYECTO

Nº DE LA CURVA  
**63-244-00-1035**

REVI.  
**1**

	1/1 CARGA	3/4 CARGA	1/2 CARGA	POTENCIA EJE MOTOR	6	kW	DIÁMETRO IMPULSOR			
COS PHI MOTOR	0.93	0.93	0.90	CORRIENTE	139	A	126 mm			
RENDIMIENTO MOTOR	77.5 %	79.5 %	79.0 %	ARRANQUE	21	A	MOTOR	ESTATOR	REV	
RENDIMIENTO	---	---	---	CORRIENTE NOMINAL	3420	rpm	19-09-2AA	32D	10	
COMENTARIOS	ENTRADA / SALIDA			VELOCIDAD NOMINAL	0.016	kgm2	FRECUE.	FASES	VOLTAJE	POLOS
	- / 3.0 inch			INERCI	6		60 Hz	3	230 V	2
	PASO IMPULSOR			MNTO. TOTAL	---		REDUCTOR TIPO		RATIO	
				Nº DE PALAS	---					



FLYPS2.19.5.0 (20031201)

(NPSHR) = (NPSH3) + márgenes

Funcionamiento con agua limpia y datos eléctricos a 40°

GUARANTEE BETWEEN LIMITS (G) ACC. TO

**ISO 9906/annex A.2**



# CURVA DE FUNCIONAMIENTO

PRODUCTO  
**BS2102.041**

TIPO  
**HT**

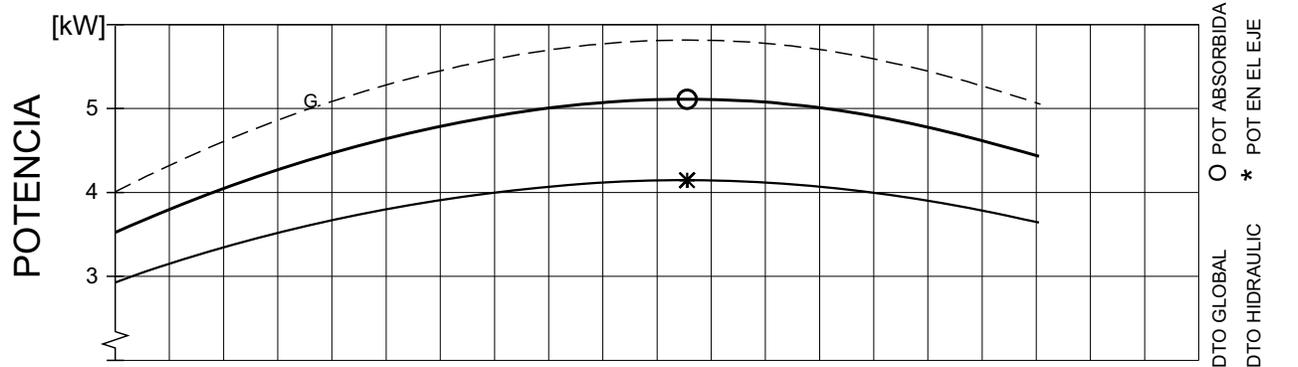
FECHA  
**2007-11-13**

PROYECTO

Nº DE LA CURVA  
**63-238-00-1650**

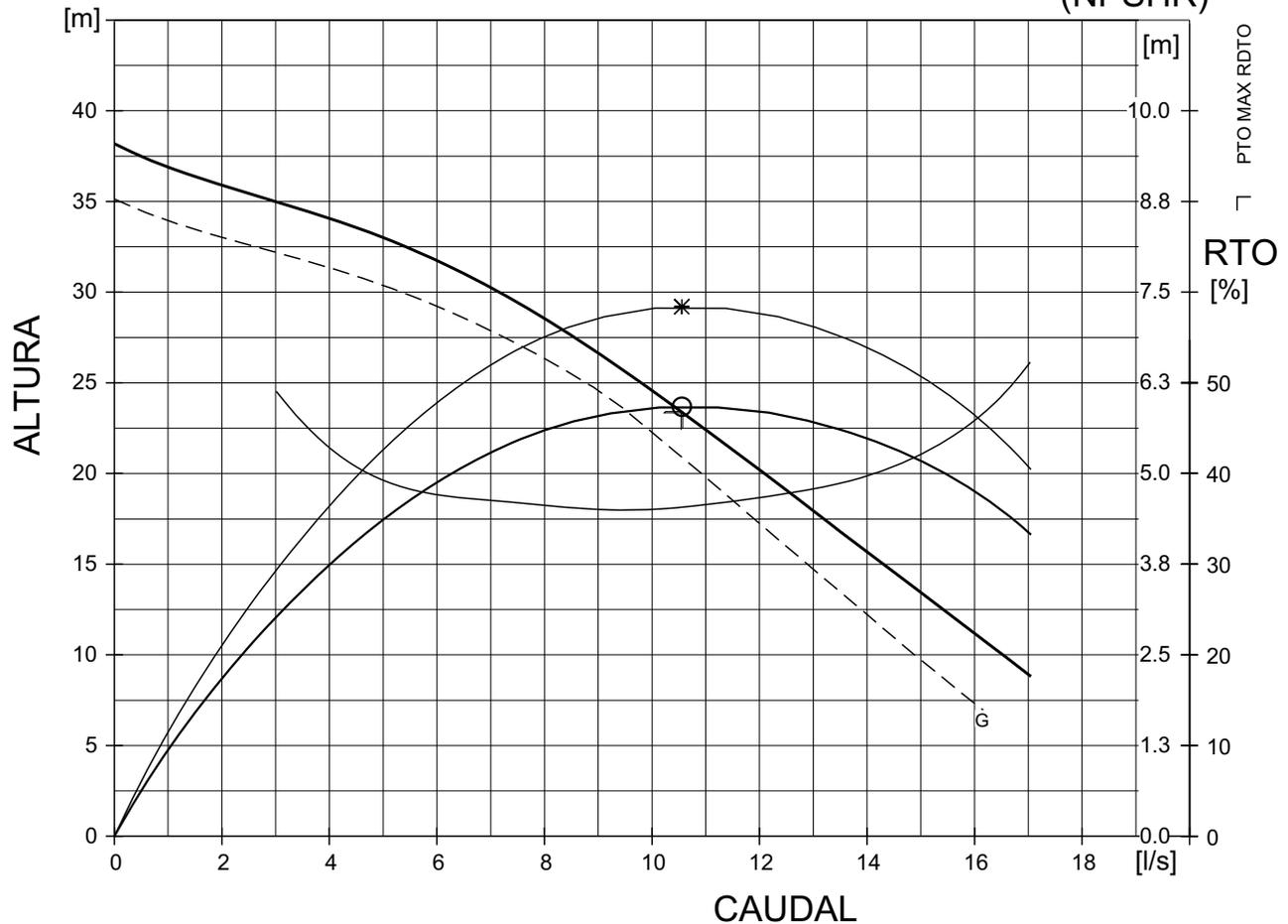
REVI.  
**1**

	1/1 CARGA	3/4 CARGA	1/2 CARGA	POTENCIA EJE MOTOR	6	kW	DIÁMETRO IMPULSOR <b>153 mm</b>				
COS PHI MOTOR	0.92	0.90	0.85	CORRIENTE	82	A	MOTOR	ESTATOR	REV		
RENDIMIENTO MOTOR	80.0 %	80.5 %	78.5 %	ARRANQUE	10	A	19-09-2AA	38D	10		
RENDIMIENTO	---	---	---	VELOCIDAD NOMINAL	3450	rpm	FRECUE.	FASES	VOLTAJE	POLOS	
COMENTARIOS	ENTRADA / SALIDA			INERCI	MNTO. TOTAL	0.011	60 Hz	3	460 V	2	
	- / 3.0 inch			Nº DE PALAS	3		REDUCTOR TIPO	RATIO			
	PASO IMPULSOR			---			---			---	



PTO TRABAJO P.M.R. CAUDAL [l/s] ALTURA [m] POTENCIA [kW] RTO [%] (NPSHR)[m] GARANTÍA ISO 9906/annex A.2

(NPSHR)



(NPSHR) = (NPSH3) + márgenes

Funcionamiento con agua limpia y datos eléctricos a 40°

GUARANTEE BETWEEN LIMITS (G) ACC. TO

**ISO 9906/annex A.2**

FLYPS2.19.5.0 (20031201)



# CURVA DE FUNCIONAMIENTO

PRODUCTO  
**BS2151.011**

TIPO  
**HT**

FECHA  
**2007-11-26**

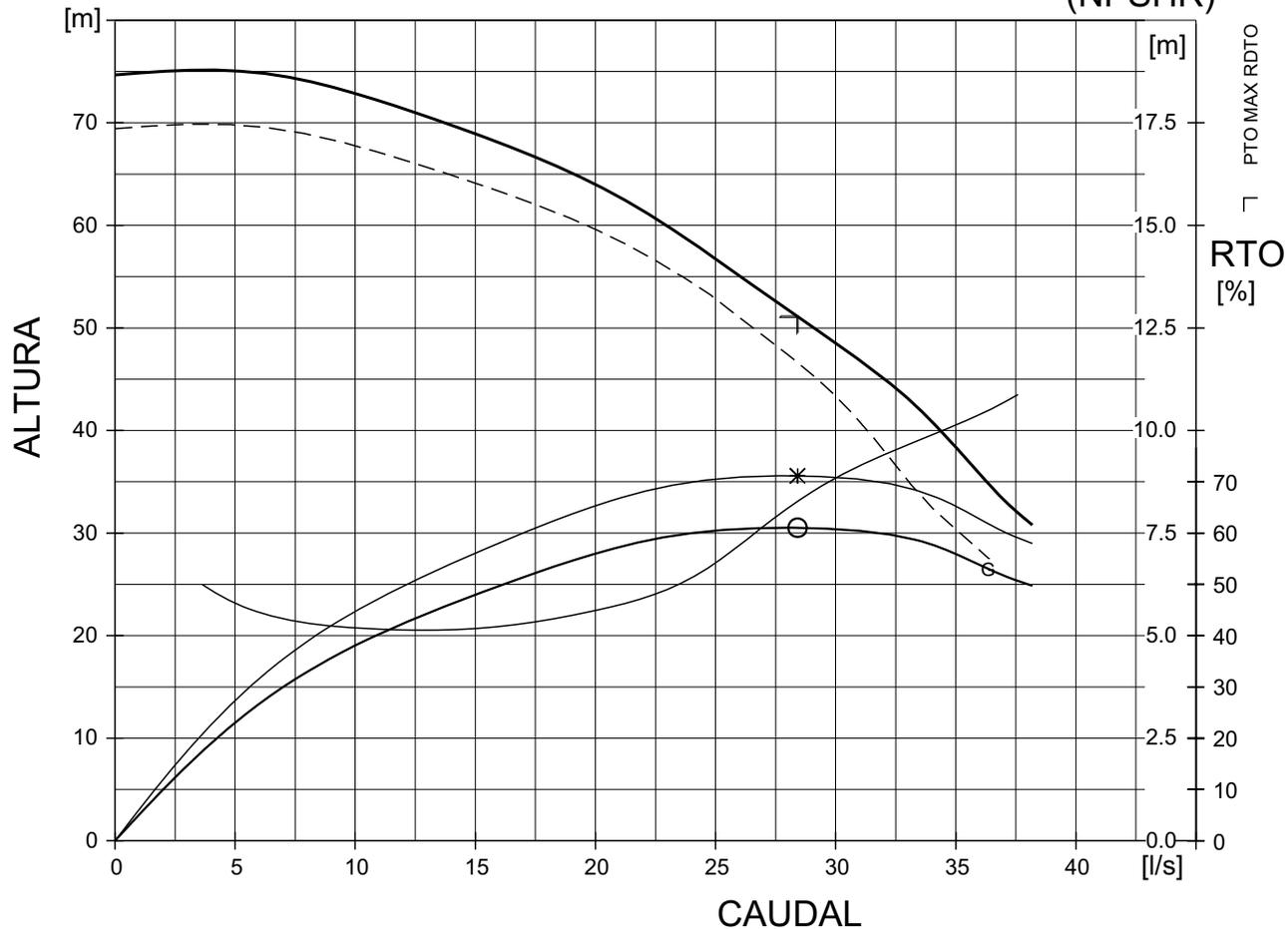
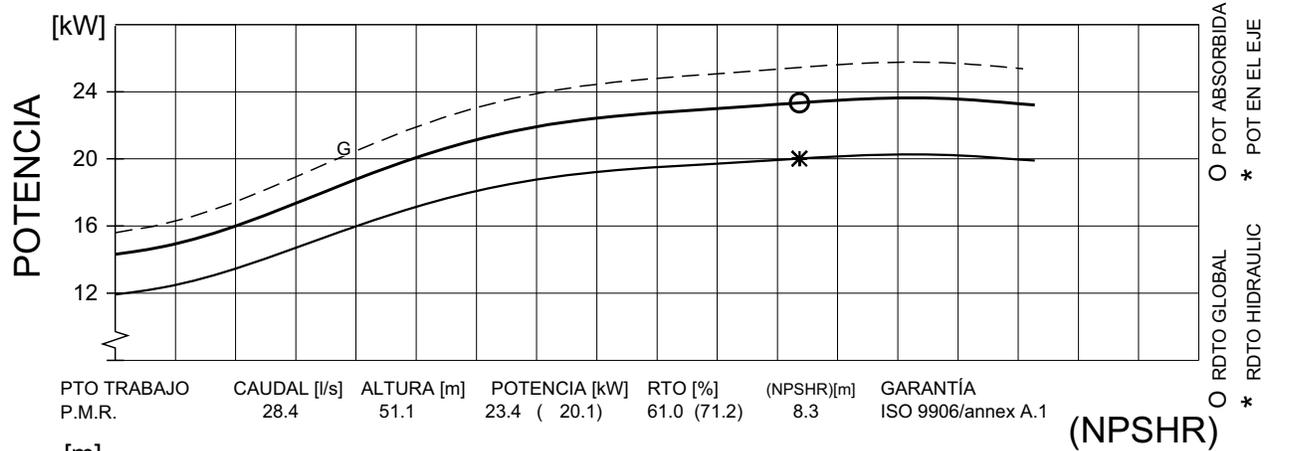
PROYECTO

Nº DE LA CURVA  
**63-234-00-0250**

REVI.  
**1**

	1/1 CARGA	3/4 CARGA	1/2 CARGA	POTENCIA EJE MOTOR	22	kW
COS PHI MOTOR	0.94	0.92	0.89	CORRIENTE	256	A
RENDIMIENTO MOTOR	85.5 %	85.0 %	82.5 %	ARRANQUE	34	A
RENDIMIENTO	---	---	---	CORRIENTE NOMINAL	3535	rpm
COMENTARIOS	ENTRADA / SALIDA			VELOCIDAD NOMINAL	---	
	- / 4 inch			INERCI	---	
	PASO IMPULSOR			MNTO. TOTAL	---	
	---			Nº DE PALAS	5	

DIÁMETRO IMPULSOR <b>201 mm</b>		
MOTOR	ESTATOR	REV
<b>27-15-2AA</b>	<b>38D</b>	<b>10</b>
FRECUE.	FASES	VOLTAJE
<b>60 Hz</b>	<b>3</b>	<b>460 V</b>
REDUCTOR TIPO		RATIO
---		---



FLYPS2.19.5.0 (20031201)

(NPSHR) = (NPSH3) + márgenes

Funcionamiento con agua limpia y datos eléctricos a 40°

GUARANTEE BETWEEN LIMITS (G) ACC. TO

**ISO 9906/annex A.1**



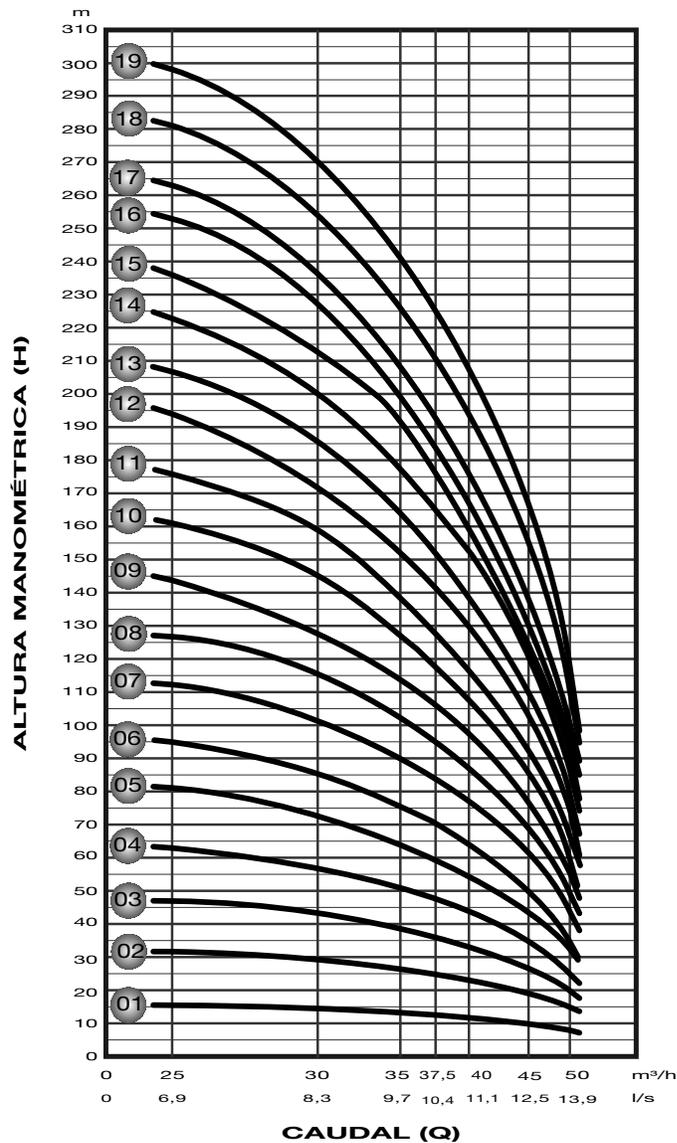
**BOMBAS LEÃO S.A.**

**BOMBA SUBMERGIBLE PARA POZOS**  
3.450 RPM - 60 Hz

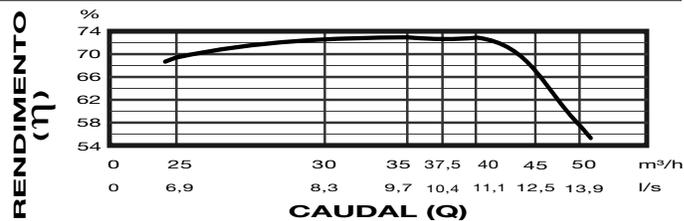
**MODELO**

**S35**

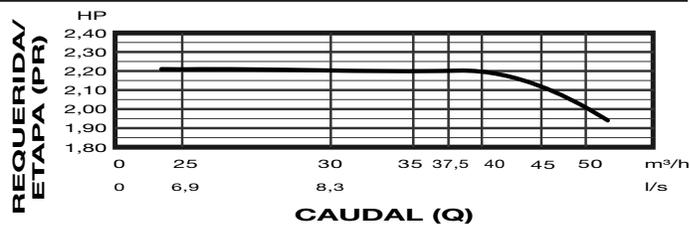
**CURVA DE PERFORMANCE**



**CURVA DE EFICIENCIA**



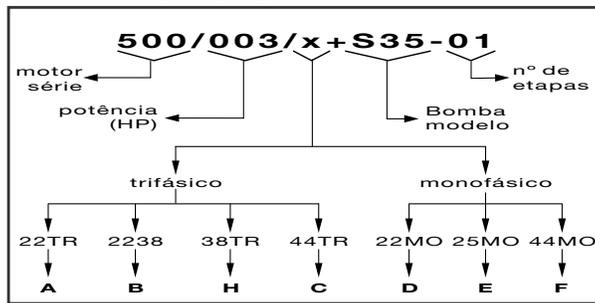
**CURVA DE POTENCIA**



# TABLA DE SELECCIÓN

MOTOR + BOMBA	Nº ETAPAS	POT. (HP)	0	25	30	35	37,5	40	45	50	CAUDAL (m³/h)
500/003/x + S35-01	01	3	21,0	15,5	14,5	13,5	12,5	12,0	10,0	8,0	ALTIMETRIA (m)
500/005/x + S35-02	02	5	45,0	31,5	29,0	26,5	24,5	23,0	19,0	15,0	
610/008/x + S35-03	03	8	71,0	47,0	43,0	39,0	35,5	33,0	27,5	20,0	
610/010/x + S35-04	04	10	95,0	63,0	57,0	52,0	47,0	43,5	35,0	25,0	
610/012/x + S35-05	05	12	120,0	81,0	73,5	63,5	59,0	54,5	44,5	32,5	
610/013/x + S35-06	06	13	141,0	95,0	85,5	75,0	71,0	63,0	50,0	34,5	
710/017/x + S35-07	07	17	167,0	112,5	101,5	89,5	84,0	77,0	61,5	44,0	
710/018/x + S35-08	08	18	190,0	127,0	115,5	101,5	94,0	87,0	67,5	49,0	
710/020/x + S35-09	09	20	214,0	144,0	128,5	113,0	106,0	99,0	76,0	55,0	
710/022/x + S35-10	10	22,5	239,0	161,0	145,0	125,5	116,0	107,0	86,0	60,0	
760/025/x + S35-11	11	25	264,0	176,0	159,0	137,0	128,0	118,0	94,0	67,0	
760/027/x + S35-12	12	27,5	285,0	194,0	172,0	154,0	141,0	128,5	103,5	74,0	
760/030/x + S35-13	13	30	310,0	207,0	187,0	163,0	151,0	139,0	111,0	79,0	
760/032/x + S35-14	14	32,5	332,0	223,0	201,0	176,0	162,0	152,0	119,0	86,0	
760/035/x + S35-15	15	35	353,0	236,0	212,0	191,0	171,0	159,0	125,0	91,0	
760/037/x + S35-16	16	37,5	372,0	253,0	227,0	199,0	184,0	167,0	132,0	96,0	
760/037/x + S35-17	17	37,5	393,0	263,0	236,0	207,0	193,0	175,0	137,0	100,0	
403/040/x + S35-18	18	40	411,0	281,0	254,0	225,0	211,0	194,0	156,0	110,0	
403/045/x + S35-19	19	45	430,0	298,0	270,0	241,0	225,0	207,0	166,0	118,0	

## IDENTIFICACIÓN



### Notas:

- 1) Motores Monofásicos de 6":  
01 a 08HP - 220, 250, 440V  
09 a 12HP - 220V

## DATOS TÉCNICOS

### INSTALACIÓN

- ✓ Profundidades iguales o superiores a 100m, deben usar Válvula de Retención Intermediaria.
- ✓ Sumersión mínima necesaria: 6 metros bajo nivel dinámico (NPSH requerido).

### AGUA

- ✓ Principales parametros a observar en la Análisis Físico-Química de la agua:

- PH: 6.5 a 8 (ideal)
- Tenor de Calcio (Ca) - (mg/l)
- Alcalinidad Total (Ca CO3) - (mg/l)
- Temperatura Maxima: 40°C
- Arena: 30g/m³ (Maximo)

### MOTORES

- ✓ Son dimensionados para cubrir toda la faja de potencia consumida por la bomba. Una sobrecarga de 3% en algunos casos fue permitida con total garantía para operación continua.
- ✓ Las llaves partida deben tener, obligatoriamente, protección contra Sobrecarga e Corto-Circuito.

## CONSTRUCCIÓN

### BOMBA

- ✓ Acero Inox AISI 304  
Llavetas, Bujes de Desgaste y Protección del Cabo y Acople (8")
- ✓ Acero Inox AISI 420  
Eje
- ✓ Goma Nitrilica  
Bujes de Guia y Anillo de Desgaste
- ✓ Bronce ASTM C 83600  
Acople (6"), Rotores Semi-Axiales
- ✓ Hierro Fundido  
Cuerpo de Etápas, Válvula, Succión y Presión.

### MOTOR

- ✓ Acero Inox AISI 410  
Eje
  - ✓ Acero Silicio  
Rotor y Estator
  - ✓ Hierro Fundido  
Tapas Superior y Inferior, Caja del Diafragma y Anillos de Fijación
  - ✓ Grafito  
Bujes de Guia y Anillo (Cojinete Axial)
  - ✓ Cojinete Axial  
Tipo: "Kingsbury"
- DT062-11-02

## DIMENSIONES (mm)

MOTOR + BOMBA	M	P	L	S	Ø	MASSA (Kg)
500/003/x + S35-01	516	438	954	3"	143	54,0
500/005/x + S35-02			1097			64,0
610/008/x + S35-03	682	604	1286			77,1
610/010/x + S35-04			1429			87,8
610/012/x + S35-05	782	770	1552			96,2
610/013/x + S35-06			1635			100,5
710/017/x + S35-07	1047	936	1983			129,4
710/018/x + S35-08			2066			133,7
710/020/x + S35-09	1067	1102	2169			140,5
710/022/x + S35-10			2282			147,6
760/025/x + S35-11	1151	1268	2419	145	181	154,2
760/027/x + S35-12			2552			164,0
760/030/x + S35-13	1201	1434	2635			168,0
760/032/x + S35-14			2718			174,3
760/035/x + S35-15	1251	1600	2851			184,4
760/037/x + S35-16			2934			188,7
760/037/x + S35-17	1251	1766	3017			193,0
403/040/x + S35-18			3104			254,5
403/045/x + S35-19	1285	2002	3287			273,8



# DADOS TÉCNICOS

TÍTULO:

TABELA DE ENROLAMENTO  
SÉRIE MB6-610 - 60Hz (TRIFÁSICO)

DESENHO NÚMERO:

10030

DATA DA EMISSÃO:

26/10/1993

PÁGINA:

01

DATA DA REVISÃO:

10/02/2004

REVISÃO:

01

SÉRIE	POTÊNCIA NOMINAL (CV)	COMPRI-MENTO DO ESTATOR (mm)	TENSÃO NOMINAL (V) E LIGAÇÃO	CORRENTE NOMINAL (A)	DIÂMETRO DO FIO (mm)	NÚMERO DE ESPIRAS	SÓLDO DO FIO	FORMAS COMPRIMENTO (cm)			INVÓLUCRO DE POLIÉSTER		TESTEIRAS (cm <sup>3</sup> )	TAMPA DO CANAL		CABO DE SAÍDA (lides)								
								1ª P	2ª P	3ª P	COMPR (cm)	LAR (cm)		COMPR. (cm)	LAR (cm)	BITOLA (AWG)	COMPR. (m)	QUANT.						
MB6-610	8	280	220 ▲	23,50	1,30	25/25/25	242	42 x 8,4 / 42 x 9,5	3,7	32,0	29,7	0,85	10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3						
			220▲/380Y	23,50/13,60	1,30	25/25/25	242												36,5	10	0,3	0,3	0,3	0,3
			380 Y	13,60	1,30	25/25/25	242																	
	440 Y	11,75	1,20	28/28/28	274	40,5	10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3											
	220 ▲	26,20	1,40	24/24/25	237									46,5	10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
	220▲/380Y	26,20/15,20	1,40	24/24/25	237	40,5	10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3											0,3
380 Y	15,20	1,40	24/24/25	237	46,5									10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
440 Y	13,10	1,30	28/28/28	279		46,5	10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3											0,3
220 ▲	29,00	1,50	20/20/20	217	46,5									10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
220▲/380Y	29,00/16,80	1,50	20/20/20	217		46,5	10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3											0,3
380 Y	16,80	1,50	20/20/20	217	46,5									10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
440 Y	14,50	1,40	22/23/23	247		46,5	10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3											0,3
220 ▲	32,00	1,50	20/20/20	237	46,5									10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
220▲/380Y	32,00/18,50	1,50	20/20/20	217		46,5	10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3											0,3
380 Y	18,50	1,50	20/20/20	217	46,5									10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
440 Y	16,00	1,40	22/23/23	247		46,5	10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3											0,3
220 ▲	35,00	1,60	17/18/18	208	46,5									10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
220▲/380Y	35,00/20,30	1,60	17/18/18	208		46,5	10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3											0,3
380 Y	20,30	1,60	17/18/18	208	46,5									10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
440 Y	17,50	1,50	19/20/20	288		46,5	10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3											0,3
220 ▲	38,00	1,60	17/18/18	208	46,5									10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
220▲/380Y	38,00/22,00	1,60	17/18/18	208		46,5	10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3											0,3
380 Y	22,00	1,60	17/18/18	208	46,5									10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	
440 Y	19,00	1,50	19/20/20	288		46,5	10	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3											0,3