



# **ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

## **Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción**

“Diseño de un Sistema de Bombeo para una Planta de  
Recolección y Procesamiento de Aceite Usado para  
Reciclaje o Reutilización”

### **TESINA DE SEMINARIO**

Previo a la obtención del Título de:

### **INGENIEROS MECÁNICOS**

Presentada por:

Reynaldo Manuel Oyarvide Bruno

Y

Edwin Javier Udeos Zabala

**GUAYAQUIL – ECUADOR**

Año: 2010

## **AGRADECIMIENTO**

Nuestro sincero agradecimiento a Dios por habernos permitido concluir con éxito nuestra carrera universitaria, al Consorcio Armas & Cabrera y a todas las personas que colaboraron de uno u otro modo en la realización de esta Tesina.

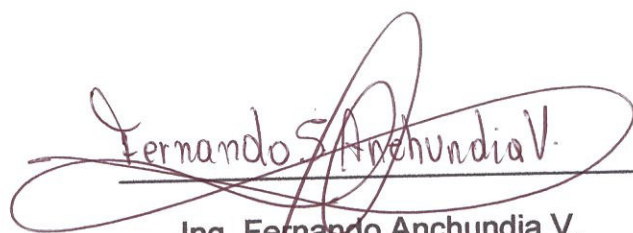
## **DEDICATORIA**

Dedicamos la realización de este trabajo a las personas más importantes de nuestras vidas después de Dios: A nuestros padres y familiares por habernos brindado siempre su apoyo incondicional para poder lograr la culminación exitosa de nuestros estudios universitarios.

## TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Ing. Francisco Andrade S.  
DECANO DE LA FIMCP  
PRESIDENTE



Ing. Fernando Anchundia V.  
DIRECTOR DE LA TESINA




Ing. Manuel Helguero G.


VOCAL

## DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesina de Seminario, nos corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).

  
Reynaldo Manuel  
Oyarvide Bruno

  
Edwin Javier  
Udeos Zabala

## **RESUMEN**

En el medio industrial ecuatoriano usualmente operan sistemas de bombeo en condiciones de trabajo inaceptables ya sea por causa de un equipo mal seleccionado, falta de un plan de mantenimiento preventivo o porque existe una serie de problemas técnicos desde que se efectúa el montaje.

Por tal motivo, en el presente trabajo se desarrolló el diseño de un sistema de bombeo para una planta de recolección y procesamiento de aceite usado para reciclaje o reutilización totalmente funcional, logrando ajustar este proyecto al requerimiento actual de la empresa y satisfacer las necesidades de producción en caso de incrementarse la demanda del producto en el futuro.

El diseño ha sido dividido en tres sistemas de bombeo, el primero cumple con la función de descargar el aceite usado desde los camiones tanqueros hacia los tanques de proceso, el segundo sirve para trasvasar el aceite desde los tanques de proceso hacia los tanques de almacenamiento, y el tercero cumple con la función de bombear el aceite reciclado desde los tanques de almacenamiento hacia los camiones tanqueros de despacho.

La metodología usada para el desarrollo del proyecto fue, primero, revisar los fundamentos teóricos de Mecánica de Fluidos e Hidráulica que involucran el diseño y selección de sistemas de bombeo así como las propiedades físicas y químicas del aceite usado, luego, se hicieron cálculos analíticos para determinar parámetros de operación y diseño tales como: Caudal requerido, Cabezal Dinámico Total (TDH), Cabeza Neta De Succión Positiva Disponible (NPSH) y selección adecuada de diámetros de tuberías de succión y descarga para cada sistema de bombeo.

Luego, en base a los parámetros de operación y resultados conseguidos en los cálculos analíticos se aplicó un software de selección de bombas de desplazamiento positivo para obtener las especificaciones técnicas de cada grupo de bombeo.

Posteriormente se definieron criterios para una correcta instalación de los grupos de bombeo seleccionados así como también un programa detallado de mantenimiento preventivo para asegurar un óptimo desempeño y prolongar la vida útil de los equipos.

Finalmente se realizó una estimación de precios de equipos de bombeo y accesorios en el mercado local para calcular costos de inversión.

## ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	I
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	X
SIMBOLOGÍA.....	XII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIV
ÍNDICE DE TABLAS.....	XVI
ÍNDICE DE PLANOS.....	XVIII
INTRODUCCIÓN.....	1
<b>CAPÍTULO 1</b>	
1. GENERALIDADES.....	3
1.1. Alcance del proyecto.....	3
1.2. Objetivos del proyecto.....	3
1.3. Planteamiento y justificación del problema.....	5
1.4. Metodología usada para el desarrollo del proyecto.....	6



1.5. Descripción general de la empresa y del proceso de recuperación del aceite usado.....	8
---	---

## **CAPÍTULO 2**

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	12
2.1. Propiedades de los fluidos.....	12
2.2. Definición, características físicas y químicas del aceite usado.....	15
2.3. Conceptos básicos de Hidráulica.....	19
2.4. Clasificación de Bombas Dinámicas y Bombas de Desplazamiento..	26
2.5. Comparaciones entre Bombas de Desplazamiento Positivo y Bombas Centrífugas.....	29
2.6. Criterios para seleccionar un equipo de bombeo.....	31
2.7. Sistemas de transmisión por bandas y poleas.....	32
2.8. Sellados de fluidos.....	36

## **CAPÍTULO 3**

3. DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO.....	37
3.1. Diseño del sistema de bombeo para recepción de aceite usado....	37

3.1.1. Determinación del caudal.....	37
3.1.2. Selección de tuberías.....	38
3.1.3. Cálculo del Cabezal Dinámico Total (TDH).....	39
3.1.4. Cálculo de la cabeza neta de succión positiva disponible (NPSH).....	50
3.1.5. Cálculo de la Potencia Hidráulica requerida por el sistema.....	51
3.1.6. Cálculo de la Potencia Eléctrica y selección de la unidad motriz.....	52
3.2. Diseño del sistema de bombeo para trasvase de aceite.....	53
3.2.1. Determinación del caudal.....	53
3.2.2. Selección de tuberías.....	53
3.2.3. Cálculo del Cabezal Dinámico Total (TDH).....	54
3.2.4. Cálculo de la cabeza neta de succión positiva disponible (NPSH).....	62
3.2.5. Cálculo de la Potencia Hidráulica requerida por el sistema.....	63
3.2.6. Cálculo de la Potencia Eléctrica y selección de la unidad motriz.....	64
3.3. Diseño del sistema de bombeo para despacho de aceite reciclado..	65
3.3.1. Determinación del caudal.....	65

3.3.2. Selección de tuberías.....	65
3.3.3. Cálculo del Cabezal Dinámico Total (TDH).....	66
3.3.4. Cálculo de la cabeza neta de succión positiva disponible (NPSH).....	74
3.3.5. Cálculo de la Potencia Hidráulica requerida por el sistema.....	75
3.3.6. Cálculo de la Potencia Eléctrica y selección de la unidad motriz.....	76

## **CAPÍTULO 4**

4. SOFTWARE PARA SELECCIÓN DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO..	77
4.1. Descripción del software utilizado.....	77
4.2. Parámetros requeridos por el software.....	79
4.3. Parámetros calculados por el software.....	81
4.4. Presentación y análisis de resultados del sistema de recepción....	85
4.5. Presentación y análisis de resultados del sistema de trasvase.....	89
4.6. Presentación y análisis de resultados del sistema de despacho.....	93
4.7. Especificaciones técnicas de bombas seleccionadas.....	97

## **CAPÍTULO 5**

5. SELECCIÓN DE ACCESORIOS Y SISTEMA DE TRANSMISIÓN....	101
5.1. Selección de sellos mecánicos.....	101
5.2. Selección de accesorios.....	106
5.2.1. Válvulas de compuerta.....	106
5.2.2. Válvulas antiretorno.....	107
5.2.3. Filtros de succión.....	108
5.2.4. Instrumentación.....	108
5.3. Cálculo y selección de bandas y poleas.....	111

## **CAPÍTULO 6**

6. INSTALACIÓN DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO SELECCIONADOS.....	127
6.1. Introducción.....	127
6.2. Criterios de instalación de sistemas de bombeo.....	127
6.2.1. Ubicación de la bomba.....	127
6.2.2. Cimentaciones y pernos de anclaje.....	128
6.2.3. Alineación de poleas.....	130
6.2.4. Tuberías de succión y descarga.....	131

6.2.5. Juntas de expansión.....	133
6.2.6. Filtros de succión.....	135
6.2.7. Instrumentación.....	136

## **CAPÍTULO 7**

7. PLAN DE MANTENIMIENTO.....	137
7.1. Mantenimiento preventivo. Definición, objetivos y ventajas.....	137
7.2. Organización del programa de mantenimiento preventivo.....	140
7.2.1. Fichas de trabajo.....	140
7.2.2. Manuales de mantenimiento.....	143
7.2.3. Almacenamiento de repuestos.....	143
7.3. Elaboración del programa de mantenimiento preventivo.....	144

## **CAPÍTULO 8**

8. ANÁLISIS DE COSTOS.....	145
----------------------------	-----

## **CAPÍTULO 9**

9. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	157
--	-----

9.1. Conclusiones.....	157
9.2. Recomendaciones.....	160

## **ANEXOS**

## **BIBLIOGRAFÍA Y DIRECCIONES WEBS RECOMENDADAS**

## ABREVIATURAS

Alt.	Altura
Amp.	Amperio
Cant.	Cantidad
cm <sup>2</sup>	Centímetro cuadrado
Col.	Columna
Ec.	Ecuación
etc.	Etcétera
Fig.	Figura
ft.	Foot (Pie)
gal.	Galón
G.E	Gravedad específica
G.P.M	Galón Por Minuto
Hg.	Mercurio
HP	Horse Power (Caballo de Fuerza)
Kg.	Kilogramo
Km.	Kilómetro
KW	Kilowatt (Kilovatios)
MHz.	Megahertz
m.	Metro
man.	Manométrica
máx.	Máximo
min.	Minuto
mm.	Milímetro

NPSH	Net Positive Suction Head (Cabeza Neta de Succión Positiva)
ppm	Partes Por Millón
PSI	Pounds Per Square Inch (Libras Por Pulgada Cuadrada)
RPM	Revolución Por Minuto
Seg.	Segundo
SSU	Segundo Saybolt Universal
Tot.	Total
Unid.	Unidad



## SIMBOLOGÍA

A	Área
$a$	Distancia tentativa entre centros
$a_{nominal}$	Distancia real entre centros
°C	Grados Celsius
$C_1$	Factor de ángulo de contacto
$C_2$	Factor de carga
$C_3$	Factor de desarrollo
D	Altura de descarga
$d_{d1}$	Diámetro de polea conductora
$d_{d2}$	Diámetro de polea conducida
°F	Grados Fahrenheit
$f$	Factor de fricción
$g$	Aceleración de la gravedad
$H_v$	Columna de velocidad
$h_d$	Altura de descarga
$h_s$	Altura de succión
$h_{fd}$	Pérdidas en la línea de descarga
$h_{fs}$	Pérdidas en la línea de succión
$i$	Relación de transmisión
L	Longitud
$L_d$	Longitud de referencia
$L_e$	Longitud equivalente
m	Masa

$n_K$	Velocidad de la polea menor
$P_{ab}$	Potencia absorbida
$P_{atm}$	Presión atmosférica
$P_{diseño}$	Potencia de diseño
$P_E$	Potencia eléctrica
$P_H$	Potencia hidráulica
$P_N$	Potencia nominal por banda
$P_V$	Presión de vapor del líquido
$p$	Presión
$Q$	Caudal
$s$	Altura estática de succión
$\bar{v}$	Velocidad del fluido
$V$	Volumen
$Z$	Número de correas
$\emptyset$	Diámetro
$\rho$	Densidad
$\tau$	Esfuerzo cortante
$\eta$	Eficiencia
$\mu$	Viscosidad absoluta
$\nu$	Viscosidad cinemática

## ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1	Instalaciones de la planta industrial..... 8
Figura 1.2	Área de recepción del aceite usado..... 10
Figura 1.3	Tanque de destilación..... 11
Figura 1.4	Trampas de decantación..... 11
Figura 2.1	Tipos de contaminantes del aceite usado..... 16
Figura 2.2	Carga estática total de un sistema..... 23
Figura 2.3	Nivel de succión por debajo de la línea de centros de la bomba..... 24
Figura 2.4	Nivel de succión por encima de la línea de centros de la bomba..... 24
Figura 2.5	Clasificación de bombas dinámicas..... 27
Figura 2.6	Clasificación de bombas de desplazamiento positivo..... 28
Figura 2.7	Uso de Bombas Centrífugas vs. Bombas de Desplazamiento Positivo..... 29
Figura 2.8	Sistema de poleas reductor de velocidad..... 33
Figura 2.9	Sistema de poleas multiplicador de velocidad..... 33
Figura 4.1	Software PumpXpert® de Corporación Tuthill..... 78
Figura 4.2	Entorno gráfico de parámetros requeridos por el software... 80
Figura 4.3	Entorno gráfico de parámetros calculados por el software... 83
Figura 4.4	Entorno gráfico de curva de rendimiento del equipo de bombeo seleccionado..... 84
Figura 4.5	Condiciones de operación del sistema de recepción..... 86
Figura 4.6	Resultados de la bomba de recepción..... 87
Figura 4.7	Curva de rendimiento de bomba del sistema de recepción... 88
Figura 4.8	Condiciones de operación del sistema de trasvase..... 90
Figura 4.9	Resultados de la bomba de trasvase..... 91

Figura 4.10	Curva de rendimiento de bomba del sistema de trasvase...	92
Figura 4.11	Condiciones de operación del sistema de despacho.....	94
Figura 4.12	Resultados de la bomba de despacho.....	95
Figura 4.13	Curva de rendimiento de bomba del sistema de despacho..	96
Figura 4.14	Bomba de engranes internos.....	99
Figura 4.15	Bomba de pistón circunferencial.....	99
Figura 4.16	Motor trifásico de eficiencia estándar con rotor de jaula de ardilla.....	100
Figura 5.1	Válvula de compuerta.....	106
Figura 5.2	Válvula de retención.....	107
Figura 5.3	Filtro de succión.....	108
Figura 5.4	Manómetro con elementos de diafragma.....	109
Figura 6.1	Instalación del perno de anclaje.....	129
Figura 6.2	Vaciado del mortero de cemento.....	129
Figura 6.3	Alineamiento de poleas.....	131
Figura 6.4	Forma de instalar el reductor excéntrico.....	132
Figura 6.5	Conexión de válvulas para tuberías de succión y descarga.....	133
Figura 6.6	Juntas de expansión universal.....	134
Figura 6.7	Tipos de movimientos en juntas de expansión.....	134
Figura 6.8	Forma de instalar manómetros.....	136
Figura 7.1	Organización del mantenimiento preventivo.....	142

## ÍNDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 1	Composición media de un aceite usado.....	19
Tabla 2	Cuadro comparativo de Bombas desplazamiento positivo vs. Bombas Centrífugas.....	30
Tabla 3	Longitud equivalente de accesorios para tubería de succión del sistema de recepción.....	44
Tabla 4	Longitud equivalente de accesorios para tubería de descarga del sistema de recepción.....	46
Tabla 5	Longitud equivalente de accesorios para tubería de succión del sistema de trasvase.....	57
Tabla 6	Longitud equivalente de accesorios para tubería de descarga del sistema de trasvase.....	59
Tabla 7	Longitud equivalente de accesorios para tubería de succión del sistema de despacho.....	69
Tabla 8	Longitud equivalente de accesorios para tubería de descarga del sistema de despacho.....	71
Tabla 9	Parámetros requeridos por el sistema de recepción.....	85
Tabla 10	Parámetros requeridos por el sistema de trasvase.....	89
Tabla 11	Parámetros requeridos por el sistema de despacho.....	93
Tabla 12	Especificaciones técnicas de la bomba de recepción.....	97
Tabla 13	Especificaciones técnicas de la bomba de trasvase.....	98
Tabla 14	Especificaciones técnicas de la bomba de despacho.....	98
Tabla 15	Datos del sistema de recepción.....	112
Tabla 16	Sistema de transmisión (Bomba de recepción).....	122
Tabla 17	Datos del sistema de trasvase.....	123
Tabla 18	Sistema de transmisión (Bomba de trasvase).....	124
Tabla 19	Datos del sistema de despacho.....	125

Tabla 20	Sistema de transmisión (Bomba de despacho).....	126
Tabla 21	Costo de tuberías y accesorios (Sistema de recepción).....	146
Tabla 22	Costo de tuberías y accesorios (Sistema de trasvase).....	147
Tabla 23	Costo de tuberías y accesorios (Sistema de despacho).....	148
Tabla 24	Costo del equipo de bombeo, sistema de transmisión y cimentación (Sistema de recepción).....	149
Tabla 25	Costo del equipo de bombeo, sistema de transmisión y cimentación (Sistema de trasvase).....	150
Tabla 26	Costo del equipo de bombeo, sistema de transmisión y cimentación (Sistema de despacho).....	151
Tabla 27	Costo de materiales eléctricos (Sistema de recepción).....	152
Tabla 28	Costo de materiales eléctricos (Sistema de trasvase).....	153
Tabla 29	Costo de materiales eléctricos (Sistema de despacho).....	154
Tabla 30	Costo de instrumentos de control (Sistema de recepción).....	155
Tabla 31	Costo de instrumentos de control (Sistema de trasvase).....	156
Tabla 32	Costo de instrumentos de control (Sistema de despacho).....	156

## ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Sistema de Bombeo de Recepción
Plano 2	Sistema de Bombeo de Trasvase (Vista de planta)
Plano 3	Sistema de Bombeo de Despacho (Vista de planta)

## INTRODUCCIÓN

El presente trabajo trata del “Diseño de un Sistema de Bombeo para una Planta de Recolección y Procesamiento de Aceite Usado para Reciclaje o Reutilización”, el cual será propuesto para ser usado en una planta industrial localizada en el Km. 20 vía a la Costa (Guayaquil – Ecuador) cuya actividad principal es el almacenamiento, procesamiento y recuperación de aceites lubricantes usados. El objetivo principal de este proyecto es diseñar un sistema de bombeo adecuado para las condiciones de trabajo requeridas en el proceso de recuperación del aceite usado y que satisfaga una demanda de producción de aceite reciclado de 50000 galones por día.

Otro de los objetivos importantes en el desarrollo de este trabajo es aplicar correctamente los criterios y parámetros para diseñar sistemas de bombeo, tales como: Viscosidad del fluido, temperatura de trabajo, selección adecuada de tuberías, caudal volumétrico, cabezal dinámico total, cabeza neta de succión disponible, velocidades de operación y potencias. La determinación precisa de estos parámetros garantizará un correcto dimensionamiento y selección de los equipos de bombeo que intervienen en el proceso.



Asimismo, debido a que uno de los aspectos más importantes en cualquier proceso industrial en lo que concierne al mantenimiento de equipos, maquinarias e instalaciones, es necesario implementar para los sistemas de bombeo diseñados un adecuado plan de mantenimiento preventivo con la finalidad de garantizar la vida útil de todos los elementos que intervienen en el proceso reduciendo de esta forma la necesidad de adquirir repuestos y minimizando el costo anual del material usado. Para llevar a cabo correctamente este plan de mantenimiento tiene que ser a través de programas que corresponde al establecimiento de frecuencias y la fijación de fechas para realizarse cualquier actividad.

# **CAPÍTULO 1**

## **1. GENERALIDADES**

### **1.1. Alcance del proyecto**

La temática del proyecto se desarrolla en la aplicación de conocimientos de ingeniería para diseñar el sistema de bombeo de una planta industrial cuya actividad principal es recolectar y procesar aceite usado de modo que el sistema diseñado pueda satisfacer las condiciones de trabajo requeridas por el proceso de recuperación y demanda del producto final.

### **1.2. Objetivos del proyecto**

#### **General**

Diseñar, dimensionar y seleccionar un sistema de bombeo para un proceso de recolección y procesamiento de aceite usado para reciclaje.

## **Específicos**

- Aplicar criterios de diseño que permitan dimensionar un sistema de bombeo adecuado para un proceso industrial.
- Diseñar un sistema de bombeo de aplicación industrial considerando el tipo de fluido a manejar, el flujo de bombeo requerido y condiciones de operatividad.
- Aplicar un software de selección de bombas que permita definir las especificaciones técnicas del equipo de bombeo con respecto a las condiciones de operación existentes en el sistema.
- Proponer un plan de mantenimiento preventivo con la finalidad de reducir costos de mantenimiento y garantizar el funcionamiento óptimo del sistema de bombeo diseñado.
- Cuantificar precios en el mercado local que permitan calcular el costo de inversión del sistema de bombeo diseñado.

### **1.3. Planteamiento y justificación del problema**

En el medio industrial ecuatoriano es muy frecuente encontrar sistemas de bombeo que operan en condiciones inaceptables debido a un mal diseño o por una serie de problemas técnicos que surgen desde el momento del montaje. En muchas ocasiones, los operadores conviven con estos problemas porque desconocen su nivel de importancia o el método para detectar su causa puede ser complicado, y en algunas ocasiones sumamente costoso.

En respuesta a esta serie de problemas se propone desarrollar un proyecto que pretende contribuir con el diseño de un sistema de bombeo que satisfaga las exigencias de trabajo requeridas dentro de un proceso de recuperación de aceite usado, además de presentar información técnica necesaria para cumplir con una adecuada instalación y proporcionar un apropiado plan de mantenimiento preventivo con el objetivo de garantizar un óptimo funcionamiento de sus componentes por un largo periodo de tiempo.

#### **1.4. Metodología usada para el desarrollo del proyecto**

La metodología aplicada para el desarrollo del proyecto comprende lo siguiente:

- Descripción general del proceso de recolección y procesamiento de aceite usado.
- Definición de conceptos básicos de Hidráulica y aplicación de criterios para seleccionar un equipo de bombeo.
- Análisis de las propiedades físicas de la materia prima (aceite usado) y del producto terminado (aceite recuperado) a la temperatura del proceso.
- Descripción de la función que cumple cada sistema de bombeo y especificación de las condiciones de operación.
- Determinación en cada sistema de bombeo parámetros de diseño y operación: Caudal requerido, Cabezal Dinámico Total (TDH), Carga Neta Positiva de Succión (NPSH).

- Cálculo de la potencia absorbida por la bomba como resultado de la determinación de la altura dinámica total, el flujo volumétrico de bombeo y la eficiencia mecánica de la bomba en condiciones de operación.
- Cálculo de la potencia eléctrica y selección del motor que moverá al equipo de bombeo.
- Selección por software del tipo y modelo de equipo de bombeo más adecuado para evitar el riesgo de cavitación y maximizar su rendimiento en condiciones de funcionamiento más habituales.
- Determinación de la compatibilidad química de materiales de los equipos de bombeo para garantizar una correcta selección de las empaquetaduras y O-Rings.
- Diseño y selección del sistema de transmisión por bandas del equipo de bombeo para cada sistema.
- Aplicación de criterios de instalación y elaboración de un programa de mantenimiento preventivo para los sistemas de bombeo diseñados.

### **1.5. Descripción general de la empresa y del proceso de recuperación del aceite usado**

Esta planta industrial posee en sus instalaciones un sistema de tratamiento y recuperación de aceite usado, se encuentra localizada en el Km. 20 vía a la Costa (Guayaquil – Ecuador), donde se reciben camiones que recolectan aceite lubricante usado provenientes de industrias en general, lubricadoras y aceites lubricantes de motores de combustión interna que han cumplido con su ciclo de vida útil o que hayan sido desechados por presentar algún tipo de impurezas como agua, residuos sólidos producto de la combustión, contaminantes metálicos, entre otros.



**FIGURA 1.1. INSTALACIONES DE LA PLANTA INDUSTRIAL**

En el proceso de recuperación del aceite usado intervienen tres sistemas de bombeo que cumplen las siguientes funciones:

- 1) Descarga de la materia prima (aceite usado) desde el camión recolector hacia los tanques de proceso.
- 2) Traslado del producto entre tanques de almacenamiento.
- 3) Despacho del producto terminado (aceite reciclado) desde los tanques de almacenamiento hacia el camión recolector.

Estos tres sistemas actúan en un proceso de recuperación de aceite usado para cubrir una demanda de 50000 gal./día.

El proceso se inicia en el área de recepción (Fig. 1.2) donde a través de una bomba se descarga el aceite usado desde el camión recolector hacia dos tanques de proceso cuya capacidad volumétrica en cada uno de ellos es de 10432 gal., estos tanques de sedimentación cumplen con la función de remover las partículas sólidas contenidas en el aceite. Luego el aceite es bombeado hacia un tanque de destilación de 10432 gal. de capacidad volumétrica (Fig. 1.3) donde el aceite es sometido a un proceso de destilación donde se logra separar otros hidrocarburos que pueden estar



mezclados con el aceite usado. En el siguiente paso, el aceite pasa por un proceso de decantación que comprende un conjunto de trampas de 1.5 m de profundidad (Fig. 1.4) que sirven para someter al aceite usado a un proceso de recuperación final.

Posteriormente el aceite tratado es bombeado nuevamente desde un tanque de almacenamiento hacia el camión recolector para ser despachado y reutilizado.



**FIGURA 1.2. ÁREA DE RECEPCIÓN DEL ACEITE USADO**



**FIGURA 1.3. TANQUE DE DESTILACIÓN**



**FIGURA 1.4. TRAMPAS DE DECANTACIÓN**

El producto de este sistema de tratamiento es un aceite más limpio, libre de contaminantes y con niveles de calidad para ser reutilizado como combustible en los altos hornos de las industrias cementeras.

# CAPÍTULO 2

## 2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

La Mecánica de Fluidos y la Hidráulica constituyen la rama de la mecánica aplicada que estudia el comportamiento de los fluidos ya sea en reposo o en movimiento y en el análisis de cualquier problema de flujo de fluidos se requiere de un conocimiento previo de sus propiedades más importantes, entre ellas:

### 2.1. Propiedades de los fluidos

#### Densidad

Es la relación de masa ( $m$ ) de sustancia por unidad de volumen ( $V$ ).

La densidad ( $\rho$ ) se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

### **Gravedad específica**

El peso específico, es una medida relativa de la densidad, también llamado gravedad específica (G.E). Como la presión tiene un efecto insignificante sobre la densidad de los líquidos, la temperatura es la única variable que debe ser tomada en cuenta al sentar las bases para la gravedad específica. La densidad relativa de un líquido es la relación de su densidad a cierta temperatura con respecto a la densidad del agua a una temperatura normalizada. A menudo, estas temperaturas son las mismas y se suele utilizar a 15.6 °C (60 °F).

$$G. E = \frac{\rho_{\text{líquido a cierta temperatura}}}{\rho_{\text{agua @ 15.6 °C (60 °F)}}} \quad (\text{Ec. 2. 2})$$

Cabe indicar que la gravedad específica es un valor adimensional.

### **Viscosidad**

Es una propiedad física que se puede definir como el frotamiento interno entre las moléculas del fluido, cuando se deslizan unas con respecto a otras. Cuanto mayor es este movimiento relativo, tanto mayor es la resistencia interna que ofrece el fluido.

### **Viscosidad absoluta o dinámica**

La relación entre el esfuerzo cortante ( $\tau$ ) y el gradiente de velocidad ( $dV/dy$ ) da como resultado la viscosidad absoluta o dinámica ( $\mu$ ) y se la define como la resistencia que presentan los fluidos en movimiento a que unas capas de los mismos se deslicen sobre otras, cuando están animadas a velocidad definida y está relacionada por la siguiente ecuación:

$$\mu = \frac{\tau}{dV/dy} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

### **Viscosidad cinemática**

En hidrodinámica intervienen junto con las fuerzas debidas a la viscosidad dinámica las fuerzas de inercia, que dependen de la densidad. Por eso tiene un significado importante la viscosidad dinámica referida a la densidad o sea, la relación de la viscosidad dinámica ( $\mu$ ) a la densidad ( $\rho$ ) se denomina viscosidad cinemática ( $\nu$ ) que puede ser calculada mediante la siguiente ecuación:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{Ec. 2.4})$$

### **Presión de vapor**

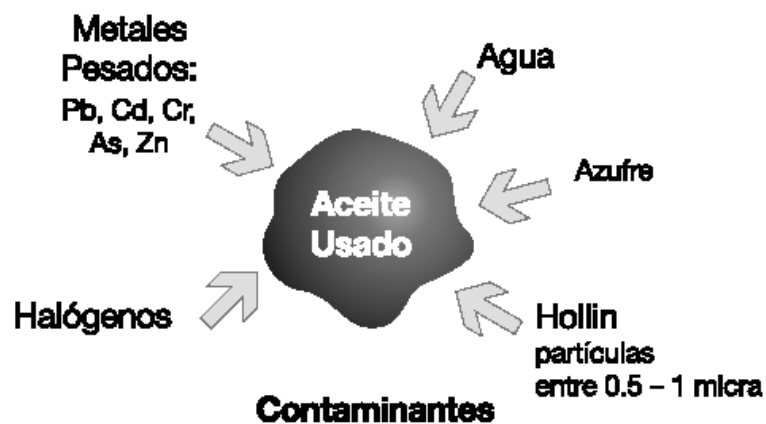
La presión de vapor de un líquido a una determinada temperatura es la presión a la que el líquido se halla en equilibrio con su vapor en un depósito cerrado.

A presiones por debajo de esta presión de vapor, a una temperatura dada, el líquido empezará a vaporizarse a causa de la reducción de presión en la superficie (A 15 °C la presión de vapor de agua es 0.0173 kg/cm<sup>2</sup>; y a 100 °C es de 1.033 kg/cm<sup>2</sup>).

## **2.2. Definición, características físicas y químicas del aceite usado**

**Definición.-** El aceite usado es aquel que proviene de la refinación del aceite crudo o sintético y como resultado del uso, manejo y almacenamiento se ha contaminado de tal manera que ya no sirve para su propósito original debido a la presencia de impurezas físicas y químicas que han causado la pérdida de sus propiedades originales. El aceite usado incluye a tipos de aceites lubricantes de motores (vehículos y máquinas industriales), los fluidos hidráulicos y de transmisión, aceites de corte, aceites de transferencia de calor, y cualquier otro aceite o grasa lubricante. El aceite usado no incluye los productos derivados de grasas animales o vegetales.

Entre los principales contaminantes que pueden encontrarse en los aceites usados están el agua, tierra, productos químicos, hollín y otros combustibles así como partículas de metales pesados como plomo, cadmio, cromo, arsénico y zinc.



**FIGURA 2.1. TIPOS DE CONTAMINANTES DEL ACEITE USADO**

**Características físicas.-** Según sus características físicas, ya que son más fáciles de identificar y medir, a los aceites usados se los clasifica por:

### **Color**

Un cambio en el color del aceite puede alertar sobre una posible alteración de su viscosidad o contaminación, asimismo el aceite se vuelve ácido y termina formando lodos, lacas y barnices que se

pegan en las partes más calientes de la máquina. En el caso de un aceite lubricante el color de la luz que atraviesa el aceite usado varía de negro (opaco) a transparente (claro), en el caso de algún otro tipo de aceite el color dependerá de la clase de contaminante que contenga.

### **Reserva alcalina total de un lubricante (TBN)**

Es la cantidad de ácido que un aceite puede neutralizar y está expresado en términos de la cantidad requerida de una base estándar para neutralizar el ácido en un volumen especificado de aceite.

### **Punto de fluidez**

Es la temperatura más baja a la cual fluirá el aceite cuando es enfriado bajo ciertas condiciones preestablecidas. La mayoría de los aceites contienen ceras disueltas, cuando el aceite comienza a enfriarse las ceras se empiezan a separar en cristales que se interconectan para formar una estructura rígida, reduciendo la habilidad del aceite a fluir libremente. La agitación mecánica puede romper la estructura de las ceras, así es posible tener un aceite por debajo de su punto de fluidez.



## **Viscosidad**

Es una propiedad considerada como muy importante a la hora de definir un aceite. La viscosidad es inversamente proporcional a la temperatura, por lo que a mayor temperatura menor será la viscosidad del fluido y por lo tanto ofrecerá menor resistencia a fluir.

**Características químicas.-** Las características químicas del aceite usado pueden variar dentro de un amplio margen dependiendo de la procedencia y de su aplicación, en general las contaminaciones tienen su origen en compuestos derivados de la degradación de los aditivos en subproductos de combustión incompleta, polvo, partículas metálicas o en contaminaciones exteriores por mantenimiento inadecuado o mal almacenamiento del aceite (agua, disolventes, etc.).

En la composición química del aceite usado se presenta una serie de contaminantes como: Agua, azufre, compuestos clorados y metales pesados que determinan sus características tóxicas y peligrosas.

La siguiente tabla muestra la composición media de un aceite usado.

**TABLA 1**  
**COMPOSICIÓN MEDIA DE UN ACEITE USADO**

<b>Contaminantes</b>  (ppm)	<b>Aceites de automoción</b>		<b>Aceite de procedencia industrial</b>
	<b>Motor Gasolina</b>	<b>Motor Diesel</b>	
Cadmio	1.7	1.1	6.1
Cromo	9.7	2	36.8
Plomo	2.2	29	217.7
Zinc	951	332	373.3
Cloro total	3600	3600	6100
Bifenilos policlorinados (PCB's)	20	20.7	957.2

Fuente: José Luis Martín Pantoja y Pilar Matías Moreno. ¿Qué se hace en España con los aceites usados? En: Ingeniería Química. Enero 1995, p. 115

### 2.3. Conceptos básicos de Hidráulica

**Caudal.**- Se entiende por gasto o caudal circulante por una tubería al volumen del líquido que atraviesa por una sección transversal cualquiera de una conducción en la unidad de tiempo y se calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{V}{t} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

Donde:

**Q** = Caudal (G.P.M)

**V**= Volumen del líquido (gal.)

**t**= Tiempo (min.)

**Potencia hidráulica.-** Es la potencia transmitida por la bomba al líquido bombeado y es calculada mediante la siguiente ecuación.

$$P_H = \frac{Q \times TDH}{1715} \quad (\text{Ec. 2.6})$$

Donde:

**P<sub>H</sub>** = Potencia hidráulica (HP)

**Q** = Caudal (G.P.M)

**TDH** = Altura dinámica total (PSI)

**Potencia absorbida.-** Si el rendimiento de la bomba ( $\eta$ ), que incluye las pérdidas de potencia de esta, es conocido, la potencia absorbida o potencia al eje consumida por la bomba en un punto de trabajo puede ser calculada con la siguiente ecuación:

$$P_{ab} = \frac{P_H}{\eta_{bomba}} \quad (\text{Ec. 2.7})$$

Donde:

**P<sub>ab</sub>** = Potencia absorbida (HP)

$P_H$  = Potencia hidráulica (HP)

$\eta_{bomba}$  = Eficiencia de la bomba

La potencia absorbida es mayor que la potencia suministrada por la bomba, siendo la diferencia entre ambas la pérdida de potencia en la bomba.

**Cabeza Neta De Succión Positiva (NPSH).**- Es la diferencia entre la presión del líquido a bombear referida al eje del impulsor y la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. En la práctica hay que distinguir dos tipos de NPSH:

- 1) **NPSH<sub>requerido</sub>**- Es la carga mínima requerida por la bomba para mantener un funcionamiento estable. Se basa en una elevación de referencia, generalmente considerada como el eje del impulsor. Es un dato básico característico de diseño facilitado por el fabricante para cada tipo de bomba, variable según el modelo, tamaño y condiciones de servicio, determinado a través de ensayos.
- 2) **NPSH<sub>disponible</sub>**- Es la diferencia entre la presión medida en la tubería de aspiración y la presión de vapor del líquido. Depende de las características de instalación elegida para la

bomba y es una particularidad independiente del tipo de bomba, este parámetro es calculable en referencia a la siguiente ecuación:

$$\mathbf{NPSH}_{\text{disponible}} = \frac{(P_{\text{atm}} - P_{\text{v}}) * 2.31}{\mathbf{G.E}} + h_{\text{s}} - h_{\text{fs}} \quad (\mathbf{Ec. 2.8})$$

Donde:

$\mathbf{NPSH}_{\text{disponible}}$  = Cabeza neta de succión positiva disponible (ft)

$P_{\text{atm}}$  = Presión atmosférica (PSIA)

$P_{\text{v}}$  = Presión de vapor del líquido (PSIA)

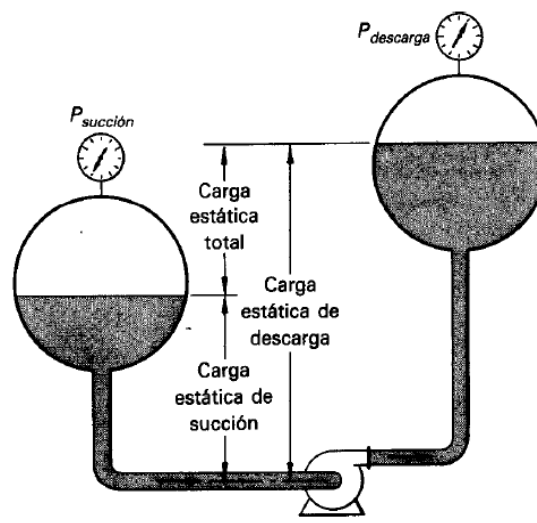
$\mathbf{G.E}$  = Gravedad específica del líquido (adimensional)

$h_{\text{s}}$  = Altura geodésica de succión (ft)

$h_{\text{fs}}$  = Pérdidas en la línea de succión (ft)

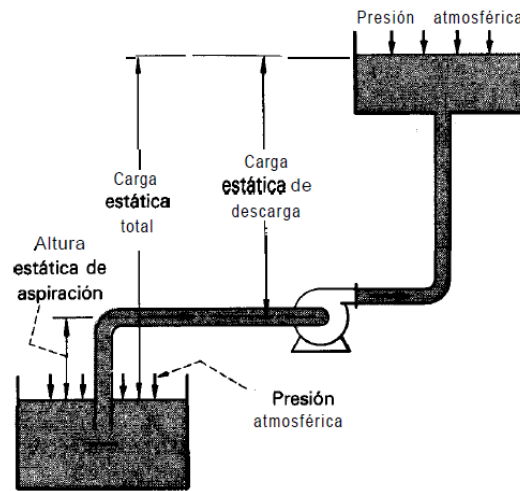
Para que una bomba pueda funcionar sin problemas de cavitación el  $\mathbf{NPSH}_{\text{disponible}}$  debe ser igual o mayor al  $\mathbf{NPSH}_{\text{requerido}}$ , y por esta razón el conocimiento del  $\mathbf{NPSH}_{\text{disponible}}$  para el diseñador es fundamental para una elección adecuada de la bomba.

**Altura o carga estática.-** Representa la resistencia del sistema antes de que el fluido entre en movimiento. Por lo tanto, la “carga estática total” de un sistema es la diferencia de elevación entre los niveles del líquido en los puntos de descarga y de succión de la bomba.



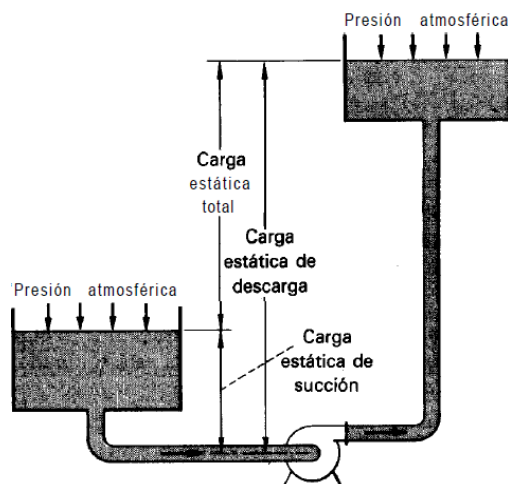
**FIGURA 2.2. CARGA ESTÁTICA TOTAL DE UN SISTEMA**

**Carga estática de succión.-** Es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de succión y la línea de centros de la bomba. Si la carga estática de succión tiene valor negativo es porque el nivel del líquido para succión está por debajo de la línea de centros de la bomba, denominándose “Altura estática de aspiración”.



**FIGURA 2.3. NIVEL DE SUCCIÓN POR DEBAJO DE LA LÍNEA DE CENTROS DE LA BOMBA**

Si la carga estática de succión tiene valor positivo es porque el nivel del líquido para succión está por encima de la línea de centros de la bomba.



**FIGURA 2.4. NIVEL DE SUCCIÓN POR ENCIMA DE LA LÍNEA DE CENTROS DE LA BOMBA**

**Carga estática de descarga.-** Es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de descarga y la línea de centros de la bomba.

**Altura dinámica.-** Representa la resistencia del sistema mientras el fluido bombeado está en movimiento.

**Altura dinámica total (TDH).-** Es la suma de la altura estática y la altura dinámica.

**Columna de velocidad.-** Es simplemente una función de la velocidad del líquido fluyendo a través del sistema de bombeo. Este valor usualmente es de pequeña magnitud y generalmente despreciable, se lo calcula mediante la siguiente ecuación:

$$H_v = \frac{\bar{V}^2}{2g} = 0.0155\bar{V}^2 \quad (\text{Ec. 2.9})$$

Donde:

$H_v$  = Columna de velocidad (ft)

$\bar{V}$  = Velocidad del fluido (ft/seg)

$g$  = Aceleración de la gravedad (32.2 ft/seg<sup>2</sup>)

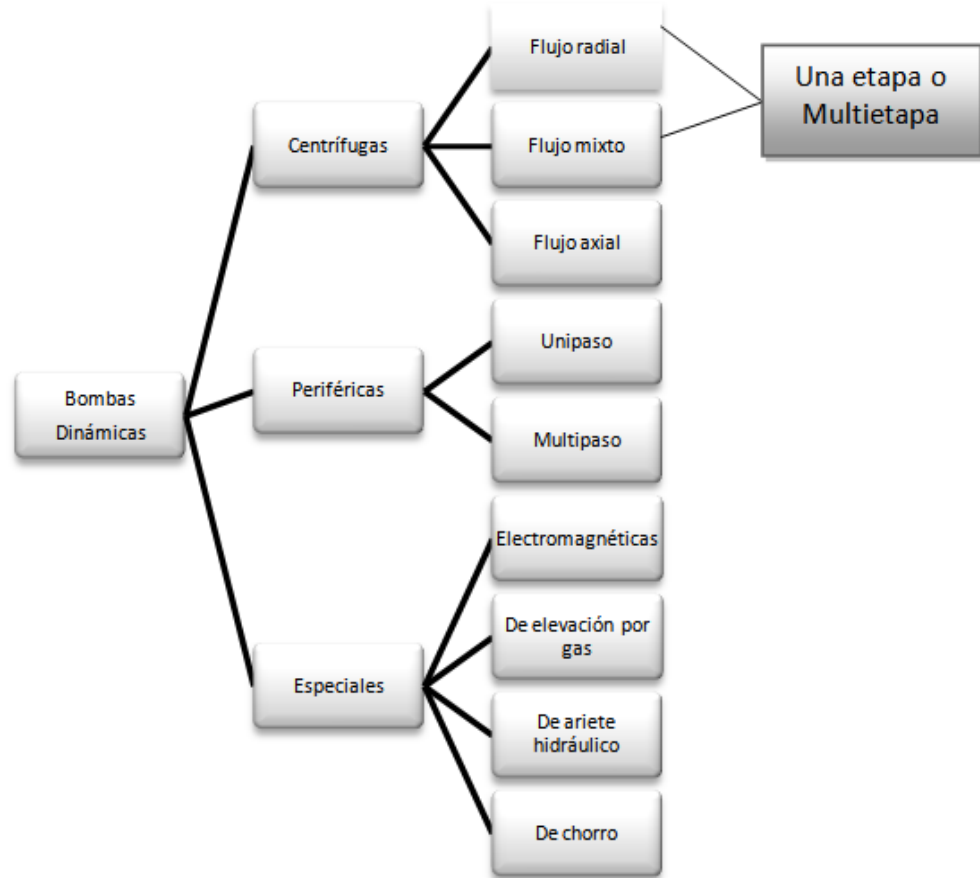


## 2.4. Clasificación de Bombas Dinámicas y Bombas de Desplazamiento

Las bombas pueden clasificarse considerando el tipo de aplicación al que están destinadas, los materiales con que se construyen, los fluidos que manejan y por su orientación en el espacio. Todas estas clasificaciones sin embargo, se limitan en amplitud y tienden sustancialmente a traslaparse entre sí. Este sistema básico basado en el principio por el cual se agrega energía al fluido divide a las bombas en dos grandes grupos:

- 1) **Bombas Dinámicas:** Su principio de funcionamiento se basa en añadir energía al fluido continuamente para incrementar su velocidad dentro de la máquina a valores mayores de los que existen en la descarga, de manera que la subsecuente reducción en velocidad dentro, o más allá de la bomba, produce un incremento en la presión.

Las bombas dinámicas, a su vez, pueden subdividirse en otros tipos de bombas centrífugas, bombas periféricas, y otras bombas de efectos especiales. En la Fig. 2.5 se presenta un esquema de las principales clasificaciones y sub clasificaciones dentro de esta categoría.

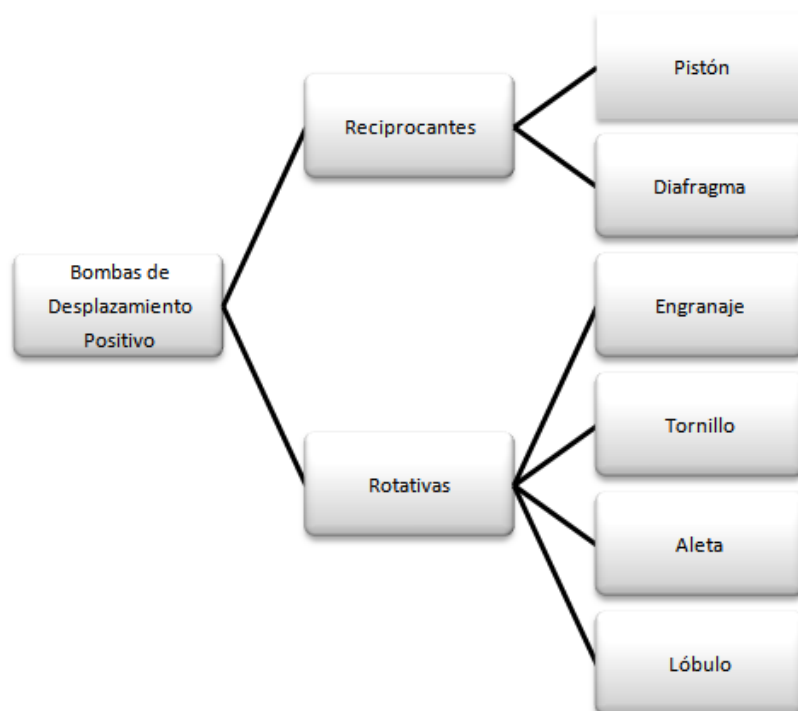


**FIGURA 2.5. CLASIFICACIÓN DE BOMBAS DINÁMICAS**

- 2) Bombas de Desplazamiento:** Su principio de funcionamiento se basa en agregar energía al fluido periódicamente mediante la aplicación de la fuerza a uno o más límites móviles de un número deseado de volúmenes que contienen un fluido lo que resulta en un incremento directo en presión hasta el valor requerido para desplazar el

fluido a través de válvulas o aberturas en la línea de descarga.

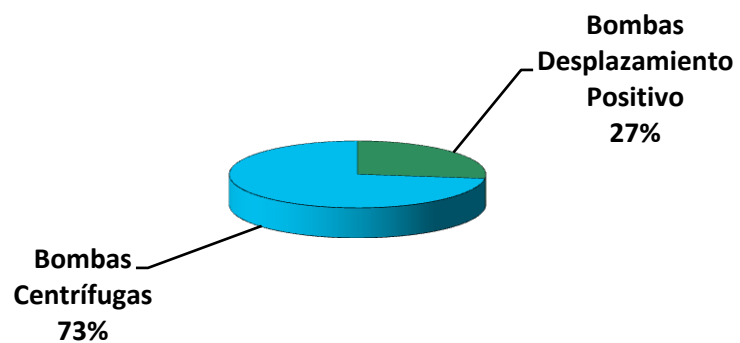
Las bombas de desplazamiento se dividen en dos tipos: Reciprocantes y Rotativas, dependiendo de la naturaleza del movimiento de los miembros que producen la presión. Cada una de estas clasificaciones mayores puede, a su vez, subdividirse en varios tipos específicos de importancia comercial.



**FIGURA 2.6. CLASIFICACIÓN DE BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO**

## 2.5. Comparaciones entre Bombas de Desplazamiento Positivo y Bombas Centrífugas

Se estima que aproximadamente el 73 % de la producción total de las bombas corresponde a bombas centrífugas. Esto es debido a su extenso campo de aplicación en el sector industrial, doméstico, agropecuario, de la construcción, así como en sistemas de alcantarillado, mientras que las bombas de desplazamiento positivo generalmente son utilizadas en sistemas oleohidráulicos, en pozos petroleros, y en el bombeo de concreto.



Fuente: Manual de Bombas: Diseño, aplicación, especificaciones, operación y mantenimiento.  
Autores: Igor J. Karassik – William C. Krutzsch

### FIGURA 2.7. USO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS VS. BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

En la Tabla 2 se muestra una comparación de características de funcionamiento entre bombas de desplazamiento positivo y dinámicas del tipo centrífuga.

**TABLA 2**

**CUADRO COMPARATIVO DE**

**BOMBAS DESPLAZAMIENTO POSITIVO VS. BOMBAS CENTRÍFUGAS**

BOMBAS DESPLAZAMIENTO POSITIVO	BOMBAS CENTRÍFUGAS
Adecuadas para altas presiones y bajos caudales (hasta 3300 G.P.M)	Adecuadas para presiones reducidas o relativamente medianas (requieren de 2 o más etapas para incrementar la presión) y altos caudales (hasta 120000 G.P.M)
El cambio de presión produce un pequeño efecto sobre la eficiencia mecánica.	El cambio de presión genera un cambio dramático sobre la eficiencia mecánica.
La eficiencia mecánica se incrementa con el aumento de la viscosidad.	La eficiencia mecánica disminuye con el aumento de la viscosidad debido al incremento de las pérdidas por fricción.
Excelentes para bombear fluidos de alta viscosidad (hasta 6000000 SSU).	Bombear fluidos viscosos (hasta 2500 SSU).
El caudal se mantiene constante o aumenta cuando se incrementa la viscosidad del fluido.	El caudal disminuye al incrementarse la viscosidad del fluido.
El caudal es constante por lo que es independiente de la presión.	El caudal varía en función de la presión o el cabezal de descarga.
No pueden bombear fluidos que contengan sólidos abrasivos.	Pueden bombear mezclas de sólidos y líquidos, por ejemplo: Aguas residuales.
No pueden operar contra una válvula cerrada: Para o falla.	Pueden operar contra válvula cerrada. La energía creada de esta manera se convierte en calor.
Para ciertas condiciones de trabajo son más robustas que una bomba centrífuga.	Para ciertas condiciones de trabajo son más pequeñas que una bomba de desplazamiento positivo.

## **2.6. Criterios para seleccionar un equipo de bombeo**

La selección de un equipo de bombeo depende de las condiciones de funcionamiento especificadas por el diseñador del proceso o el operador y se requiere como mínimo conocer la siguiente información:

- 1. Fluido bombeado.-** El fluido debe quedar completamente definido. La composición de una mezcla debe estar perfectamente especificada. Cuando sea de aplicación, deben ser conocidos detalles tales como el contenido de sustancias sólidas, componentes corrosivos o abrasivos, gases insolubles y sustancias peligrosas, como por ejemplo, inflamables, venenosas, irritantes, etc.
- 2. Temperatura de funcionamiento.-** Es necesaria para el trabajo seleccionado. Incluso, a veces, la temperatura máxima y mínima.
- 3. Propiedades físicas del fluido bombeado.-** Para líquidos y mezclas que no son comunes, es necesario conocer las propiedades que dependen de la temperatura: Densidad, viscosidad y tensión de vapor.

**4. Condiciones de funcionamiento.-** Incluyen el caudal, presiones de aspiración e impulsión o altura total, cabeza neta de succión disponible. Si estos valores están sujetos a variaciones debido a las condiciones de la instalación entonces los valores máximos y mínimos deberán ser especificados.

## **2.7. Sistemas de transmisión por bandas y poleas**

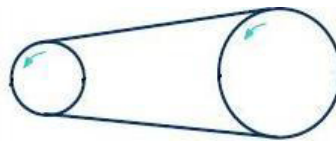
Es un tipo de transmisión cuyo mecanismo consiste en dos poleas que están unidas por una misma correa, y su objetivo es transmitir potencia del eje de la polea motriz al eje de la polea conducida. Se lo utiliza cuando la distancia entre los dos ejes de rotación es grande.

Ambas poleas giran solidarias al eje y arrastran a la correa por adherencia entre ambas. La correa, a su vez, arrastra y hace girar a la polea conducida transmitiéndose de esta forma el movimiento.

El número de revoluciones en cada eje vendrá dado por el diámetro de las poleas, de modo que, la polea de mayor diámetro girará a una velocidad de rotación más baja que la polea de menor diámetro.

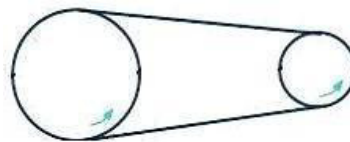
En referencia a esta idea, existen dos casos básicos:

1. Cuando la polea de salida (conducida) gira a menor velocidad que la polea de entrada (motriz) es un sistema de poleas reductor de velocidad.



**FIGURA 2.8. SISTEMA DE POLEAS REDUCTOR DE VELOCIDAD**

2. Cuando la polea de salida gira a mayor velocidad que la polea de entrada es un sistema de poleas multiplicador de velocidad.



**FIGURA 2.9. SISTEMA DE POLEAS MULTIPLICADOR DE VELOCIDAD**

La relación de transmisión ( $i$ ) entre ambas poleas está dada por la siguiente ecuación:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (\text{Ec. 2. 10})$$



Donde:

- $n_1$ : Velocidad de la polea motriz (RPM)
- $n_2$ : Velocidad de la polea conducida (RPM)
- $D_1$ : Diámetro de la polea motriz (mm)
- $D_2$ : Diámetro de la polea conducida (mm)

Si el sistema es reductor de velocidad, la cifra del numerador es mayor que la cifra del denominador y si el sistema es multiplicador de velocidad, la cifra del numerador es menor que la del denominador.

En un sistema de transmisión con accionamiento por correa, el órgano de tracción (correa de transmisión) es un elemento de suma importancia que determina la capacidad de trabajo de toda la transmisión. Las correas se distinguen por la forma de la sección transversal, por la construcción, material y tecnología de fabricación, pero el aspecto más importante que determina la construcción de las poleas y de todo el sistema de transmisión, es la forma de la sección transversal de la correa. En función de la forma de la sección transversal, las correas de transmisión son clasificadas como:

- Correas planas.
- Correas trapeciales o en V.

- Correas redondas.
- Correas eslabonadas.
- Correas dentadas.
- Correas nervadas o Poly V

Las transmisiones por medio de correas son denominadas de tipo flexible pues absorben vibraciones y choques de los que sólo tienden a transmitir un mínimo al eje arrastrado.

Estas transmisiones poseen la ventaja de ser adecuadas para distancias entre ejes relativamente grandes, actuando bajo condiciones adversas de trabajo (polvo, humedad, calor, etc.), también pueden actuar como fusible mecánico, debido a que presenta una carga límite de transmisión, valor que de ser superado produce el patinaje (resbalamiento) entre la correa y la polea, su costo de adquisición es relativamente bajo, son de funcionamiento silencioso y tienen una larga vida útil sin averías ni problemas de funcionamiento.

Por otro lado, los inconvenientes principales de la transmisión por correa, que limitan su empleo en ciertos mecanismos y accionamientos son:

- Grandes dimensiones exteriores.
- Inconstancia de la relación de transmisión cinemática debido al deslizamiento elástico.
- Grandes cargas sobre los árboles y apoyos, y por consiguiente considerables pérdidas de potencia por fricción.

## **2.8. Sellados de fluidos**

El sistema de sellado en una máquina rotatoria influye directamente en la confiabilidad de esta y del proceso en general.

Convencionalmente un rotor puede ser sellado con un sello mecánico axial o un sello radial como la empaquetadura.

En el lado motriz, el sello está generalmente expuesto a la presión atmosférica, lo que significa que el sello debe ser capaz de soportar la presión del fluido líquido o gas que se encuentra dentro de la máquina.

Para mayores detalles consultar el Anexo A donde se describe los tipos de elementos utilizados para sellado de fluidos.

# CAPÍTULO 3

## 3. DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO

### 3.1. Diseño del sistema de bombeo para recepción de aceite usado

#### 3.1.1. Determinación del caudal

Los camiones recolectores que transportan el aceite usado hacia la planta de tratamiento tienen una capacidad máxima de 10000 galones y el tiempo óptimo en que el sistema de bombeo deberá descargar este volumen de aceite será de 40 minutos, entonces el caudal de bombeo se calcula de la siguiente forma:

$$V = 10000 \text{ gal.}$$

$$t = 40 \text{ min.}$$

Y de la ecuación 2.5 se determina el caudal volumétrico:

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{10000 \text{ gal.}}{40 \text{ min.}} = 250 \text{ G.P.M}$$

### 3.1.2. Selección de tuberías

De acuerdo al Anexo B del cual se especifican las propiedades del aceite usado y mediante el uso de la tabla de conversión de unidades de viscosidad (Anexo C), los datos que se aplicarán para efectuar los cálculos pertinentes son los siguientes:

**Gravedad específica (G.E):** 0.984, análisis realizado a una temperatura de 60 °F (15.6 °C).

**Viscosidad absoluta ( $\mu$ ):** 14545.5 SSU, análisis realizado a la temperatura de bombeo del fluido, 86 °F (30 °C).

Para seleccionar el diámetro de tubería se aplica la tabla de pérdidas por fricción (Anexo D) y para un caudal de 250 G.P.M se observa que debido al elevado factor de fricción que se produciría al seleccionar un diámetro de tubería de acero de 4" el sistema requeriría de una mayor potencia de bombeo, entonces lo más adecuado es seleccionar una tubería de acero al carbono de diámetro 6" (Cédula 40) para las líneas de succión y descarga de la bomba. (Para mayores detalles consultar el Anexo E).

### 3.1.3. Cálculo del Cabezal Dinámico Total (TDH)

El sistema de bombeo será diseñado para que funcione con succión positiva, por lo tanto el cabezal dinámico total se calcula con la siguiente ecuación:

$$TDH = h_d - h_s \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Donde:

$h_d$  = Altura de descarga

$h_s$  = Altura de succión

A su vez la altura de succión ( $h_s$ ) se calcula con la siguiente ecuación:

$$h_s = s - h_{fs} + p \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Donde:

$s$  = Altura estática de succión, es la distancia vertical en que se encuentra el nivel del líquido en el reservorio de succión por encima de la bomba.

$h_{fs}$  = Pérdidas en la línea de succión

$p$  = Presión existente en el líquido a bombear

La altura de descarga ( $h_d$ ) se obtiene con la ecuación:

$$h_d = D + h_{fd} + P + H_v \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Donde:

**D** = Altura de descarga

**$h_{fd}$**  = Pérdidas en la línea de descarga, incluyendo tubería recta, válvulas y accesorios.

**P** = Presión en el recipiente de descarga (cuando es hermético)

**$H_v$**  = Pérdidas a la salida del líquido descargado (columna de velocidad)

Al reemplazar las ecuaciones 3.2 y 3.3 en la Ec. 3.1, se tiene:

$$TDH = D + h_{fd} + P + H_v - (s - h_{fs} + p) \quad (\text{Ec. 3.4})$$

En este caso las presiones  $P$  y  $p$  son iguales porque los recipientes de succión y descarga están abiertos a la atmósfera por lo tanto se cancelan y al reagrupar términos se obtiene:

$$TDH = (D - s) + (h_{fd} + h_{fs} + H_v) \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Donde:

**TDH**= Cabezal dinámico total (ft)

**(D – s)** = Altura estática (ft)

**( $h_{fd} + h_{fs} + H_v$ )** = Altura dinámica (ft)

### **Cálculo de la altura estática**

En ambos casos la altura de descarga (D) y la altura estática de succión (s) son consideradas para el caso crítico, es decir: La altura de descarga crítica corresponde al tanque de almacenamiento de mayor altura, en este caso:

$$D = 10.6 \text{ m} \equiv 34.78 \text{ ft}$$

La altura estática de succión (s) crítica corresponde cuando el camión recolector de aceite se encuentra con un mínimo nivel de aceite con respecto al piso, o sea:

$$s = 1 \text{ m} \equiv 3.28 \text{ ft}$$

Por lo tanto la altura estática será:

$$\text{Alt. Estática} = D - s = (10.6 - 1) \text{ m} = 9.6 \text{ m} \equiv 31.5 \text{ ft}$$



### **Cálculo de la altura dinámica**

La altura dinámica del sistema de bombeo es determinada con la siguiente ecuación:

$$\text{Alt. Dinámica} = \text{Pérdidas por fricción} + \text{Col. de velocidad} \quad (\text{Ec. 3.6})$$

Antes de calcular la altura dinámica del sistema primero se determinarán las pérdidas por fricción en las tuberías de succión y en las tuberías de descarga mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Pérdidas por fricción} = \frac{(L + L_e)f}{100} \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Donde:

**L** = Longitud total de tubería recta (ft)

**L<sub>e</sub>** = Longitud equivalente de accesorios (ft)

**f** = Factor de fricción (adimensional)

### **Pérdidas por fricción en la tubería de succión**

De acuerdo al diseño del sistema (Ver plano N° 1) se procede al cálculo de la longitud total de tubería recta del lado de succión:

$$L = (1 + 8.8) m = 9.8 m \equiv 32.15 ft$$

### **Longitud equivalente de accesorios ( $L_e$ )**

En los Anexos F y G respectivamente, se muestran las tablas de pérdidas en longitud de tubería recta equivalente para accesorios ( $\varnothing_{\text{tubería}}=6''$ ). Para determinar el valor de  $L_e$  en cada accesorio bridado se debe considerar las propiedades del fluido en condiciones de operación, en este caso la viscosidad absoluta del aceite usado (14545.5 SSU) se encuentra comprendida entre 10000 SSU y 15000 SSU, entonces de acuerdo a la tabla de valores de viscosidad absoluta (Anexo H) se multiplica por 0.5 los correspondientes valores de  $L_e$  para determinar el valor requerido.

**TABLA 3**

**LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS PARA  
TUBERÍA DE SUCCIÓN DEL SISTEMA DE RECEPCIÓN**

<b>Accesorio</b>	<b>Cant.</b>	<b>L<sub>e</sub> (ft)</b>	<b>L<sub>e</sub> total del accesorio (ft)</b>
Codo 90° radio largo (ø=6")	2	2.85	5.7
Válvula de compuerta (ø=6")	2	1.6	3.2
<b>Longitud equivalente total (L<sub>e</sub>):</b>			<b>8.9 ft</b>

Para calcular el factor de fricción ( $f$ ) se aplica la tabla de pérdidas por fricción para líquidos viscosos (Anexo D), en este caso para un caudal de 250 G.P.M y viscosidad absoluta de 14545.5 SSU en la referida tabla se procede a interpolar para el rango entre 10000 SSU y 15000 SSU, por lo tanto el valor encontrado para  $f$  es de 15.8 PSI por cada 100 pies de longitud de tubería.

El valor de  $f$  se multiplica por la gravedad específica del fluido de trabajo (0.984) y para instalaciones comerciales se recomienda añadir un 15% del valor de  $f$  para determinar el factor de fricción real, por lo tanto:

$$f = (15.8 \text{ PSI})(0.984)(1.15) = 17.88 \text{ PSI}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 3.7, se determina las pérdidas por fricción en la tubería de succión, entonces:

$$Pérdidas\ por\ fricción\ (succión) = \frac{(32.15\ ft + 8.9\ ft)(17.88\ PSI)}{100\ ft}$$

$$Pérdidas\ por\ fricción\ (succión) = 7.34\ PSI \equiv 16.93\ ft$$

### **Pérdidas por fricción en la tubería de descarga**

De acuerdo al diseño del sistema (Ver plano N° 1) el cálculo de longitud total de tubería recta en el lado de la descarga es:

$$L = (10.1 + 10.6)\ m = 20.7\ m \equiv 67.91\ ft$$

### **Longitud equivalente de accesorios ( $L_e$ )**

En los Anexos F y G respectivamente, se muestran las tablas de pérdidas en longitud de tubería recta equivalente para accesorios ( $\varnothing_{tubería}=6''$ ). Para determinar el valor de  $L_e$  en cada accesorio bridado se debe considerar las propiedades del fluido en condiciones de operación, en este caso la viscosidad absoluta del aceite usado (14545.5 SSU) se encuentra comprendida entre 10000 SSU y 15000 SSU, entonces de acuerdo a la tabla de

valores de viscosidad absoluta (Anexo H) se multiplica por 0.5 los correspondientes valores de  $L_e$  para determinar el valor requerido.

**TABLA 4**  
**LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS PARA**  
**TUBERÍA DE DESCARGA DEL SISTEMA DE RECEPCIÓN**

<b>Accesorio</b>	<b>Cant.</b>	<b><math>L_e</math> (ft)</b>	<b><math>L_e</math> total del accesorio (ft)</b>
Codo 90° radio largo ( $\varnothing=6''$ )	2	2.85	5.7
Válvula de compuerta ( $\varnothing=6''$ )	1	1.6	1.6
Válvula check ( $\varnothing=6''$ )	1	31.5	31.5
<b>Longitud equivalente total (<math>L_e</math>):</b>			<b>38.8 ft</b>

Para calcular el factor de fricción ( $f$ ), se aplica la tabla de pérdidas por fricción para líquidos viscosos (Anexo D), en este caso para un caudal de 250 G.P.M y viscosidad absoluta de 14545.5 SSU en la referida tabla se procede a interpolar para el rango entre 10000 SSU y 15000 SSU, por lo tanto el valor encontrado para  $f$  es de 15.8 PSI por cada 100 pies de longitud de tubería.

El valor de  $f$  se multiplica por la gravedad específica del fluido de trabajo (0.984) y para instalaciones comerciales se recomienda añadir un 15% del valor de  $f$  para determinar el factor de fricción real, por lo tanto:

$$f = (15.8 \text{ PSI})(0.984)(1.15) = 17.88 \text{ PSI}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 3.7, se determina las pérdidas por fricción en la tubería de descarga, entonces:

$$\text{Pérdidas por fricción (descarga)} = \frac{(67.91 \text{ ft} + 38.8 \text{ ft})(17.88 \text{ PSI})}{100 \text{ ft}}$$

$$\text{Pérdidas por fricción (descarga)} = 19.08 \text{ PSI} \equiv 44.01 \text{ ft}$$

Por lo tanto, las pérdidas totales por fricción del sistema serán:

$$\text{Pérdidas por fricción (Recepción)} = \text{Succión} + \text{descarga}$$

$$\text{Pérdidas por fricción (Recepción)} = 16.93 \text{ ft} + 44.01 \text{ ft}$$

$$\text{Pérdidas por fricción (Recepción)} = 60.94 \text{ ft}$$

### Cálculo de la columna de velocidad (Hv)

Antes de calcular la columna de velocidad previamente se determinará la velocidad del líquido que fluye a través del sistema de bombeo mediante la siguiente ecuación:

$$\bar{V} = \frac{Q}{A} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Donde:

$\bar{V}$  = Velocidad de circulación del líquido (ft/seg)

$Q$  = Caudal (ft<sup>3</sup>/seg)

$A$  = Área o sección transversal del conducto (ft<sup>2</sup>)

De acuerdo a las condiciones de operación y diseño del sistema se dispone de los siguientes datos:

$$Q = 250 \text{ G.P.M} \equiv 0.557 \text{ ft}^3/\text{s eg}$$

$$A = 0.196 \text{ ft}^2 \text{ (Área transversal de tubería } \phi = 6" \text{)}$$

Estos datos son reemplazados en la ecuación 3.8 para determinar la velocidad de circulación del líquido, por lo tanto:

$$\bar{V} = \frac{0.557 \text{ ft}^3/\text{s}}{0.196 \text{ ft}^2} = 2.84 \text{ ft/seg}$$

En consecuencia, el valor de la columna de velocidad ( $H_v$ ) obtenida de la ecuación 2.9 será:

$$H_v = 0.0155\bar{V}^2 = 0.0155 (2.84 \text{ ft/seg})^2 = 0.13 \text{ ft}$$

Una vez calculada la columna de velocidad y las pérdidas totales por fricción del sistema, de la ecuación 3.6 se determina la altura dinámica, por lo tanto:

$$\textit{Alt. Dinámica} = \textit{Pérdidas por fricción} + \textit{Col. de velocidad}$$

$$\textit{Alt. Dinámica} = (60.94 + 0.13) \text{ ft} = 61.07 \text{ ft}$$

Luego de haber calculado la altura estática y la altura dinámica del sistema se reemplazarán estos resultados en la ecuación 3.5 para calcular el cabezal dinámico total (TDH), en consecuencia:

$$\textit{TDH} = \textit{Alt. Estática} + \textit{Alt. Dinámica}$$

$$\textit{TDH}_{\textit{recepción}} = (31.5 + 61.07) \text{ ft} = 92.57 \text{ ft}$$



### 3.1.4. Cálculo de la cabeza neta de succión positiva disponible (NPSH)

De acuerdo a las condiciones de operación y diseño del sistema de recepción se dispone de los siguientes datos:

$$P_{\text{atm}} = 14.7 \text{ PSIA}$$

$$P_v = 0.1 \text{ PSIA}$$

$$h_s = 3.28 \text{ ft}$$

$$h_{fs} = 16.93 \text{ ft}$$

$$G.E = 0.984$$

Estos datos son reemplazados en la ecuación 2.8 para calcular el  $NPSH_{\text{disponible}}$  en el sistema, por lo tanto:

$$NPSH_{\text{disponible}} = \frac{(14.7 - 0.1) \text{ PSIA} * 2.31}{0.984} + (3.28 - 16.93) \text{ ft}$$

$$NPSH_{\text{disponible}} = 20.62 \text{ ft} \equiv 8.94 \text{ PSI}$$

### 3.1.5. Cálculo de la Potencia Hidráulica requerida por el sistema

De acuerdo a los requerimientos del proceso y diseño del sistema de recepción se tienen los siguientes datos:

$$Q = 250 \text{ G.P.M}$$

$$TDH = 92.57 \text{ ft} \equiv 40.13 \text{ PSI}$$

Entonces la potencia hidráulica ( $P_H$ ) es determinada mediante la ecuación 2.6, por lo tanto:

$$P_H = \frac{(250 \text{ G.P.M})(40.13 \text{ PSI})}{1715} = 5.85 \text{ HP}$$

Finalmente con respecto a las condiciones de operación del sistema y la aplicación del software de selección de bombas se determina que la eficiencia mecánica de la bomba es 23.2% y mediante la ecuación 2.7 se calcula la potencia absorbida ( $P_{ab}$ ) por la bomba, por lo tanto:

$$P_{ab} = \frac{5.85 \text{ HP}}{0.232} = 25.22 \text{ HP}$$

### 3.1.6. Cálculo de la Potencia Eléctrica y selección de la unidad motriz

Para calcular la potencia eléctrica del motor que se acoplará a la bomba se aplicará la siguiente ecuación:

$$P_E = \frac{P_{ab}}{\eta_{motor}} \quad (\text{Ec. 3.9})$$

Donde:

$P_E$  = Potencia eléctrica del motor (HP)

$P_{ab}$  = Potencia absorbida por la bomba (HP)

$\eta_{motor}$  = Eficiencia del motor

Por lo tanto la potencia eléctrica del motor, con eficiencia estándar del 90%, de la bomba del sistema de recepción será:

$$P_{E (Motor de bomba recepción)} = \frac{25.22 \text{ HP}}{0.90} = 28.02 \text{ HP}$$

Comercialmente no es posible adquirir un motor con esta especificación, por tal razón la potencia del motor seleccionado será el inmediato superior a la potencia calculada, por lo tanto el motor eléctrico requerido será de 30 HP.

## 3.2. Diseño del sistema de bombeo para trasvase de aceite

### 3.2.1. Determinación del caudal

El caudal se calcula utilizando como referencia el volumen del tanque de proceso (10432 gal.) y el tiempo óptimo en que el sistema deberá bombear este volumen de aceite hacia el otro tanque de proceso será de 40 minutos, entonces:

$$V = 10432 \text{ gal.}$$

$$t = 40 \text{ min.}$$

Y de la ecuación 2.5 se determina el caudal de bombeo:

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{10432 \text{ gal.}}{40 \text{ min.}} = 261 \text{ G.P.M}$$

### 3.2.2. Selección de tuberías

En referencia al Anexo B y al Anexo C (Tabla de conversión de unidades de viscosidad), las propiedades del aceite que se aplicarán para los cálculos pertinentes son las siguientes:

**Gravedad específica (G.E):** 0.984, análisis realizado a una temperatura de 60 °F (15.6 °C).

**Viscosidad absoluta ( $\mu$ ):** 11123.2 SSU, análisis realizado a la temperatura de bombeo del fluido, 104 °F (40 °C).

De la tabla de pérdidas por fricción (Anexo D) con respecto a un caudal de 261 G.P.M se observa que debido al elevado factor de fricción que se produciría al seleccionar una tubería de diámetro 4" el sistema requeriría de una mayor potencia de bombeo, entonces lo más adecuado es seleccionar una tubería de acero al carbono (Cédula 40) de diámetro 6" para las líneas de succión y descarga de la bomba.

### 3.2.3. Cálculo del Cabezal Dinámico Total (TDH)

El sistema de bombeo para trasvase de aceite será diseñado para que funcione con succión positiva, por lo tanto el cabezal dinámico total se determinará mediante la ecuación 3.5:

$$TDH = (D - s) + (h_{fd} + h_{fs} + H_v)$$

Donde:

**TDH**= Cabezal dinámico total (ft)

**(D - s)** = Altura estática (ft)

**( $h_{fd} + h_{fs} + H_v$ )** = Altura dinámica (ft)

### **Cálculo de la altura estática**

En ambos casos la altura de descarga (D) y la altura estática de succión (s), son consideradas para el caso crítico, es decir:

La altura de descarga crítica corresponde al tanque de almacenamiento de mayor altura, en este caso:

$$D = 10.6 \text{ m} \equiv 34.78 \text{ ft}$$

La altura estática de succión (s) crítica corresponde cuando el tanque del que se está descargando aceite se encuentra en el mínimo nivel, en este caso se consideraría la altura de la base de concreto que soporta el tanque con respecto al nivel de la bomba, o sea:

$$s = 1.5 \text{ m} \equiv 4.92 \text{ ft}$$

Por lo tanto la altura estática será:

$$**Alt. Estática** = D - s = (10.6 - 1.5) \text{ m} = 9.1 \text{ m} \equiv 29.86 \text{ ft}$$

### **Cálculo de la altura dinámica**

Mediante la ecuación 3.6 se determinará la altura dinámica del sistema de bombeo.

$$\text{Alt. Dinámica} = \text{Pérdidas por fricción} + \text{Col. de velocidad}$$

Antes de calcular la altura dinámica en el sistema de trasvase se procederá a determinar las pérdidas por fricción en las tuberías de succión y descarga detalladas a continuación.

### **Pérdidas por fricción en la tubería de succión**

De acuerdo al diseño del sistema (Ver plano N° 2) la longitud total de tubería recta del lado de succión es el siguiente:

$$L = (0.3 + 1.5 + 1.6) \text{ m} = 3.4 \text{ m} \equiv 11.15 \text{ ft}$$

### **Longitud equivalente de accesorios ( $L_e$ )**

En los Anexos F y G respectivamente, se muestran las tablas de pérdidas en longitud de tubería recta equivalente para accesorios ( $\varnothing_{\text{tubería}}=6''$ ). Para determinar el valor de  $L_e$  en cada accesorio bridado se debe considerar las propiedades del fluido en condiciones de operación, en este caso la viscosidad

absoluta del aceite usado (11123.2 SSU) se encuentra comprendida entre 10000 SSU y 15000 SSU, entonces de acuerdo a la tabla de valores de viscosidad absoluta (Anexo H) se multiplica por 0.5 los correspondientes valores de  $L_e$  para determinar el valor requerido.

**TABLA 5**

**LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS PARA  
TUBERÍA DE SUCCIÓN DEL SISTEMA DE TRASVASE**

<b>Accesorio</b>	<b>Cant.</b>	<b><math>L_e</math> (ft)</b>	<b><math>L_e</math> total del accesorio (ft)</b>
Codo 90° radio largo ( $\varnothing=6''$ )	2	2.85	5.7
Válvula de compuerta ( $\varnothing=6''$ )	1	1.6	1.6
<b>Longitud equivalente total (<math>L_e</math>):</b>			<b>7.3 ft</b>

Para calcular el factor de fricción ( $f$ ) se aplica la tabla de pérdidas por fricción para líquidos viscosos (Anexo D), en este caso para un caudal de 261 G.P.M y viscosidad absoluta de 11123.2 SSU se realiza una doble interpolación para los rangos de (250 – 300) G.P.M y (10000 – 15000) SSU, entonces el valor encontrado para  $f$  es de 12.57 PSI por cada 100 pies de longitud de tubería.



El valor de  $f$  se multiplica por la gravedad específica del fluido de trabajo (0.984) y para instalaciones comerciales se recomienda añadir un 15% del valor de  $f$  para determinar el factor de fricción real, por lo tanto:

$$f = (12.57 \text{ PSI})(0.984)(1.15) = 14.22 \text{ PSI}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 3.7, se determina las pérdidas por fricción en la tubería de succión, entonces:

$$\text{Pérdidas por fricción (succión)} = \frac{(11.15 \text{ ft} + 7.3 \text{ ft})(14.22 \text{ PSI})}{100 \text{ ft}}$$

$$\text{Pérdidas por fricción (succión)} = 2.62 \text{ PSI} \equiv 6.04 \text{ ft}$$

### **Pérdidas por fricción en la tubería de descarga**

De acuerdo al diseño del sistema (Ver plano N° 2) la longitud total de tubería recta en el lado de la descarga es el siguiente:

$$L = (1 + 23.9 + 0.8 + 10.6) \text{ m} \equiv 36.3 \text{ m} \equiv 119.1 \text{ ft}$$

### Longitud equivalente de accesorios ( $L_e$ )

En los Anexos F y G respectivamente se muestran las tablas de pérdidas en longitud de tubería recta equivalente para accesorios ( $\phi_{\text{tubería}}=6''$ ). Para determinar el valor de  $L_e$  en cada accesorio bridado se debe considerar las propiedades del fluido en condiciones de operación, en este caso la viscosidad absoluta del aceite usado (11123.2 SSU) se encuentra comprendida entre 10000 SSU y 15000 SSU, entonces de acuerdo a la tabla de valores de viscosidad absoluta (Anexo H) se multiplica por 0.5 los correspondientes valores de  $L_e$  para determinar el valor requerido.

**TABLA 6**

#### LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS PARA TUBERÍA DE DESCARGA DEL SISTEMA DE TRASVASE

Accesorio	Cant.	$L_e$ (ft)	$L_e$ total del accesorio (ft)
Codo 90° radio largo ( $\phi=6''$ )	4	2.85	11.4
Válvula de compuerta ( $\phi=6''$ )	1	1.6	1.6
Válvula check ( $\phi=6''$ )	1	31.5	31.5
<b>Longitud equivalente total (<math>L_e</math>):</b>			<b>44.5 ft</b>

Para calcular el factor de fricción ( $f$ ), se aplica la tabla de pérdidas por fricción para líquidos viscosos (Anexo D), en este caso para un caudal de 261 G.P.M y viscosidad absoluta de 11123.2 SSU se realiza una doble interpolación para los rangos de (250 – 300) G.P.M y (10000 – 15000) SSU, entonces el valor encontrado para  $f$  es de 12.57 PSI por cada 100 pies de longitud de tubería.

El valor de  $f$  se multiplica por la gravedad específica del fluido de trabajo (0.984) y para instalaciones comerciales se recomienda añadir un 15% del valor de  $f$  para determinar el factor de fricción real, por lo tanto:

$$f = (12.57 \text{ PSI})(0.984)(1.15) = 14.22 \text{ PSI}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 3.7, se determina las pérdidas por fricción en la tubería de descarga, entonces:

$$\text{Pérdidas por fricción (descarga)} = \frac{(119.1 \text{ ft} + 44.5 \text{ ft})(14.22 \text{ PSI})}{100 \text{ ft}}$$

$$\text{Pérdidas por fricción (descarga)} = 23.26 \text{ PSI} \equiv 53.65 \text{ ft}$$

Por lo tanto, las pérdidas totales por fricción del sistema serán:

$$\text{Pérdidas por fricción (Trasvase)} = \text{Succión} + \text{descarga}$$

$$\text{Pérdidas por fricción (Trasvase)} = 6.04 \text{ ft} + 53.65 \text{ ft}$$

$$\text{Pérdidas por fricción (Trasvase)} = 59.69 \text{ ft}$$

### **Cálculo de la columna de velocidad (H<sub>v</sub>)**

De acuerdo a las condiciones de operación y diseño del sistema se dispone de los siguientes datos:

$$Q = 261 \text{ G.P.M} \equiv 0.582 \text{ ft}^3/\text{s eg}$$

$$A = 0.196 \text{ ft}^2 \text{ (Área transversal de tubería } \phi = 6" \text{ )}$$

Estos datos son reemplazados en la ecuación 3.8 para determinar la velocidad de circulación del líquido, por lo tanto:

$$\bar{V} = \frac{0.582 \text{ ft}^3/\text{seg}}{0.196 \text{ ft}^2} = 2.97 \text{ ft/seg}$$

En consecuencia, el valor de la columna de velocidad (H<sub>v</sub>) obtenida de la ecuación 2.9 será:

$$H_v = 0.0155\bar{V}^2 = 0.0155 (2.97 \text{ ft/seg})^2 = 0.14 \text{ ft}$$

Y el cálculo de la altura dinámica obtenida de la ecuación 3.6 es el siguiente:

$$\text{Alt. Dinámica} = \text{Pérdidas por fricción} + \text{Col. de velocidad}$$

$$\text{Alt. Dinámica} = (59.69 + 0.14) \text{ ft} = 59.83 \text{ ft}$$

Luego de haber calculado la altura estática y la altura dinámica del sistema se aplicará la ecuación 3.5 para determinar el cabezal dinámico total (TDH), en consecuencia:

$$\text{TDH} = \text{Alt. Estática} + \text{Alt. Dinámica}$$

$$\text{TDH}_{\text{trasvase}} = (29.86 + 59.83) \text{ ft} = 89.69 \text{ ft}$$

#### 3.2.4. Cálculo de la cabeza neta de succión positiva disponible (NPSH)

De acuerdo a las condiciones de operación y diseño del sistema de trasvase se dispone de los siguientes datos:

$$P_{\text{atm}} = 14.7 \text{ PSIA}$$

$$P_v = 0.1 \text{ PSIA}$$

$$h_s = 4.92 \text{ ft}$$

$$h_{fs} = 6.04 \text{ ft}$$

$$G.E = 0.984$$

Estos datos son reemplazados en la ecuación 2.8 para calcular el  $NPSH_{disponible}$ , por lo tanto:

$$NPSH_{disponible} = \frac{(14.7 - 0.1)PSIA * 2.31}{0.984} + (4.92 - 6.04) \text{ ft}$$

$$NPSH_{disponible} = 33.15 \text{ ft} \equiv 14.37 \text{ PSI}$$

### 3.2.5. Cálculo de la Potencia Hidráulica requerida por el sistema

De acuerdo a los requerimientos del proceso y diseño del sistema de trasvase se tienen los siguientes datos:

$$Q = 261 \text{ G.P.M}$$

$$TDH = 89.69 \text{ ft} \equiv 38.88 \text{ PSI}$$

Entonces la potencia hidráulica ( $P_H$ ) se determina mediante la ecuación 2.6, por lo tanto:

$$P_H = \frac{(261 \text{ G.P.M})(38.88 \text{ PSI})}{1715} = 5.92 \text{ HP}$$

Finalmente con respecto a las condiciones de operación del sistema y la aplicación del software de selección de bombas se determina que la eficiencia mecánica de la bomba es 28.7% y mediante la ecuación 2.7 se calcula la potencia absorbida ( $P_{ab}$ ) por la bomba, por lo tanto:

$$P_{ab} = \frac{5.92 \text{ HP}}{0.287} = 20.63 \text{ HP}$$

### 3.2.6. Cálculo de la Potencia Eléctrica y selección de la unidad motriz

Para calcular la potencia eléctrica ( $P_E$ ) del motor que se acoplará a la bomba se aplicará la ecuación 3.9 y considerando para el motor una eficiencia estándar del 90 %, se tiene que:

$$P_{E \text{ (Motor de bomba trasvase)}} = \frac{20.63 \text{ HP}}{0.90} = 22.92 \text{ HP}$$

Comercialmente no es posible adquirir un motor con esta especificación, por tal razón la potencia del motor seleccionado será el inmediato superior a la potencia calculada, entonces el motor eléctrico requerido será de 25 HP.

### 3.3. Diseño del sistema de bombeo para despacho de aceite reciclado

#### 3.3.1. Determinación del caudal

Los camiones recolectores que transportan el aceite reciclado desde la planta de tratamiento hacia sus diferentes destinos tienen una capacidad de 10000 galones y el tiempo óptimo en que el sistema deberá bombear este volumen de aceite será de 40 minutos, entonces el caudal a manejar se calcula de la siguiente forma:

$$V = 10000 \text{ gal.}$$

$$t = 40 \text{ min.}$$

Y de la ecuación 2.5 se determina el caudal de bombeo:

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{10000 \text{ gal.}}{40 \text{ min.}} = 250 \text{ G.P.M}$$

#### 3.3.2. Selección de tuberías

En referencia al Anexo B y al Anexo C (Tabla de conversión de unidades de viscosidad), las propiedades del aceite que se aplicarán para efectuar los cálculos pertinentes son las siguientes:



**Gravedad específica (G.E):** 0.984, análisis realizado a una temperatura de 60 °F (15.6 °C).

**Viscosidad absoluta ( $\mu$ ):** 11123.2 SSU, análisis realizado a la temperatura de bombeo del fluido, 104 °F (40 °C).

Para seleccionar el diámetro de la tubería se aplica la tabla de pérdidas por fricción para líquidos viscosos (Anexo D) y para un caudal de 250 G.P.M se observa que debido al elevado factor de fricción que se produciría al seleccionar una tubería de diámetro 4" el sistema requeriría de una mayor potencia de bombeo, entonces lo más adecuado es seleccionar una tubería de acero al carbono (Cédula 40) de diámetro 6" para las líneas de succión y descarga de la bomba.

### 3.3.3. Cálculo del Cabezal Dinámico Total (TDH)

El sistema de bombeo de aceite reciclado será diseñado para que funcione con succión positiva, entonces el cabezal dinámico total será determinado con la ecuación 3.5.

$$TDH = (D - s) + (h_{fd} + h_{fs} + H_v)$$

Donde:

**TDH**= Cabezal dinámico total (ft)

**(D – s)** = Altura estática (ft)

**( $h_{fd} + h_{fs} + H_v$ )** = Altura dinámica (ft)

### **Cálculo de la altura estática**

En ambos casos la altura de descarga (D) y la altura estática de succión (s), son consideradas para el caso crítico, es decir: La altura de descarga crítica corresponde a la altura del camión tanquero de despacho, en este caso:

$$D = 4 \text{ m} \equiv 13.12 \text{ ft}$$

La altura estática de succión (s) crítica corresponde a la condición del tanque de almacenamiento localizado en el lugar más distante de la estación de bombeo y con un mínimo nivel de aceite, por lo tanto:

$$s = 1.5 \text{ m} \equiv 4.92 \text{ ft}$$

Por lo tanto la altura estática será:

$$\textit{Alt. Estática} = D - s = (4 - 1.5) \text{ m} = 2.5 \text{ m} \equiv 8.2 \text{ ft}$$

### **Cálculo de la altura dinámica**

Antes de calcular la altura dinámica del sistema de despacho previamente se determinará las pérdidas por fricción en la tubería de succión y en la tubería de descarga.

### **Pérdidas por fricción en la tubería de succión**

De acuerdo al diseño del sistema (Ver plano N° 3) la longitud total de tubería recta del lado de succión es:

$$L = (0.3 + 1.5 + 2.33 + 15.5) m = 19.63 m \equiv 64.4 ft$$

### **Longitud equivalente de accesorios ( $L_e$ )**

En los Anexos F y G respectivamente, se muestran las tablas de pérdidas en longitud de tubería recta equivalente para accesorios ( $\varnothing_{\text{tubería}}=6''$ ). Para determinar el valor de  $L_e$  en cada accesorio bridado se debe considerar las propiedades del fluido en condiciones de operación, en este caso la viscosidad absoluta del aceite (11123.2 SSU) se encuentra comprendida entre 10000 SSU y 15000 SSU, entonces según la tabla de valores de viscosidad absoluta (Anexo H) se multiplica por 0.5 los correspondientes valores de  $L_e$  para determinar el valor requerido.

TABLA 7

**LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS PARA  
TUBERÍA DE SUCCIÓN DEL SISTEMA DE DESPACHO**

<b>Accesorio</b>	<b>Cant.</b>	<b>L<sub>e</sub> (ft)</b>	<b>L<sub>e</sub> total del accesorio (ft)</b>
Codo 90° radio largo (ø=6")	3	2.85	8.55
Válvula de compuerta (ø=6")	2	1.6	3.2
<b>Longitud equivalente total (L<sub>e</sub>):</b>			<b>11.75 ft</b>

Para calcular el factor de fricción ( $f$ ), se aplica la tabla de pérdidas por fricción para líquidos viscosos (Anexo D), en este caso para un caudal de 250 G.P.M y viscosidad absoluta de 11123.2 SSU en la referida tabla se procede a interpolar entre 10000 SSU y 15000 SSU, por lo tanto el valor encontrado para  $f$  es de 12.04 PSI por cada 100 pies de longitud de tubería.

El valor de  $f$  se multiplica por la gravedad específica del fluido de trabajo (0.984) y para instalaciones comerciales se recomienda añadir un 15% del valor de  $f$  para determinar el factor de fricción real, por lo tanto:

$$f = (12.04 \text{ PSI})(0.984)(1.15) = 13.62 \text{ PSI}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 3.7, se determina las pérdidas por fricción en la tubería de succión, entonces:

$$Pérdidas por fricción (succión) = \frac{(64.4 ft + 11.75 ft)(13.62 PSI)}{100 ft}$$

$$Pérdidas por fricción (succión) = 10.37 PSI \equiv 23.92 ft$$

### **Pérdidas por fricción en la tubería de descarga**

De acuerdo al diseño del sistema (Ver plano N° 3) la longitud total de tubería recta en el lado de la descarga es:

$$L = (1 + 4 + 3) m = 8 m \equiv 26.25 ft$$

### **Longitud equivalente de accesorios ( $L_e$ )**

En los Anexos F y G respectivamente, se muestran las tablas de pérdidas en longitud de tubería recta equivalente para accesorios ( $\varnothing_{tubería}=6''$ ). Para determinar el valor de  $L_e$  en cada accesorio bridado se debe considerar las propiedades del fluido en condiciones de operación, en este caso la viscosidad absoluta del aceite (11123.2 SSU) se encuentra comprendida entre 10000 SSU y 15000 SSU, entonces de acuerdo a la tabla de valores de

viscosidad absoluta (Anexo H) se multiplica por 0.5 los correspondientes valores de  $L_e$  para determinar el valor requerido.

**TABLA 8**

**LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS PARA TUBERÍA DE DESCARGA DEL SISTEMA DE DESPACHO**

<b>Accesorio</b>	<b>Cant.</b>	<b><math>L_e</math> (ft)</b>	<b><math>L_e</math> total del accesorio (ft)</b>
Codo 90° radio largo ( $\varnothing=6''$ )	3	2.85	8.55
Válvula de compuerta ( $\varnothing=6''$ )	1	1.6	1.6
Válvula check ( $\varnothing=6''$ )	1	31.5	31.5
<b>Longitud equivalente total (<math>L_e</math>):</b>			<b>41.65 ft</b>

El factor de fricción ( $f$ ) se determina utilizando la tabla de pérdidas por fricción para líquidos viscosos (Anexo D), en este caso para un caudal de 250 G.P.M y viscosidad absoluta de 11123.2 SSU en la referida tabla se procede a interpolar entre 10000 SSU y 15000 SSU, por lo tanto el factor de fricción es de 12.04 PSI por cada 100 pies de longitud de tubería.

El valor de  $f$  se multiplica por la gravedad específica del fluido de trabajo (0.984) y para instalaciones comerciales se recomienda añadir un 15% del valor de  $f$  para determinar el factor de fricción real, por lo tanto:

$$f = (12.04 \text{ PSI})(0.984)(1.15) = 13.62 \text{ PSI}$$

Reemplazando estos parámetros en la ecuación 3.7, se determina las pérdidas por fricción en la tubería de descarga, entonces:

$$\text{Pérdidas por fricción (descarga)} = \frac{(26.25 \text{ ft} + 41.65 \text{ ft})(13.62 \text{ PSI})}{100 \text{ ft}}$$

$$\text{Pérdidas por fricción (descarga)} = 9.25 \text{ PSI} \equiv 21.34 \text{ ft}$$

Por lo tanto, las pérdidas totales por fricción del sistema serán:

$$\text{Pérdidas por fricción (Despacho)} = \text{Succión} + \text{descarga}$$

$$\text{Pérdidas por fricción (Despacho)} = 23.92 \text{ ft} + 21.34 \text{ ft}$$

$$\text{Pérdidas por fricción (Despacho)} = 45.26 \text{ ft}$$

### **Cálculo de la columna de velocidad ( $H_v$ )**

De acuerdo a las condiciones de operación y diseño del sistema se dispone de los siguientes datos:

$$Q = 250 \text{ G.P.M} \equiv 0.557 \text{ ft}^3/\text{s eg}$$

$$A = 0.196 \text{ ft}^2 \text{ (Área transversal de tubería } \varnothing = 6\text{")}$$

Estos datos son reemplazados en la ecuación 3.8 para determinar la velocidad de circulación del líquido, por lo tanto:

$$\bar{V} = \frac{0.557 \text{ ft}^3/\text{seg}}{0.196 \text{ ft}^2} = 2.84 \text{ ft/seg}$$

En consecuencia, el valor de la columna de velocidad ( $H_v$ ) obtenida de la ecuación 2.9 será:

$$H_v = 0.0155\bar{V}^2 = 0.0155 (2.84 \text{ ft/seg})^2 = 0.13 \text{ ft}$$

Y el cálculo de la altura dinámica, obtenida de la ecuación 3.6, es:

$$\text{Alt. Dinámica} = \text{Pérdidas por fricción} + \text{Col. de velocidad}$$

$$\text{Alt. Dinámica} = (45.26 + 0.13) \text{ ft} = 45.39 \text{ ft}$$



Luego de haber calculado la altura estática y la altura dinámica del sistema se reemplazarán estos parámetros en la ecuación 3.5 para determinar el cabezal dinámico total (TDH), en consecuencia:

$$TDH = Alt. Estática + Alt. Dinámica$$

$$TDH_{despacho} = (8.2 + 45.39) ft = 53.59 ft$$

#### 3.3.4. Cálculo de la cabeza neta de succión positiva disponible (NPSH)

De acuerdo a las condiciones de operación y diseño del sistema de despacho se dispone de los siguientes datos:

$$P_{atm} = 14.7 \text{ PSIA}$$

$$P_v = 0.1 \text{ PSIA}$$

$$h_s = 4.92 \text{ ft}$$

$$h_{fs} = 23.92 \text{ ft}$$

$$G. E = 0.984$$

Estos datos son reemplazados en la ecuación 2.8 para calcular el  $NPSH_{disponible}$ , por lo tanto:

$$NPSH_{disponible} = \frac{(14.7 - 0.1)PSIA * 2.31}{0.984} + (4.92 - 23.92) ft$$

$$NPSH_{disponible} = 15.27 ft \equiv 6.62 PSI$$

### 3.3.5. Cálculo de la Potencia Hidráulica requerida por el sistema

De acuerdo a los requerimientos del proceso y diseño del sistema de despacho se tienen los siguientes datos:

$$Q = 250 G.P.M$$

$$TDH = 53.59 ft \equiv 23.23 PSI$$

Entonces la potencia hidráulica ( $P_H$ ) se determina mediante la ecuación 2.6, por lo tanto:

$$P_H = \frac{(250 G.P.M)(23.23 PSI)}{1715} = 3.39 HP$$

Finalmente con respecto a las condiciones de operación del sistema y la aplicación del software de selección de bombas se determina que la eficiencia mecánica de la bomba es 15% y mediante la ecuación 2.7 se calcula la potencia absorbida ( $P_{ab}$ ) por la bomba, por lo tanto:

$$P_{ab} = \frac{3.39 \text{ HP}}{0.15} = 22.60 \text{ HP}$$

### 3.3.6. Cálculo de la Potencia Eléctrica y selección de la unidad motriz

Para calcular la potencia eléctrica ( $P_E$ ) del motor que se acoplará a la bomba se aplicará la ecuación 3.9 y considerando para el motor una eficiencia estándar del 90 %, se tiene que:

$$P_{E \text{ (Motor de bomba despacho)}} = \frac{22.60 \text{ HP}}{0.90} = 25.1 \text{ HP}$$

En consecuencia la potencia requerida del motor eléctrico que se acoplará a la bomba del sistema de despacho será de 25 HP.

# CAPÍTULO 4

## 4. SOFTWARE PARA SELECCIÓN DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO

Una vez realizado los respectivos cálculos analíticos para determinar los parámetros de operación y diseño de cada sistema de bombeo es preciso aplicar un software de selección de bombas que permita obtener las especificaciones técnicas de cada equipo de bombeo.

### 4.1. Descripción del software utilizado

En el mercado existe un sinnúmero de programas de selección de bombas que sirven para optimizar tiempo y evitar errores de selección. Uno de estos es PumpXpert<sup>®</sup> del fabricante de bombas Tuthill, que ofrece un software que puede ser instalado en cualquier computadora que disponga como mínimo un sistema operativo Windows 95, procesador de 75 MHz. de velocidad, 32 MB de memoria RAM y 5 MB libres de espacio en el disco duro para guardar archivos.

PumpXpert<sup>®</sup> es un software de selección de bombas de desplazamiento positivo que en su base de datos contiene una lista de modelos de bombas de diversas características disponibles de acuerdo al tipo de aplicación y condiciones de operatividad.



**FIGURA 4.1. SOFTWARE PumpXpert<sup>®</sup> DE CORPORACIÓN TUTHILL**

El entorno gráfico del software hace que el mismo sea de fácil manejo para el usuario pero si se quiere garantizar una perfecta selección del equipo de bombeo para alguna aplicación en particular es necesario que el diseñador tenga suficiente conocimiento y experiencia de estos tipos de bombas además debe cerciorarse que los parámetros de entrada o condiciones de operación sean datos correctos.

## 4.2. Parámetros requeridos por el software

Los parámetros requeridos son los que el usuario debe ingresarlos en el software para efectuar la selección de la bomba más adecuada para un sistema en particular y estos son:

- **Capacidad en el punto de funcionamiento (Operating Point Capacity).**- Es la capacidad de flujo volumétrico requerido por el sistema de bombeo.
- **Temperatura (Temperature).**- Es la temperatura del fluido en condiciones de operación.
- **Presión de succión (Suction Pressure).**- Es la presión generada en la línea de succión.
- **Presión de descarga (Discharge Pressure).**- Es la presión generada en la línea de descarga.
- **Cabeza neta de succión positiva disponible (NPSHa).**- Este parámetro depende del diseño del sistema en el que va a funcionar la bomba.

- **Materiales base de construcción (Base Materials Of Construction).**- Especifica el tipo de material de fabricación de los componentes del equipo de bombeo.

En la Figura 4.2 se muestra el entorno gráfico al ingresar los parámetros requeridos para ejecutar el software.

The screenshot displays the 'Pump Selection' window of a software application. The interface is organized into several sections:

- Project Information:** Includes fields for 'Project Description' (Bomba de despacho), 'Company Name' (ESPOL - FIMCP), and 'Item/Tag #' (3).
- Process Fluid:** A list box containing various fluid types such as 'Aceite reciclado', 'ACEITE REFRIGERANTE', 'aceite sae20', 'Aceite tratado', 'Aceite usado', 'Acetaldehyde', and 'Acetamide'. Below the list, there are input fields for 'Viscosity' (11123) and 'SSU', along with checkboxes for 'Flammable', 'Toxic', 'Specific Gravity' (0.9840), and 'Moderately Abrasive Liquid'.
- Operating Conditions:** A section with multiple dropdown menus and input fields for 'Operating Point Capacity' (250.0 US GPM), 'Temperature' (40.00 Celsius), 'Suction Pressure' (2.010 PSIG), 'Discharge Pressure' (24.00 PSIG), 'NPSHa (Optional)' (12.41 ft Fluid abs), and 'Base Materials of Construction' (Iron).
- Pump Type(s) to be checked:** A list box with two checked items: 'LubeTech Lubrication Pumps' and 'FlowPro Process Pumps'.
- Buttons:** At the bottom, there are buttons for 'Add Fluid', 'Delete Current Fluid', 'Edit Current Fluid', 'Fluid Notes', and 'OK'.

**FIGURA 4.2. ENTORNO GRÁFICO DE PARÁMETROS REQUERIDOS POR EL SOFTWARE**

Asimismo en el parámetro “Viscosity” se debe ingresar el valor de la viscosidad a la temperatura de bombeo. También haciendo clic sobre el botón “Add Fluid” (Agregar Fluido) se puede ingresar las propiedades del fluido a la temperatura de bombeo tales como:

Gravedad Específica (Specific Gravity), Abrasividad (Abrasiveness) y otras características importantes como inflamabilidad y si el fluido de bombeo contiene sustancias tóxicas.

#### **4.3. Parámetros calculados por el software**

Constituyen la presentación de resultados que el software genera en función de los parámetros ingresados. Estos valores posteriormente servirán de referencia para determinar las especificaciones técnicas de los equipos de bombeo seleccionados; los parámetros calculados son:

**Modelo (Model).**- Especifica el modelo y serie de la bomba adecuada de acuerdo al tipo de fluido y condiciones de operación.

**Revoluciones Por Minuto (RPM).**- Determina la velocidad nominal de rotación del impulsor de la bomba.

**% De Velocidad Máxima (% Maximum Speed).**- Representa el porcentaje de velocidad nominal en condiciones de operación.

**Potencia (Power).**- Determina la potencia absorbida por la bomba.

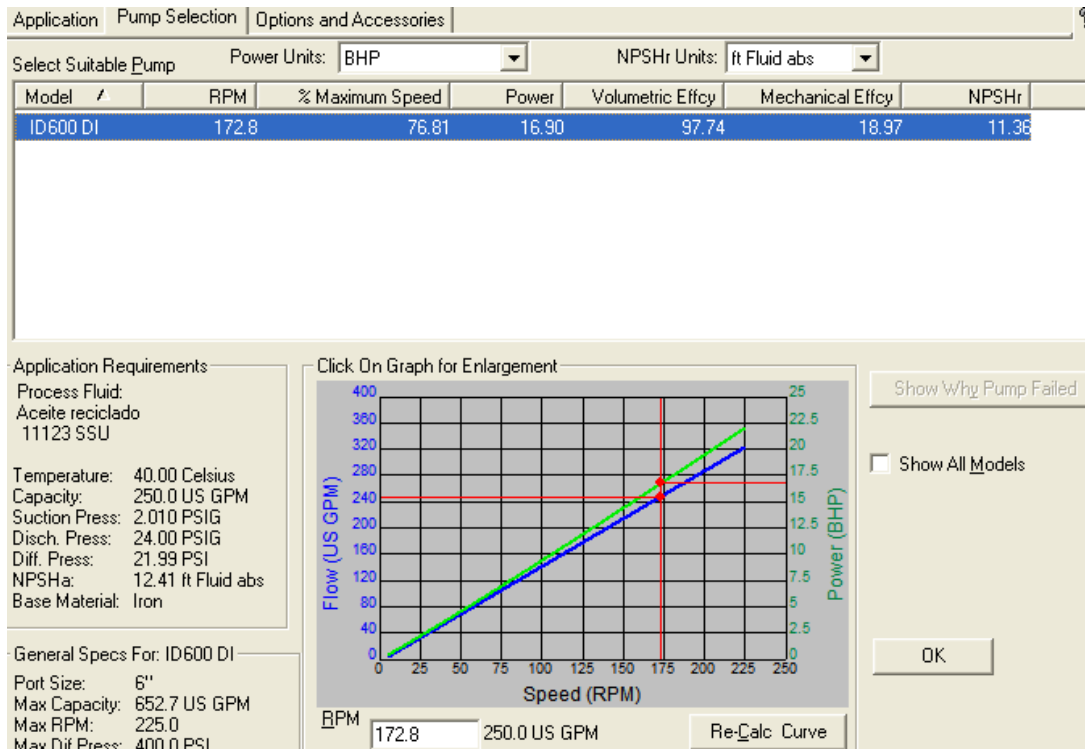


**Eficiencia Volumétrica (Volumetric Efficiency).**- Especifica el porcentaje de eficiencia volumétrica de la bomba en condiciones de operación.

**Eficiencia Mecánica (Mechanical Efficiency).**- Especifica el porcentaje de eficiencia mecánica de la bomba en condiciones de operación.

**Cabeza neta de succión positiva requerida (NPSHr).**- Es un dato de diseño característico para cada tipo de bomba que sirve para comparar con la cabeza neta de succión positiva disponible del sistema a fin de evitar el riesgo de cavitación.

En la Figura 4.3 se observa el entorno gráfico que puede visualizar el usuario cuando el software presenta los parámetros calculados correspondientes al equipo de bombeo seleccionado.

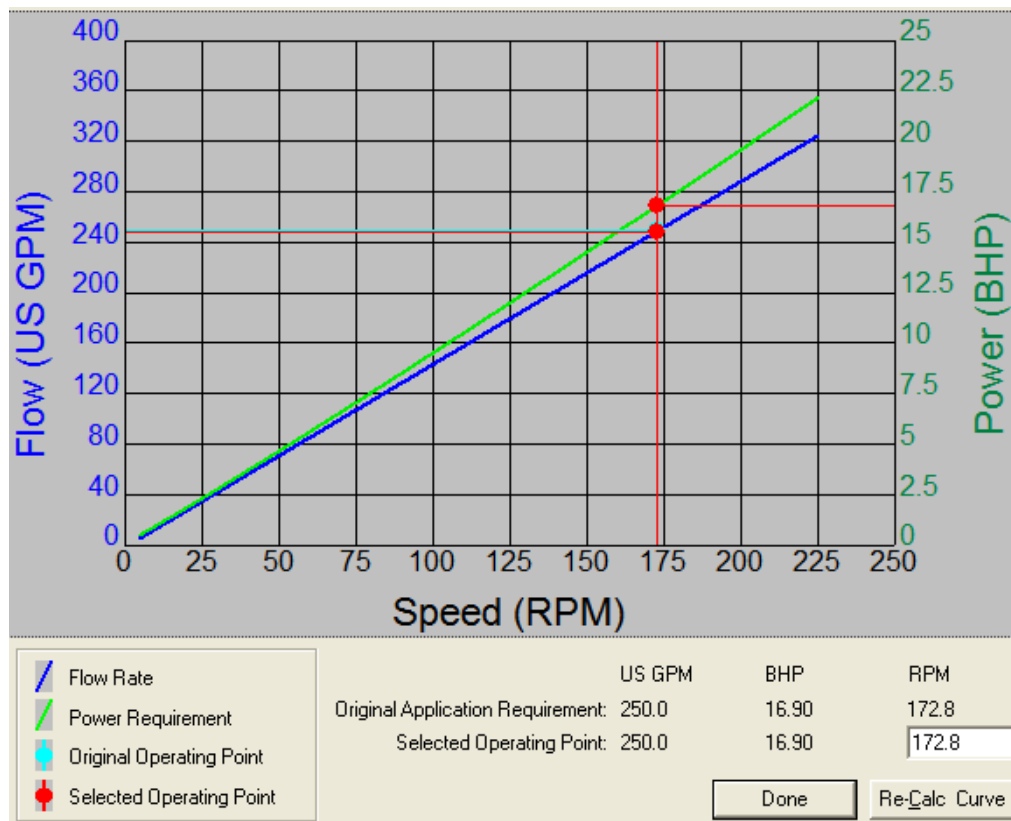


**FIGURA 4.3. ENTORNO GRÁFICO DE PARÁMETROS CALCULADOS POR EL SOFTWARE**

De la misma forma el software presenta la curva de rendimiento (Performance Curve) de la bomba, según se muestra en la Figura 4.4, donde el usuario podrá apreciar la potencia requerida, la velocidad de operación y el flujo de la bomba en el punto de operación.

Cabe indicar que la gráfica dispone de una opción que sirve para modificar la velocidad de rotación de la bomba en RPM y una vez que la nueva velocidad requerida ha sido ingresada se puede hacer clic sobre el botón

“Re-Cal Curve” (Re - Calcular Curva) para visualizar la nueva curva con las condiciones de operación restablecidas.



**FIGURA 4.4. ENTORNO GRÁFICO DE CURVA DE RENDIMIENTO DEL EQUIPO DE BOMBEO SELECCIONADO**

#### 4.4. Presentación y análisis de resultados del sistema de recepción

Para seleccionar el equipo de bombeo es necesario previamente haber calculado los parámetros de entrada que servirán como datos para definir las condiciones de operación del sistema, en este caso con respecto al diseño del sistema de recepción los parámetros requeridos son:

**TABLA 9**

#### **PARÁMETROS REQUERIDOS POR EL SISTEMA DE RECEPCIÓN**

<b>Parámetros</b>	<b>Datos</b>
Caudal:	250 G.P.M
Temperatura del fluido:	30 °C
Presión de succión:	1.4 PSIG
Presión de descarga:	40.13 PSIG
Cabeza neta de succión positiva disponible (NPSHa):	20.62 ft
Material base de construcción:	Hierro (Iron)
Viscosidad a la temperatura de bombeo:	14545.5 SSU
Gravedad específica:	0.984
Nivel de abrasividad:	Fluido relativamente abrasivo

A continuación en la Figura 4.5 se muestra la pantalla del software al ingresar las condiciones de operación del sistema.

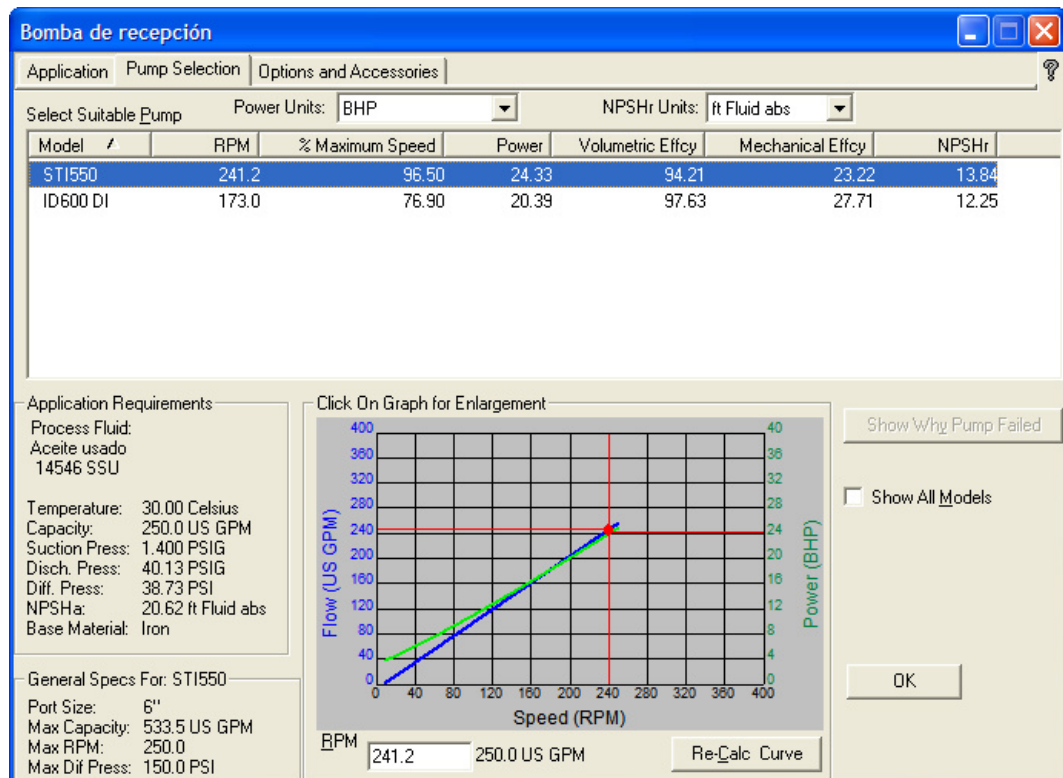
The screenshot shows a software window titled "Bomba de recepción" with a "Pump Selection" tab. The window is divided into several sections:

- Project Information:**
  - Project Description: Bomba de recepción
  - Company Name: ESPOL - FIMCP
  - Item/Tag #: 1
- Process Fluid:**
  - Selected fluid: Aceite usado
  - Other options: Acetaldehyde, Acetamide, Acetate Solvent, Acetic Acid, Acetic Acid 20%, Acetic Acid 80%
  - Viscosity: 14545.5 SSU
  - Flammable: Toxic
  - Specific Gravity: 0.9840
  - Moderately Abrasive Liquid
- Operating Conditions:**
  - Operating Point Capacity: 250.0 US GPM
  - Temperature: 30.00 Celsius
  - Suction Pressure: 1.400 PSIG
  - Discharge Pressure: 40.13 PSIG
  - NPSHa (Optional): 20.62 ft Fluid abs
  - Base Materials of Construction: Iron
- Pump Type(s) to be checked:**
  - LubeTech Lubrication Pumps
  - FlowPro Process Pumps

Buttons at the bottom include "Add Fluid", "Delete Current Fluid", "Edit Current Fluid", "Fluid Notes", and "OK". A link "Learn more about Tuthill Pump types" is also present.

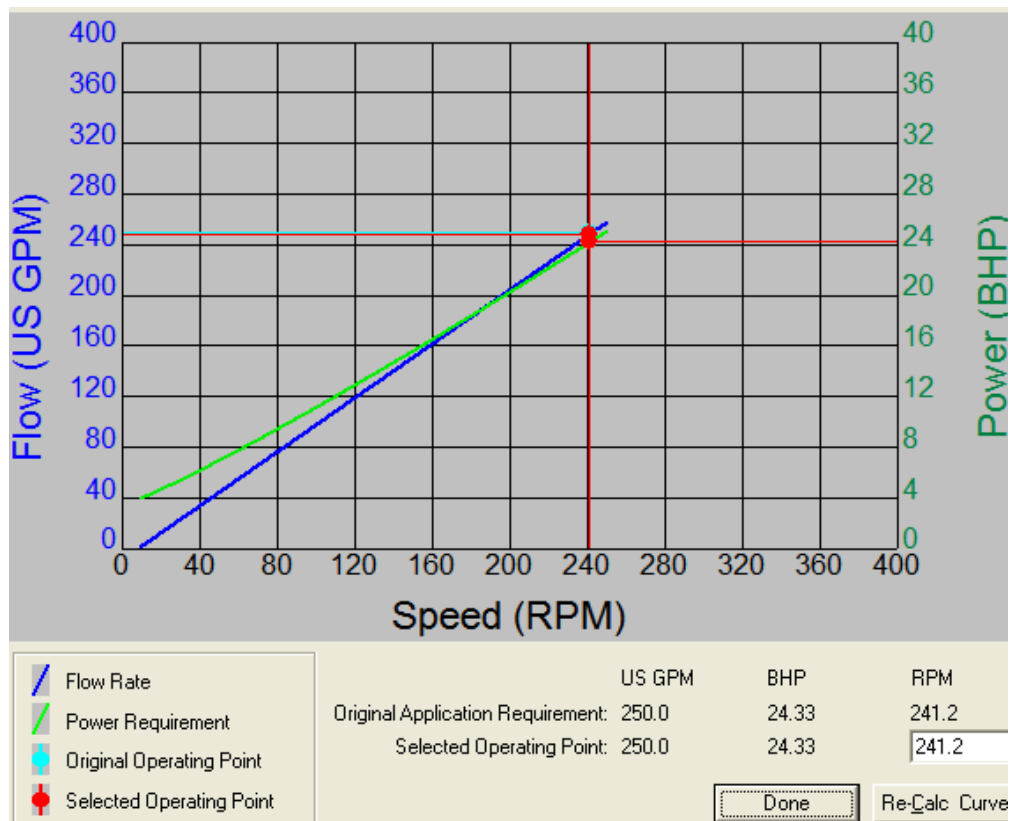
**FIGURA 4.5. CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE RECEPCIÓN**

Luego de haber ingresado las condiciones de operación, el software presenta las características y especificaciones de la bomba seleccionada (Fig. 4.6).



**FIGURA 4.6. RESULTADOS DE LA BOMBA DE RECEPCIÓN**

Asimismo junto a estos resultados el software presenta la curva de rendimiento de la bomba donde se visualiza la potencia requerida del equipo de bombeo y su correspondiente velocidad de operación, según muestra la Figura 4.7.



**FIGURA 4.7. CURVA DE RENDIMIENTO DE BOMBA DEL SISTEMA DE RECEPCIÓN**

Los resultados presentados por el software indican que el equipo de bombeo seleccionado para un caudal de 250 G.P.M en el sistema de recepción es una bomba de engranes internos cuya potencia absorbida en el punto de operación es de 24.33 HP y su velocidad de operación correspondiente es de 241.2 RPM.

#### 4.5. Presentación y análisis de resultados del sistema de trasvase

Para seleccionar el equipo de bombeo es necesario previamente haber calculado los parámetros de entrada que servirán como datos para definir las condiciones de operación del sistema, en este caso con respecto al diseño del sistema de trasvase los parámetros requeridos son:

**TABLA 10**

#### **PARÁMETROS REQUERIDOS POR EL SISTEMA DE TRASVASE**

<b>Parámetros</b>	<b>Datos</b>
Caudal:	261 G.P.M
Temperatura del fluido:	40 °C
Presión de succión:	2.1 PSIG
Presión de descarga:	38.88 PSIG
Cabeza neta de succión positiva disponible (NPSHa):	33.15 ft
Material base de construcción:	Hierro (Iron)
Viscosidad a la temperatura de bombeo:	11123.2 SSU
Gravedad específica:	0.984
Nivel de abrasividad:	Fluido relativamente abrasivo

A continuación en la Figura 4.8 se muestra la pantalla del software al ingresar las condiciones de operación del sistema.

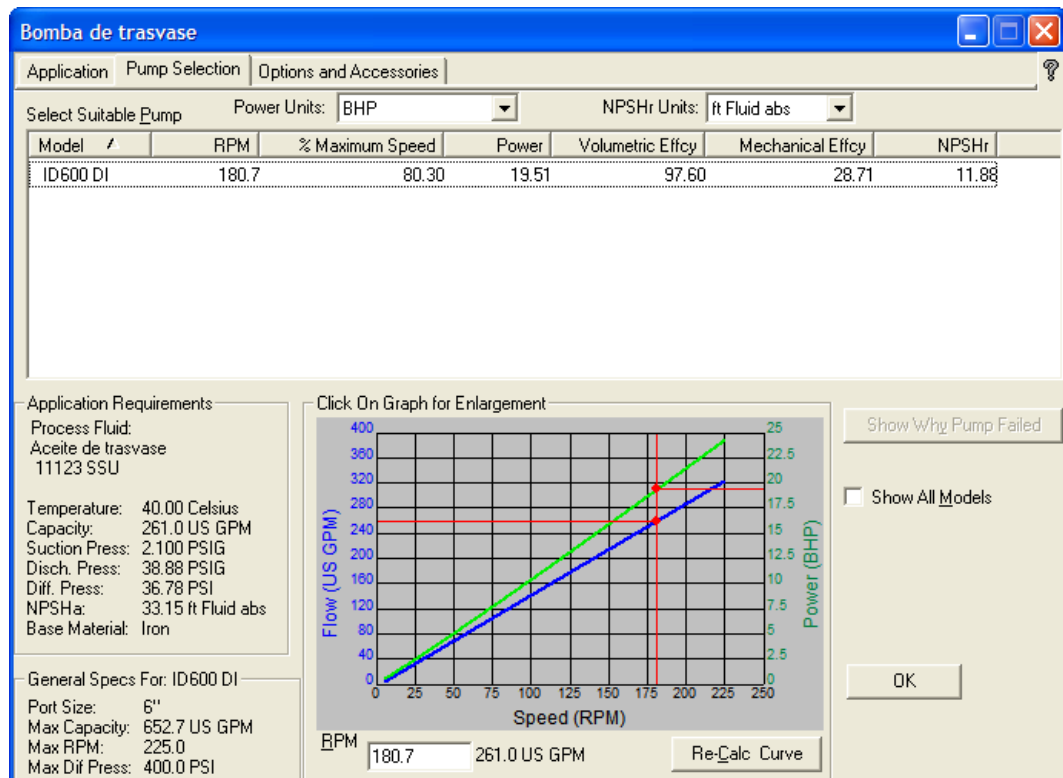


The screenshot shows a software window titled "Bomba de trasvase" with a "Pump Selection" tab. The window is divided into several sections:

- Project Information:** Project Description: "Bomba de trasvase", Company Name: "ESPOL - FIMCP", Item/Tag #: "2".
- Process Fluid:** A list of fluids with "Aceite de trasvase" selected. Below the list, properties are shown: Viscosity: "11123" (SSU), Flammable: "Toxic", Specific Gravity: "0.9840", and "Moderately Abrasive Liquid".
- Operating Conditions:** Operating Point Capacity: "261" (US GPM), Temperature: "40.00" (Celsius), Suction Pressure: "2.100" (PSIG), Discharge Pressure: "38.88" (PSIG), NPSHa (Optional): "33.15" (ft Fluid abs), Base Materials of Construction: "Iron".
- Pump Type(s) to be checked:** A list with checkboxes for "LubeTech Lubrication Pumps" and "FlowPro Process Pumps", both of which are checked.
- Buttons:** "Add Fluid", "Delete Current Fluid", "Edit Current Fluid", "Fluid Notes", and "OK".
- Link:** A blue link labeled "Learn more about Tuthill Pump types".

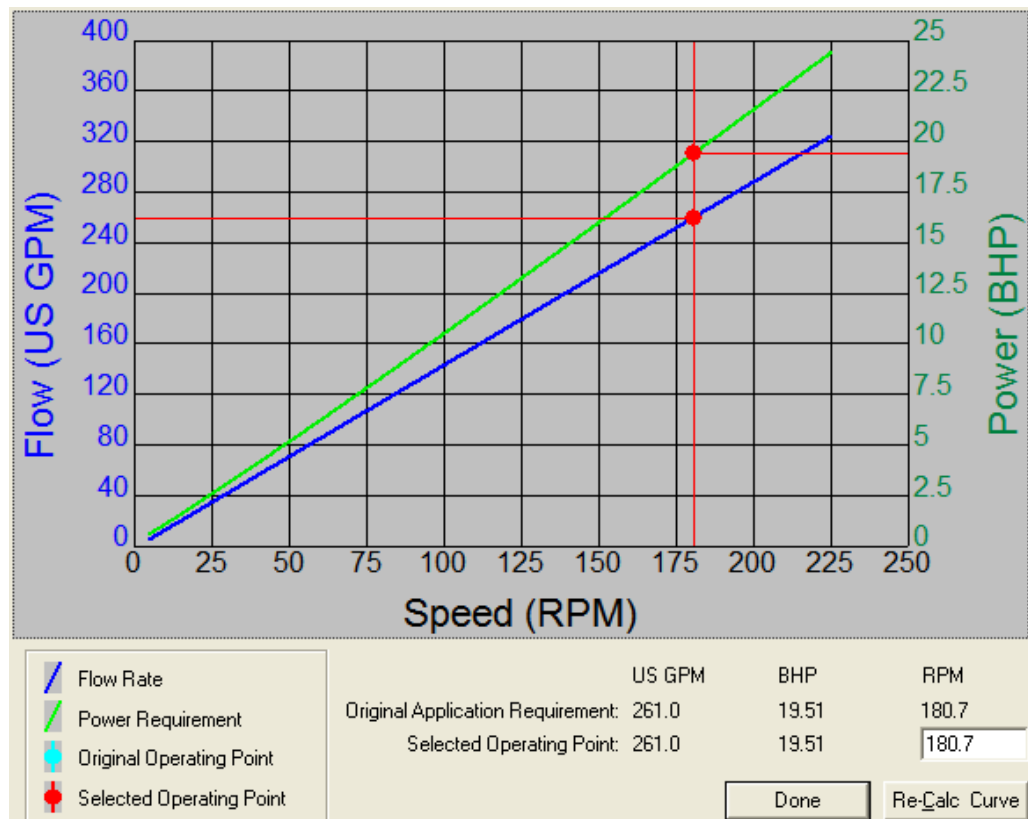
**FIGURA 4.8. CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE TRASVASE**

Luego de haber ingresado las condiciones de operación, el software presenta las características y especificaciones de la bomba seleccionada (Fig. 4.9).



**FIGURA 4.9. RESULTADOS DE LA BOMBA DE TRASVASE**

Asimismo junto a estos resultados el software presenta la curva de rendimiento de la bomba donde se visualiza la potencia requerida del equipo de bombeo y su correspondiente velocidad de operación, según muestra la Figura 4.10.



**FIGURA 4.10. CURVA DE RENDIMIENTO DE BOMBA DEL SISTEMA DE TRASVASE**

Los resultados presentados por el software indican que el equipo de bombeo seleccionado para un caudal de 261 G.P.M en el sistema de trasvase es una bomba de desplazamiento positivo de pistón circunferencial cuya potencia absorbida en el punto de operación es de 19.51 HP y su velocidad de operación correspondiente es de 180.7 RPM.

#### 4.6. Presentación y análisis de resultados del sistema de despacho

Para seleccionar el equipo de bombeo es necesario previamente haber calculado los parámetros de entrada que servirán como datos para definir las condiciones de operatividad del sistema, en este caso con respecto al diseño del sistema de despacho los parámetros requeridos son:

**TABLA 11**

#### **PARÁMETROS REQUERIDOS DEL SISTEMA DE DESPACHO**

<b>Parámetros</b>	<b>Datos</b>
Caudal:	250 G.P.M
Temperatura del fluido:	40 °C
Presión de succión:	2.1 PSIG
Presión de descarga:	23.23 PSIG
Cabeza neta de succión positiva disponible (NPSHa):	15.27 ft
Material base de construcción:	Hierro
Viscosidad a la temperatura de bombeo:	11123.2 SSU
Gravedad específica:	0.984
Nivel de abrasividad:	Fluido no abrasivo

A continuación en la Figura 4.11 se muestra la pantalla del software al ingresar las condiciones de operación del sistema.

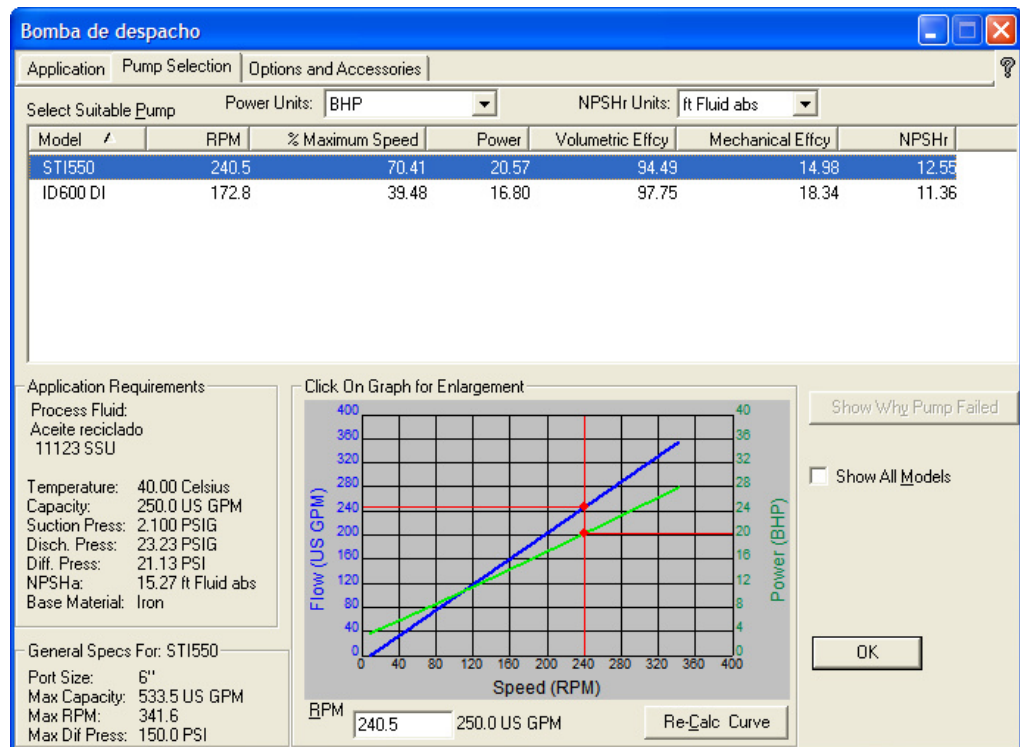
The screenshot shows a software window titled "Bomba de despacho" with a "Pump Selection" tab. The window is divided into several sections:

- Project Information:**
  - Project Description: Bomba de despacho
  - Company Name: ESPOL - FIMCP
  - Item/Tag #: 3
- Process Fluid:**
  - A list of fluids with "Aceite reciclado" selected.
  - Viscosity: 11123.2 SSU
  - Flammable: Toxic
  - Specific Gravity: 0.9840
  - Non Abrasive Clean Liquid
- Operating Conditions:**
  - Operating Point Capacity: 250.0 US GPM
  - Temperature: 40.00 Celsius
  - Suction Pressure: 2.1 PSIG
  - Discharge Pressure: 23.23 PSIG
  - NPSHa (Optional): 15.27 ft Fluid abs
  - Base Materials of Construction: Iron
- Pump Type(s) to be checked:**
  - LubeTech Lubrication Pumps
  - FlowPro Process Pumps

Buttons at the bottom include "Add Fluid", "Delete Current Fluid", "Edit Current Fluid", "Fluid Notes", and "OK". A link "Learn more about Tuthill Pump types" is also present.

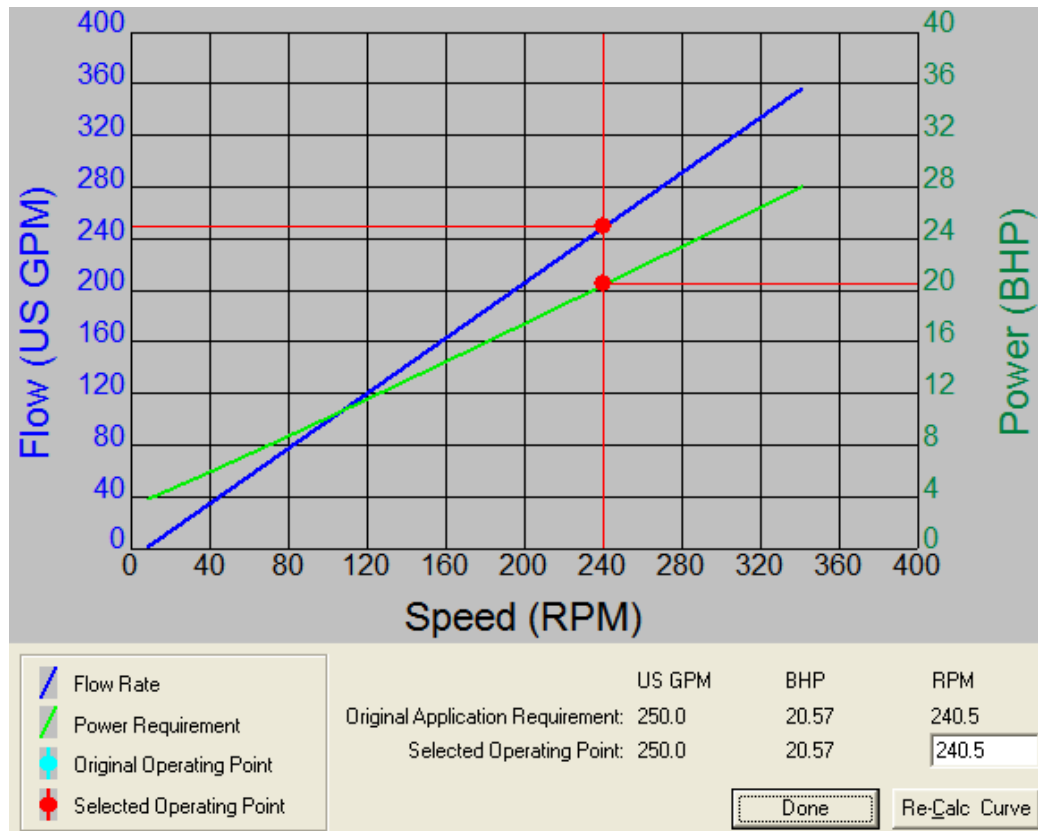
**FIGURA 4.11. CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE DESPACHO**

Luego de haber ingresado las condiciones de operación, el software presenta las características y especificaciones de la bomba seleccionada (Fig. 4.12).



**FIGURA 4.12. RESULTADOS DE LA BOMBA DE DESPACHO**

Asimismo junto a estos resultados el software presenta la curva de rendimiento de la bomba donde se visualiza la potencia requerida del equipo de bombeo y su correspondiente velocidad de operación, según muestra la Figura 4.13.



**FIGURA 4.13. CURVA DE RENDIMIENTO DE BOMBA DEL SISTEMA DE DESPACHO**

Los resultados presentados por el software indican que el equipo de bombeo seleccionado para un caudal de 250 G.P.M en el sistema de despacho es una bomba de engranes internos cuya potencia absorbida en el punto de operación es de 20.57 HP y su velocidad de operación correspondiente es de 240.5 RPM.

#### 4.7. Especificaciones técnicas de bombas seleccionadas

Una vez que se han seleccionado los equipos de bombeo para cada uno de los tres sistemas que van a operar dentro del proceso de recuperación del aceite usado, a continuación se presentará en detalle sus especificaciones técnicas.

**TABLA 12**

#### **ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA BOMBA DE RECEPCIÓN**

<b>Parámetros</b>	<b>Resultados</b>
Marca:	Tuthill
Modelo:	STI550
Tipo:	Engranés internos
Velocidad de operación:	241.2 RPM
Velocidad máxima (%):	96.50
Potencia (Bomba):	24.33 HP
Eficiencia Volumétrica (%):	94.21
Eficiencia Mecánica (%):	23.22
NPSH <sub>requerido</sub> :	13.84 ft
Potencia (Motor):	30 HP
Tamaño carcasa (Motor):	225 S/M



TABLA 13

## ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA BOMBA DE TRASVASE

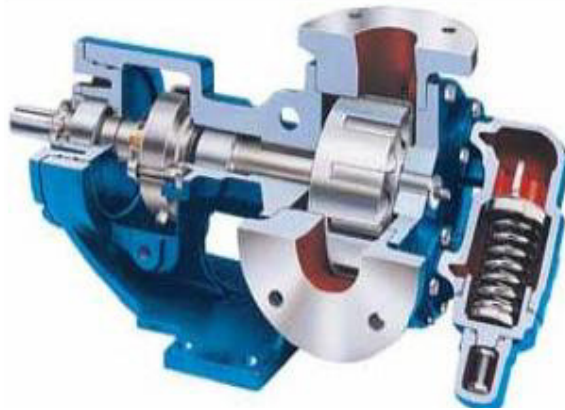
<b>Parámetros</b>	<b>Resultados</b>
Marca:	Tuthill
Modelo:	ID600DI
Tipo:	Pistón circunferencial
Velocidad de operación:	180.7 RPM
Velocidad máxima (%):	80.3
Potencia (Bomba):	19.51 HP
Eficiencia Volumétrica (%):	97.60
Eficiencia Mecánica (%):	28.71
NPSH <sub>requerido</sub> :	11.88 ft
Potencia (Motor):	25 HP
Tamaño carcasa (Motor):	225 S/M

TABLA 14

## ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA BOMBA DE DESPACHO

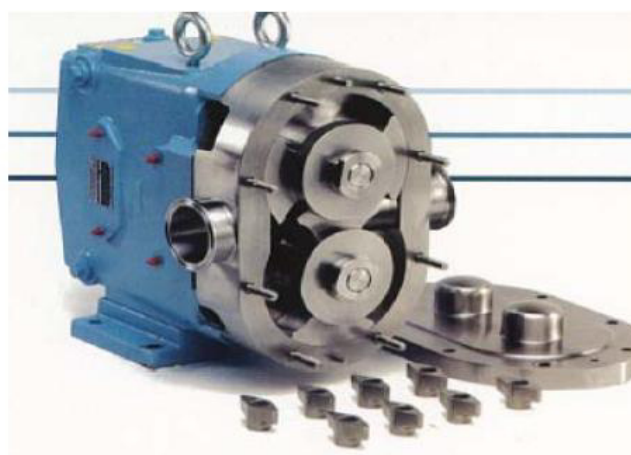
<b>Parámetros</b>	<b>Resultados</b>
Marca:	Tuthill
Modelo:	STI550
Tipo:	Engranajes internos
Velocidad de operación:	240.5 RPM
Velocidad máxima (%):	70.41
Potencia (Bomba):	20.57 HP
Eficiencia Volumétrica (%)	94.49
Eficiencia Mecánica (%):	14.98
NPSH <sub>requerido</sub> :	12.55 ft
Potencia (Motor):	25 HP
Tamaño carcasa (Motor):	225 S/M

En la Figura 4.14 se observa el tipo de bomba que se implementará en los sistemas de recepción y despacho.



**FIGURA 4.14. BOMBA DE ENGRANES INTERNOS**

En la Figura 4.15 se observa el tipo de bomba que se implementará en el sistema de trasvase.



**FIGURA 4.15. BOMBA DE PISTÓN CIRCUNFERENCIAL**

En la Figura 4.16 se presenta el tipo de motor eléctrico que se acoplará en cada uno de los equipos de bombeo seleccionados.



**FIGURA 4.16. MOTOR TRIFÁSICO DE EFICIENCIA ESTÁNDAR  
CON ROTOR DE JAULA DE ARDILLA**

# CAPÍTULO 5

## 5. SELECCIÓN DE ACCESORIOS Y SISTEMA DE TRANSMISIÓN

### 5.1. Selección de sellos mecánicos

En los tres sistemas de bombeo los sellos mecánicos seleccionados deben ser fabricados de materiales con características especiales para resistir la abrasión, altas temperaturas, presión y ataques químicos.

Sus características y propiedades serán detalladas a continuación.

#### **Materiales para las caras de rozamiento**

Deben cumplir con las siguientes características:

- Bajo coeficiente de rozamiento
- Suficiente dureza para soportar abrasión y tener un mínimo desgaste.

- Alta conductividad térmica para minimizar el calor generado por el rozamiento.
- Bajo coeficiente de expansión térmica para reducir los esfuerzos mecánicos.
- Alto módulo de elasticidad para reducir las deformaciones.

### **Combinación de materiales para las caras de rozamiento.**

La combinación de materiales para las caras de rozamiento puede ser dividida en dos clasificaciones: Dura – Suave y Dura – Dura.

Los materiales suaves son todos los carbones artificiales, mientras que los materiales duros son los carburos y los óxidos metálicos.

Los carbones artificiales no son muy resistentes a la abrasión por lo que la combinación Dura – Dura es necesaria cuando el fluido a sellar contiene sólidos como en este caso. Sin embargo esta combinación presenta un fuerte desgaste en operación sin lubricación, por lo que debe asegurarse una adecuada lubricación y enfriamiento.

Por lo antes mencionado se seleccionarán los siguientes tipos de materiales para las caras de rozamiento:

- Cara rotativa: Carburo de Silicio
  
- Cara estacionaria: Cerámica Óxido de Aluminio

### **Elementos de empuje**

Las caras de rozamiento deben ser empujadas una contra otra en dirección axial. La fuerza necesaria es generada por uno o varios resortes distribuidos alrededor de una circunferencia.

En este caso se utilizará un solo resorte instalado alrededor del eje de rotación para generar mayor presión de las caras de rozamiento.

Debido a las condiciones extremas de funcionamiento en las que va a operar el sello, el material que conforma el resorte debe ser de acero inoxidable.

### **Materiales para los elementos de sellado secundario**

Existe una amplia gama de materiales elastómeros que pueden emplearse para fabricar los elementos de sellado secundario. La

forma más común de los elementos de sellado secundario es de sección transversal circular (O-Ring) aunque pueden diseñarse otras formas o bien fuelles.

En este caso el sello mecánico seleccionado debe ser de fuelle por poseer mayor área de contacto que el O-Ring.

Los elastómeros más comúnmente empleados son:

- Monómero de etileno propileno (EPDM)
- Nitrilo (NBR, por ejemplo Perbunan)
- Fluorocarbon (FPM, por ejemplo, Viton)
- Perfluorocarbon (FFKM, por ejemplo, Kalrez)

En el caso de los no elastómeros más comúnmente empleados son:

- Politetrafluoroetileno (PTFE, por ejemplo, Teflón) de excelente resistencia química.
- Grafito puro (Por ejemplo, Statotherm) de excelente resistencia térmica.

La selección del elastómero se realizará en relación al Bunker Oil N° 6 debido a que sus propiedades químicas son similares a las del aceite usado. Entonces, de acuerdo a la tabla de compatibilidad de materiales (Anexo I) se selecciona al Viton como material para los elementos de sellado secundario.

### **Materiales para los componentes de arrastre y ensamble**

Los elementos de arrastre y ensamble tales como collares, tornillos y carcasas deben estar fabricados de materiales resistentes al ataque químico y ser adecuados para altas temperaturas, presión y esfuerzos mecánicos a los que serán sometidos.

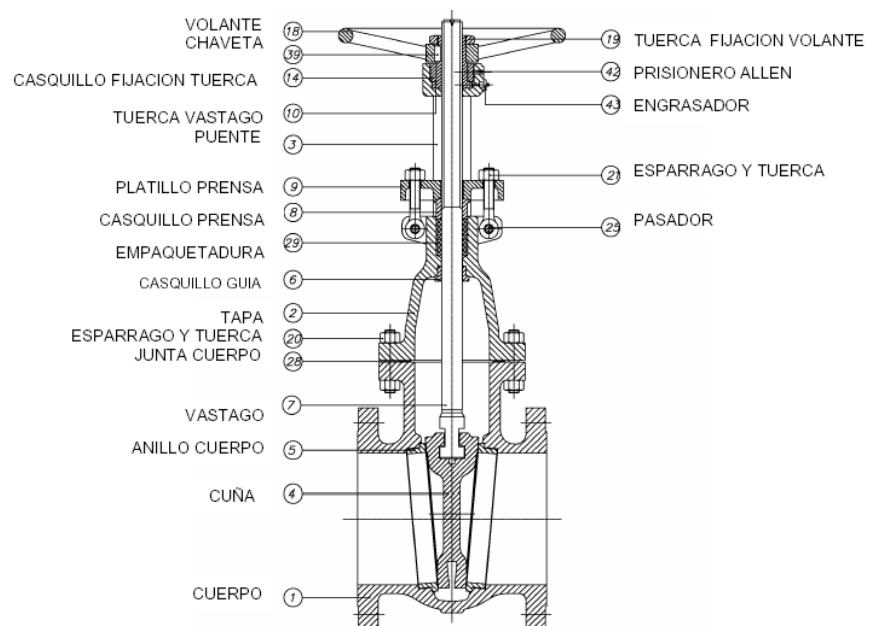
Los aceros inoxidable al Cromo, Cromo – Níquel, Cromo – Níquel – Molibdeno en diferentes aleaciones son recomendables para los elementos de arrastre y ensamble de los sellos mecánicos seleccionados.



## 5.2. Selección de accesorios

### 5.2.1. Válvulas de compuerta

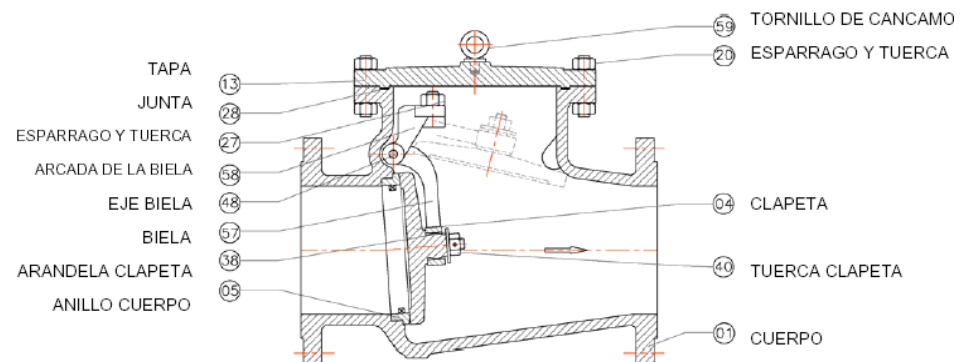
Las válvulas de compuerta son para ser utilizadas, ya sea en posición completamente cerrada o completamente abierta, o se aplican para el servicio On-Off donde se requiere obtener el máximo caudal con un mínimo de pérdida de carga en condición completamente abierta. Estos accesorios no son recomendables para regular el caudal del fluido.



**FIGURA 5.1. VÁLVULA DE COMPUERTA**

### 5.2.2. Válvulas antiretorno

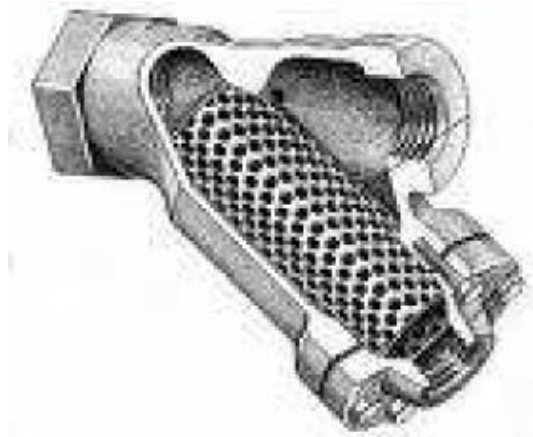
Las válvulas de retención son de auto-operación. Su mecanismo está constituido por un disco que se abre en la dirección del flujo y vuelve de nuevo al asiento cuando el flujo se detiene y se sella con el anillo de asiento a contra-presión. El disco está sujeto por la biela, puente y eje está auto-alineado y se mueve dentro de la cavidad del cuerpo. En tamaños grandes, el pasador de la biela, puede salir del cuerpo para equilibrar la amortiguación.



**FIGURA 5.2. VÁLVULA DE RETENCIÓN**

### 5.2.3. Filtros de succión

Es un cuerpo poroso que cumple con la función de purificar al fluido que circula en la tubería de partículas que contiene en suspensión o separarlo de las impurezas con que se encuentra mezclado.



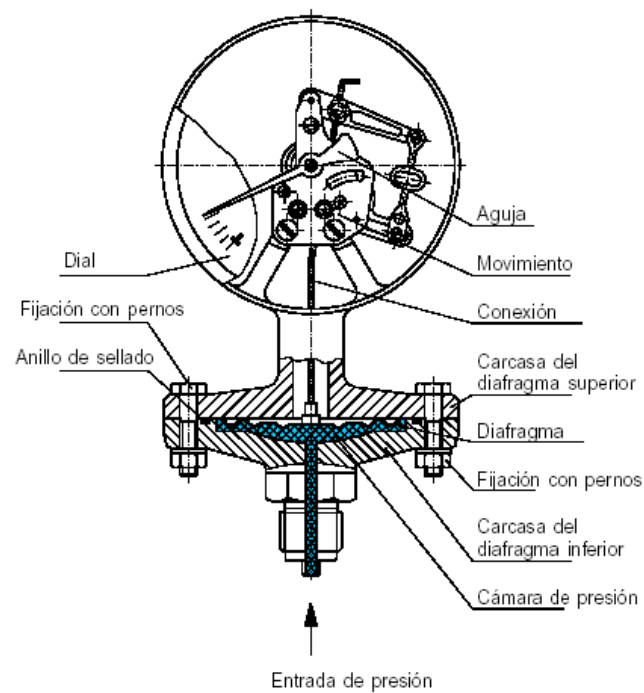
**FIGURA 5.3. FILTRO DE SUCCIÓN**

### 5.2.4. Instrumentación

El manómetro es un instrumento diseñado para medir las variaciones de presión en un sistema y luego transformarlas en un movimiento mecánico, indicándolos sobre una escala graduada (carátula). Asimismo para los sistemas de bombeo diseñados es preciso seleccionar manómetros de características especiales que se describen a continuación.

### Manómetros con elementos de diafragma

En este tipo de manómetro, según se muestra en la figura 5.4, los elementos de diafragma tienen forma circular y membranas onduladas que están sujetas alrededor del borde entre dos bridas o soldadas y sujetos a la presión del medio actuando en un lado. La desviación causada de esta forma se utiliza como medición para la presión y es mostrada por la aguja indicadora del instrumento.



**FIGURA 5.4. MANÓMETRO CON ELEMENTOS DE DIAFRAGMA**

En comparación con los tubos Bourdon, estos elementos de diafragma tienen una fuerza activadora relativamente alta y

debido a ello la sujeción en su periferia del elemento es insensible a la vibración. El elemento de diafragma puede someterse a una fuerte sobrecarga.

Las conexiones al proceso pueden ser bridas de conexión abiertas y los enchufes de purga pueden ser integrados para medir elementos muy viscosos, impuros o cristalizables.

El rango de presión para el lado de succión se recomienda por lo menos 2 veces la presión de operación para evitar daños en el manómetro por sobrecargas que pueden presentarse, por lo tanto debe ser de 0 - 25 PSI para los tres sistemas de bombeo.

Para el lado de la descarga el rango debe ser de 0 – 100 PSI, con el mismo tipo de conexión para los tres sistemas de bombeo, esto sirve para mayor facilidad de instalación y mantenimiento.

El tamaño del dial debe ser por lo menos de 4" para una mejor apreciación visual del operador en las rutinas diarias de inspección y la escala mínima debe ser de 1 PSI para una lectura de mayor precisión.

### 5.3. Cálculo y selección de bandas y poleas

Para la transmisión del torque de la máquina motriz (Motor) a la máquina conducida (Bomba) se utilizarán dispositivos de transmisión como las correas flexibles y su adecuada selección depende de una serie de factores como potencia, posición de los ejes, relación de transmisión, sincronía y distancia entre ejes.

Para diseñar y seleccionar el sistema de transmisión por correas en V para cada uno de tres equipos de bombeo es necesario conocer lo siguiente:

- Tipo de máquina motriz y máquina conducida
- Potencia requerida en la máquina conducida
- Velocidad de la máquina motriz
- Velocidad de la máquina conducida

Con respecto al grupo de bombeo del sistema de recepción se tienen las siguientes especificaciones:

TABLA 15

## DATOS DEL SISTEMA DE RECEPCIÓN

Parámetros	Especificaciones
Máquina motriz:	Motor eléctrico AC
Potencia (Máquina motriz) :	30 HP
Tamaño carcasa:	225 S/M
Velocidad (Máquina motriz):	880 RPM (Ver Anexo Q)
Máquina conducida:	Bomba de engranes internos
Potencia (Máquina conducida) :	24.33 HP
Velocidad (Máquina conducida):	242 RPM
Servicio aproximado:	12 horas/día

**Cálculo de la potencia de diseño**

Debido a que las máquinas conducidas tienen formas particulares de funcionamiento, se deben prevenir fallas generadas por impactos, vibraciones o estiramientos. De forma similar, las máquinas motoras tienen formas particulares de funcionamiento, algunas son más suaves que otras, o tienen un impulso inicial o un giro a tirones. Estas situaciones se consideran a través de un factor de servicio o carga ( $C_2$ ) que considera las características de la máquina conducida y el motor utilizado. Con la selección de este parámetro se incrementa la potencia a transmitir obteniéndose como resultado la potencia de diseño ( $P_{\text{diseño}}$ ).

De acuerdo a la tabla de selección del factor de carga  $C_2$  (Anexo J), se considera que el tipo de máquina motriz es un motor trifásico asíncrono de jaula de ardilla y el tipo de máquina conducida (Bomba de engranes internos) es de transmisión media (Potencia mayor a 7.5 KW) con un servicio aproximado de 12 horas/día, entonces en base a estas consideraciones se selecciona el factor de carga  $C_2$  que al multiplicarse por la potencia de la máquina conducida da como resultado la potencia de diseño.

- Factor de carga:  $C_2 = 1.2$  (Ver Anexo J)
- Potencia de la máquina conducida: 24.33 HP  $\equiv$  18.15 KW
- $P_{\text{diseño}} = 18.15 \text{ KW} \times C_2 = 18.15 \text{ KW} \times 1.2 = 21.78 \text{ KW} \equiv 29.2 \text{ HP}$

### **Selección del perfil de correa**

Con la potencia de diseño y velocidad del eje rápido se observa según el diagrama para selección de perfil de correa (Anexo K) en que zona de la gráfica se encuentra y este resultado determina la sección de correa adecuada.

En este caso para una potencia de diseño de 21.78 KW y un eje rápido girando a 880 RPM, se recomienda usar correas de sección SPA.



### Cálculo de la relación de transmisión

La relación de transmisión entre ejes "i" es definida como la razón entre la velocidad del eje rápido dividido por la velocidad del eje lento.

Para el sistema de recepción se conoce que el eje rápido gira a 880 RPM y el eje lento a 242 RPM, por lo tanto de la ecuación 2.10 se calcula la relación de transmisión:

$$i_{recepción} = \frac{880 \text{ RPM}}{242 \text{ RPM}} = 3.64$$

### Selección de los diámetros de las poleas

Una vez seleccionado el perfil de correa se debe elegir el diámetro mínimo recomendado por el fabricante con la finalidad de evitar un excesivo número de correas sobre las poleas que podrían ocasionar sobrecarga al motor o a los ejes accionados y con ello acortar su duración en servicio.

De acuerdo a la tabla de selección de diámetros primitivos de poleas (Anexo L) para el perfil SPA el diámetro de la polea conductora seleccionado es  $d_{d1} = 180$  mm y aplicando la ecuación 2.10 se calcula el diámetro de la polea conducida  $d_{d2}$ , por lo tanto:

$$i = \frac{d_{d2}}{d_{d1}} \Rightarrow d_{d2} = i * d_{d1}$$

$$d_{d2} = 3.64 * 180 \text{ mm} = 655.2 \text{ mm}$$

Finalmente de la misma tabla (Anexo L) con respecto al perfil de correa tipo SPA resulta que el diámetro de polea conducida seleccionado es:

$$d_{d2} = 630 \text{ mm}$$

### **Distancia entre centros**

La distancia entre centros ( $a$ ) debe estar entre un valor mínimo, que no permita que las poleas rocen, y un valor máximo. Estas distancias de referencia se calculan como:

$$a_{\text{mín}} < a < a_{\text{máx}}$$

Donde:

$$a_{\text{mín}} = 0.7 (d_{d1} + d_{d2}) \quad \text{(Ec. 5. 1)}$$

$$a_{\text{máx}} = 2 (d_{d1} + d_{d2}) \quad \text{(Ec. 5. 2)}$$

Una vez definido los diámetros de la polea menor y la polea mayor se aplica las ecuaciones 5.1 y 5.2 obteniéndose los siguientes resultados:

$$a_{\min} = 0.7 (180 + 630) \text{ mm} = 567 \text{ mm}$$

$$a_{\min} = 2 (180 + 630) \text{ mm} = 1620 \text{ mm}$$

$$567 \text{ mm} < a < 1620 \text{ mm}$$

De acuerdo a este resultado se seleccionará como distancia entre centros tentativa  $a = 800 \text{ mm}$

### **Cálculo de la longitud de la correa**

Para calcular la longitud aproximada de la correa se aplicará la siguiente ecuación:

$$L = 2a + 1.57(d_{a1} + d_{a2}) + \frac{(d_{a2} - d_{a1})^2}{4a} \quad (\text{Ec. 5.3})$$

Donde:

$L$ : Longitud de correa (mm)

$a$ : Distancia tentativa entre centros (mm)

$d_{d1}$ : Diámetro primitivo de la polea menor o conductora (mm)

$d_{d2}$ : Diámetro primitivo de la polea mayor o conducida (mm)

Al reemplazar valores en la ecuación 5.3 se obtiene:

$$L = (2 * 800) + 1.57(180 + 630) + \frac{(630 - 180)^2}{4 * 800} = 2934.8 \text{ mm}$$

De acuerdo a la tabla del Anexo M se observa que la longitud de referencia más cercana es  $L_d = 2932$  mm, entonces se deberá ajustar la distancia real entre centros y esto se logra aplicando la siguiente ecuación:

$$a_{nom} = a - \frac{L - L_d}{2} \quad (\text{Ec. 5.4})$$

Donde:

$a_{nom}$ : Distancia real entre centros (mm)

$a$ : Distancia tentativa entre centros (mm)

$L$ : Longitud de la correa (mm)

$L_d$ : Longitud de referencia (mm)

Al reemplazar valores en la ecuación 5.4 se obtiene la distancia real entre centros:

$$a_{nom} = 800 \text{ mm} - \frac{(2934.8 - 2932) \text{ mm}}{2} = 798.51 \text{ mm}$$

### **Cálculo de potencia nominal por banda**

Con los datos del diámetro de la polea menor, velocidad del eje rápido, relación de transmisión " $i$ " y el perfil de correa se determina por tablas de referencia la potencia que puede conducir una banda, luego se relaciona este valor con la potencia de diseño para calcular el número de correas necesarias para el sistema de transmisión.

La potencia nominal por banda  $P_N$  es calculada mediante la siguiente ecuación:

$$P_N = \text{Potencia por banda} + \text{suplemento para } i \quad (\text{Ec. 5.5})$$

El resultado de esta ecuación es determinado mediante la tabla de potencia nominal por banda (Anexo N) con respecto a los siguientes datos para un perfil de correa tipo SPA:

$d_{dk}$ : Diámetro nominal de la polea menor= 180 mm

$i$ : Relación de transmisión= 3.64

$n_k$ : Velocidad de la polea menor= 900 RPM

Por lo tanto:

$$P_N = 5.52 \text{ KW} + 0.34 \text{ KW} = 5.86 \text{ KW} \equiv 7.86 \text{ HP}$$

### **Cálculo del número de correas necesarias**

El número de correas necesarias es determinado aplicando la siguiente ecuación:

$$Z = \frac{P_{diseño}}{P_N * C_1 * C_3} \quad (\text{Ec. 5.6})$$

Donde:

Z: Número de correas (Adoptándose al entero superior)

$P_{diseño}$ : Potencia de diseño (KW)

$P_N$ : Potencia nominal por banda (KW)

$C_1$ : Factor de ángulo de contacto (adimensional)

$C_3$ : Factor de desarrollo (adimensional)

El procedimiento de cálculo consiste en determinar dos factores de corrección: El primero es el factor de ángulo de contacto  $C_1$  que considera el arco de contacto entre la correa y las poleas, este valor es determinado con el uso de una tabla de referencia (Anexo O) y con la siguiente ecuación:

$$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}} \quad (\text{Ec. 5.7})$$

Donde:

$d_{dg}$ : Diámetro nominal de la polea mayor (630 mm)

$d_{dk}$ : Diámetro nominal de la polea menor (180 mm)

$a_{nom}$ : Distancia real entre centros (798.51 mm)

Luego reemplazando estos valores en la ecuación 5.7 se obtiene:

$$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}} = \frac{(630 - 180)\text{mm}}{798.51 \text{ mm}} = 0.56$$

Este valor no consta en la referida tabla por lo que se deberá interpolar linealmente para encontrar el valor exacto de  $C_1$ , por lo tanto:

$$C_1 = 0.98$$

El segundo factor de corrección es el factor de desarrollo  $C_3$  y se lo determina mediante la aplicación de la tabla del Anexo P en referencia al valor de  $L_d=2932$  mm para perfil SPA, por lo tanto:

$$C_3 = 1.03$$

Finalmente, con respecto a la ecuación 5.6, en base a la potencia de diseño, potencia nominal por banda y los factores de corrección definidos, el número de correas requerido para el sistema de transmisión de la bomba de recepción es:

$$Z = \frac{21.78 \text{ KW}}{(5.86 \text{ KW})(0.98)(1.03)} = 3.68 \approx 4 \text{ Correas}$$

De acuerdo a este resultado se concluye que para el sistema de transmisión de la bomba de recepción se emplearán 4 correas trapeciales tipo SPA paralelas ubicadas a una distancia entre centros de 798.51 mm.



El resumen de los resultados del diseño y selección del sistema de transmisión para la bomba de recepción son presentados en la siguiente tabla:

**TABLA 16**

**SISTEMA DE TRANSMISIÓN (BOMBA DE RECEPCIÓN)**

<b>Parámetros</b>	<b>Resultados</b>
Diámetro nominal de la polea menor ( $d_{dk}$ ):	180 mm
Diámetro nominal de la polea mayor ( $d_{dg}$ ):	630 mm
Relación de transmisión ( $i$ ):	3.64
Potencia de diseño ( $P_{\text{diseño}}$ ):	29.2 HP
Potencia nominal por banda ( $P_N$ ):	7.86 HP
Longitud de la correa ( $L_d$ ):	2932 mm
Distancia real entre ejes ( $a_{\text{nom}}$ ):	798.51 mm
Número de correas necesarias ( $Z$ ):	4
Tipo de perfil de correa:	SPA

En referencia al equipo de bombeo del sistema de trasvase se presentan sus especificaciones mostradas en la siguiente tabla:

TABLA 17

## DATOS DEL SISTEMA DE TRASVASE

<b>Parámetros</b>	<b>Especificaciones</b>
Máquina motriz:	Motor eléctrico AC (Trifásico)
Potencia (Máquina motriz):	25 HP
Tamaño carcasa:	225 S/M
Velocidad (Máquina motriz):	885 RPM (Ver Anexo Q)
Máquina conducida:	Bomba de pistón circunferencial
Potencia (Máquina conducida):	19.51 HP
Velocidad (Máquina conducida):	181 RPM
Servicio aproximado:	12 horas/día

En función de estas especificaciones y aplicando las mismas ecuaciones y tablas de referencia para el cálculo, selección del perfil y número de correas requeridas se obtienen los siguientes resultados:

TABLA 18

**SISTEMA DE TRANSMISIÓN (BOMBA DE TRASVASE)**

<b>Parámetros</b>	<b>Resultados</b>
Diámetro nominal de la polea menor ( $d_{dk}$ ):	160 mm
Diámetro nominal de la polea mayor ( $d_{dg}$ ):	630 mm
Relación de transmisión ( $i$ ):	4.89
Potencia de diseño ( $P_{\text{diseño}}$ ):	25.37 HP
Potencia nominal por banda ( $P_N$ ):	6.68 HP
Longitud de la correa ( $L_d$ ):	3000 mm
Distancia real entre ejes ( $a_{\text{nom}}$ ):	847.37 mm
Número de correas necesarias ( $Z$ ):	4
Tipo de perfil de correa:	SPA

De acuerdo a esta tabla de resultados se concluye que para el sistema de transmisión de la bomba de trasvase se emplearán 4 correas trapeciales tipo SPA paralelas ubicadas a una distancia entre centros de 847.37 mm.

En referencia al equipo de bombeo del sistema de despacho se presentan sus especificaciones mostradas en la siguiente tabla:

TABLA 19

## DATOS DEL SISTEMA DE DESPACHO

<b>Parámetros</b>	<b>Especificaciones</b>
Máquina motriz:	Motor eléctrico AC (Trifásico)
Potencia (Máquina motriz):	25 HP
Tamaño carcasa:	225 S/M
Velocidad (Máquina motriz):	885 RPM (Ver Anexo Q)
Máquina conducida:	Bomba de engranes internos
Potencia (Máquina conducida):	20.57 HP
Velocidad (Máquina conducida):	241 RPM
Servicio aproximado:	12 horas/día

En función de estas especificaciones y aplicando las mismas ecuaciones y tablas de referencia para el cálculo, selección del perfil y número de correas requeridas se obtienen los siguientes resultados:

TABLA 20

## SISTEMA DE TRANSMISIÓN (BOMBA DE DESPACHO)

Parámetros	Resultados
Diámetro nominal de la polea menor ( $d_{dk}$ ):	160 mm
Diámetro nominal de la polea mayor ( $d_{dg}$ ):	630 mm
Relación de transmisión ( $i$ ):	3.67
Potencia de diseño ( $P_{diseño}$ ):	24.7 HP
Potencia nominal por banda ( $P_N$ ):	6.68 HP
Longitud de la correa ( $L_d$ ):	2800 mm
Distancia real entre ejes ( $a_{nom}$ ):	743.04 mm
Número de correas necesarias ( $Z$ ):	4
Tipo de perfil de correa:	SPA

De acuerdo a esta tabla de resultados se concluye que para el sistema de transmisión de la bomba de despacho se emplearán 4 correas trapeciales tipo SPA paralelas ubicadas a una distancia entre centros de 743.04 mm.

# **CAPÍTULO 6**

## **6. INSTALACIÓN DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO SELECCIONADOS**

### **6.1. Introducción**

Es importante conocer los criterios para instalar un sistema de bombeo porque de aquello depende la implementación de un programa de mantenimiento preventivo adecuado, por lo cual en este capítulo se establecerán las bases para una correcta instalación.

### **6.2. Criterios de instalación de sistemas de bombeo**

#### **6.2.1. Ubicación de la bomba**

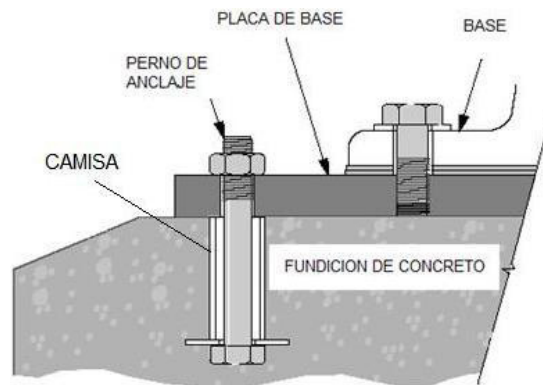
Se debe verificar el espacio de trabajo a fin de asegurar una accesibilidad adecuada para labores de mantenimiento. Las bombas deben estar lo más cerca posible de la fuente de

líquido y siempre que sea posible la línea de centros de la bomba se encuentre localizada por debajo del nivel de líquido a bombear en el depósito de succión.

### **6.2.2. Cimentaciones y pernos de anclaje**

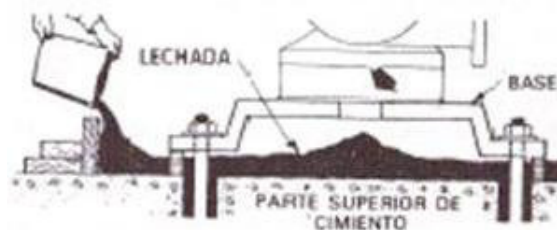
Las cimentaciones pueden consistir en cualquier estructura suficientemente resistente que ofrezca un soporte rígido y permanente a toda el área de la placa de base para absorber cualquier esfuerzo y choques normales. Las cimentaciones de concreto construidas sobre un suelo firme suelen ser las más adecuadas.

Con respecto al perno de anclaje se recomienda rodearlo con mangas o camisas tubulares de tres o cuatro diámetros mayor que el diámetro del perno. Después de colar el concreto de los cimientos, se sujeta el tubo con firmeza en su lugar, pero el perno se puede mover al agujero correspondiente de la placa base.



**FIGURA 6.1. INSTALACIÓN DEL PERNO DE ANCLAJE**

Cuando las operaciones de alineamiento de bandas y poleas hayan finalizado y los pernos de anclaje hayan sido ajustados manualmente, se debe rellenar el espacio (entre la base del equipo y el cimiento) con una lechada de cemento (mortero) constituido por la mezcla de una parte de cemento puro y dos partes de arena para agregado y suficiente agua para ocasionar que la mezcla fluya con libertad debajo de la base (consistencia cremosa espesa).



**FIGURA 6.2. VACIADO DEL MORTERO DE CEMENTO**



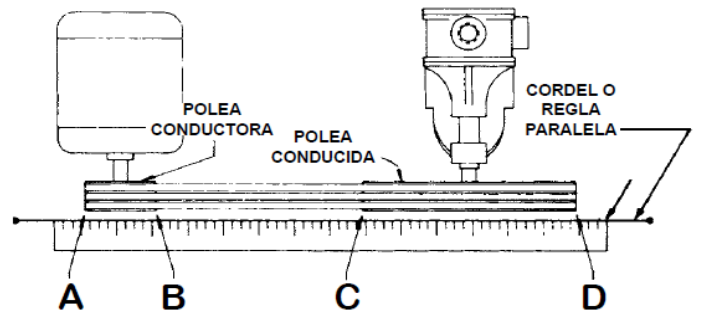
Los propósitos de la aplicación de la lechada son:

- 1) Adherirse completamente tanto a la cimentación como al metal de la base para proporcionar una unión permanente entre ellas, consiguiéndose así una pieza única de mayor masa, que evite flexiones y vibraciones que puedan afectar al alineamiento de los ejes del equipo.
- 2) Soportar cargas estáticas y dinámicas generadas por el funcionamiento del equipo.

### **6.2.3. Alineación de poleas**

La alineación entre las poleas conductora y conducida deberá ser lo más precisa posible, una adecuada alineación evita vibraciones, daños en rodamientos, sellos mecánicos, excesivo desgaste de los canales de las poleas y prematuro desgaste de las bandas, un método sencillo es utilizar un nivel para hacer coincidir en un mismo plano las caras laterales de las dos poleas.

Asimismo debe verificarse el alineamiento de las poleas luego de haberse instalado las tuberías a la bomba.



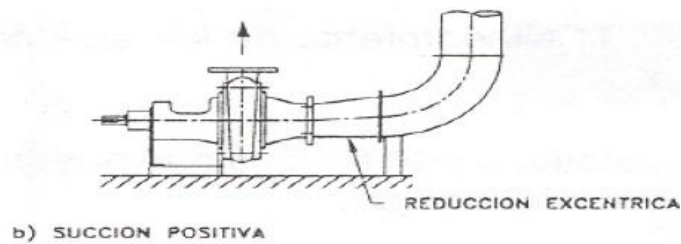
CUANDO LAS POLEAS ESTÁN ALINEADAS CORRECTAMENTE, TODOS LOS PUNTOS A, B, C, D TOCAN EL CORDEL O REGLA PARALELA.

**FIGURA 6.3. ALINEAMIENTO DE POLEAS**

#### 6.2.4. Tuberías de succión y descarga

La tubería de succión debe ser tan corta y directa como sea posible. Si se requiere instalar una tubería larga, se debe aumentar el diámetro del tubo, a fin de reducir las pérdidas por fricción.

Si el diámetro de la tubería de succión es mayor que el de la boquilla de succión se debe utilizar reductores excéntricos para evitar que se formen bolsas de aire. Como en este caso la fuente de suministro está sobre el nivel del eje de la bomba (succión positiva), el lado recto del reductor debe estar en la parte inferior.



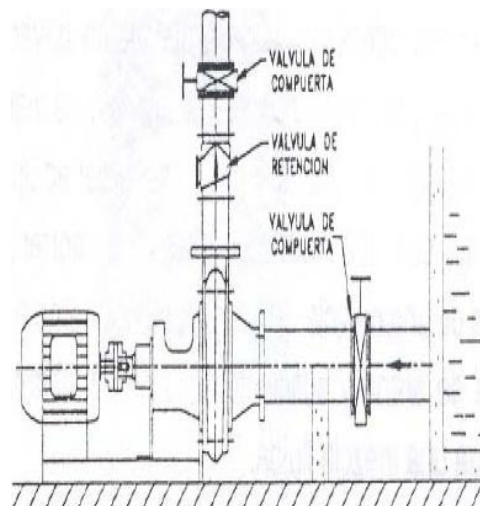
**FIGURA 6.4. FORMA DE INSTALAR EL REDUCTOR EXCÉNTRICO**

Los codos y otros accesorios junto a la succión de la bomba deben colocarse con cuidado para evitar la alteración del flujo uniforme hacia el impulsor de la bomba. Los codos de radio largo son los más adecuados para las tuberías de succión porque generan menor fricción y producen una distribución más uniforme del caudal que los codos estándar.

Al estar diseñados los sistemas de bombeo con succión positiva, se debe instalar una válvula de compuerta en la tubería de succión para efectos de mantenimiento.

En el caso de la tubería de descarga deben instalarse a la salida de la bomba, una válvula de retención y una válvula de compuerta, en ese orden. La válvula de retención sirve para evitar el retorno del líquido cuando se detenga la bomba, así como también ayuda a proteger contra el incremento súbito de presión en el sistema (golpe de ariete).

En el caso de la válvula de compuerta sirve para regular el caudal y para interrumpir el flujo en caso de una reparación eventual o de alguna falla imprevista del equipo de bombeo o del motor eléctrico.



**FIGURA 6.5. CONEXIÓN DE VÁLVULAS PARA TUBERÍAS DE SUCCIÓN Y DESCARGA**

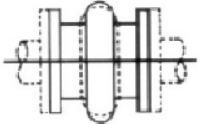
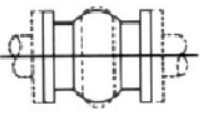
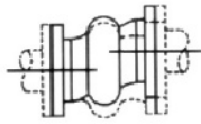
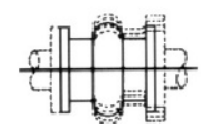
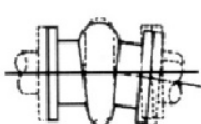
### 6.2.5. Juntas de expansión

Son elementos que absorben las deformaciones de flexibilidad que soportan las tuberías al cambiar de temperatura o ser requeridas por algún esfuerzo mecánico. Por ejemplo una junta de expansión universal contiene dos fuelles en un conector común para el propósito de absorber cualquier combinación de los tres movimientos básicos, esto es, el movimiento axial, la deflexión lateral y la rotación angular.



**FIGURA 6.6. JUNTAS DE EXPANSIÓN UNIVERSAL**

En la siguiente figura se muestran los movimientos característicos de las juntas de expansión.

<p><b>Compresión Axial:</b> Reducción de longitud cara a cara sobre el eje axial</p>	
<p><b>Extensión Axial:</b> Aumento de longitud cara a cara sobre el eje axial</p>	
<p><b>Deflexión Lateral:</b> El movimiento de la junta perpendicular a los ejes</p>	
<p><b>Absorción de Vibración:</b> El movimiento de la junta debido a vibración se elimina de una cara a la otra.</p>	
<p><b>Angular:</b> Absorbe el desplazamiento angular sobre el eje longitudinal, manteniendo un extremo fijo.</p>	

**FIGURA 6.7. TIPOS DE MOVIMIENTOS EN JUNTAS DE EXPANSIÓN**

### **6.2.6. Filtros de succión**

Las bombas no están diseñadas para manejar líquidos que contengan cuerpos extraños. Si las partículas son relativamente grandes, pueden obstruir la bomba o imposibilitar su acción de bombeo. En cambio las partículas pequeñas se alojan entre las partes de la bomba que funcionan con holguras muy reducidas, por lo tanto es necesario instalar filtros en la línea de succión.

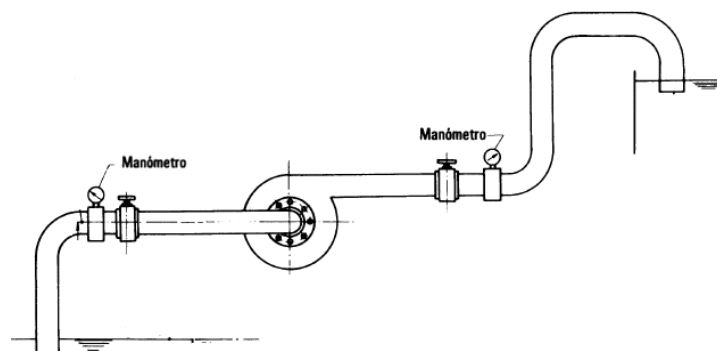
El aceite usado arrastra gran cantidad de impurezas por lo que es necesario instalar al menos un banco de dos filtros con la finalidad de alternar su funcionamiento, mientras el uno se encuentra en mantenimiento y limpieza el otro filtro continúa funcionando, evitando de esta manera que el proceso se detenga.

El área de la malla filtrante debe ser al menos cuatro veces mayor que el área de la sección transversal de la tubería, de tal forma que no genere restricción en la succión de la bomba o algún tipo de caída de presión, asimismo deben colocarse un manómetro antes y otro después de los filtros para verificar el grado de saturación de los mismos (cuando el filtro se

satura la presión en la línea decrece, entonces se procede con su limpieza).

### 6.2.7. Instrumentación

Existen instrumentos esenciales para monitorear el funcionamiento y condiciones de operación del equipo de bombeo. En este caso se debe conectar un manómetro múltiple en la línea de succión y otro manómetro en la línea de descarga. Los manómetros deben instalarse en un lugar de fácil observación para el operador.



**FIGURA 6.8. FORMA DE INSTALAR MANÓMETROS**

Para poder medir el flujo de aceite bombeado es necesario instalar un medidor de circulación o flujómetro, en este caso el sistema va a bombear fluido caliente, entonces el flujómetro debe trabajar con compensación de temperatura para que registre datos de medición confiables.

# CAPÍTULO 7

## 7. PLAN DE MANTENIMIENTO

En este capítulo se describirán los procedimientos para elaborar un programa de mantenimiento preventivo en los sistemas de bombeo diseñados.

### 7.1. Mantenimiento preventivo. Definición, objetivos y ventajas

**Definición.-** Es el conjunto de actividades que se llevan a cabo en una máquina o equipo, con el propósito de que opere a su máxima eficiencia, evitando que se produzcan paradas forzadas o imprevistas.

#### **Objetivos**

En el presente programa se destacan los siguientes objetivos:

- Obtener la máxima eficiencia y un mínimo de reparaciones en los sistemas de bombeo.



- Detectar y corregir problemas menores antes de que estos provoquen fallas en los equipos.
- Optimizar tiempo, trabajo y costos de operación de los equipos.
- Incrementar la vida útil de los equipos e instalaciones.

### **Ventajas**

- Mejor conservación de los equipos.
- Aumento de la calidad y productividad.
- Disminución de paralizaciones imprevistas.
- Disminución de reparaciones.
- Reducción de horas extras de trabajo.
- Reducción de costos.

La mejor forma de comprender el desarrollo de un programa de mantenimiento preventivo es conocer los conceptos más importantes, de los cuales son:

**Inspección.-** Actividad sistemática de verificación periódica de las estructuras y equipos para detectar situaciones anómalas que puedan causar su interrupción o deterioro excesivo.

**Servicio.-** Ejecución de acciones rutinarias a fin de mantener los equipos en óptimas condiciones de funcionamiento y prevenir daños que produzcan mayores consecuencias. Entre las cuales están: Lubricación, ajustes, limpieza, reemplazo de pequeñas partes, pintura, etc.

**Reparación.-** Restauración o reemplazo de partes defectuosas o desgastadas, identificadas ya sea por inspecciones o por interrupciones de operación, para ponerlas en buenas condiciones de funcionamiento.

**Modificación.-** Alteración de la configuración, estructura, cambio de material o diseño original de partes de un equipo con miras a reducir el costo y aumentar la eficiencia.

**Sustitución.-** Instalación de nuevas unidades en lugar de las existentes que se encuentran obsoletas o ineficientes debido al uso inadecuado o excesivo generando costos elevados de mantenimiento.

## **7.2. Organización del programa de mantenimiento preventivo**

Un programa de mantenimiento preventivo constituye una sistematización de actividades y estrategias destinadas a prevenir daños en los equipos. Su objetivo básico es garantizar la disponibilidad de la instalación para atender el programa de producción con calidad, productividad y asegurar costos adecuados.

Para elaborar un programa de mantenimiento preventivo se debe considerar los siguientes aspectos:

- 1) Registro de equipos, agrupados por secciones.
- 2) Descripción de las actividades para el mantenimiento.
- 3) Plan estratégico.

### **7.2.1. Fichas de trabajo**

Para ejecutar un programa de mantenimiento se requiere elaborar fichas para controlar, solicitar, reportar y registrar las actividades que se van a ejecutar. Entre ellas están las siguientes:

- 1) Orden de trabajo.
- 2) Solicitud de repuestos y materiales.
- 3) Reporte diario, semanal y mensual de mantenimiento.
- 4) Registro histórico de equipos.

En la evaluación se analizan datos o información contenida en las fichas de trabajo y se emplean datos históricos para predecir la avería de cualquier equipo, teniendo en cuenta que sin evaluar cualquier sistema de mantenimiento, este tiende a fracasar.

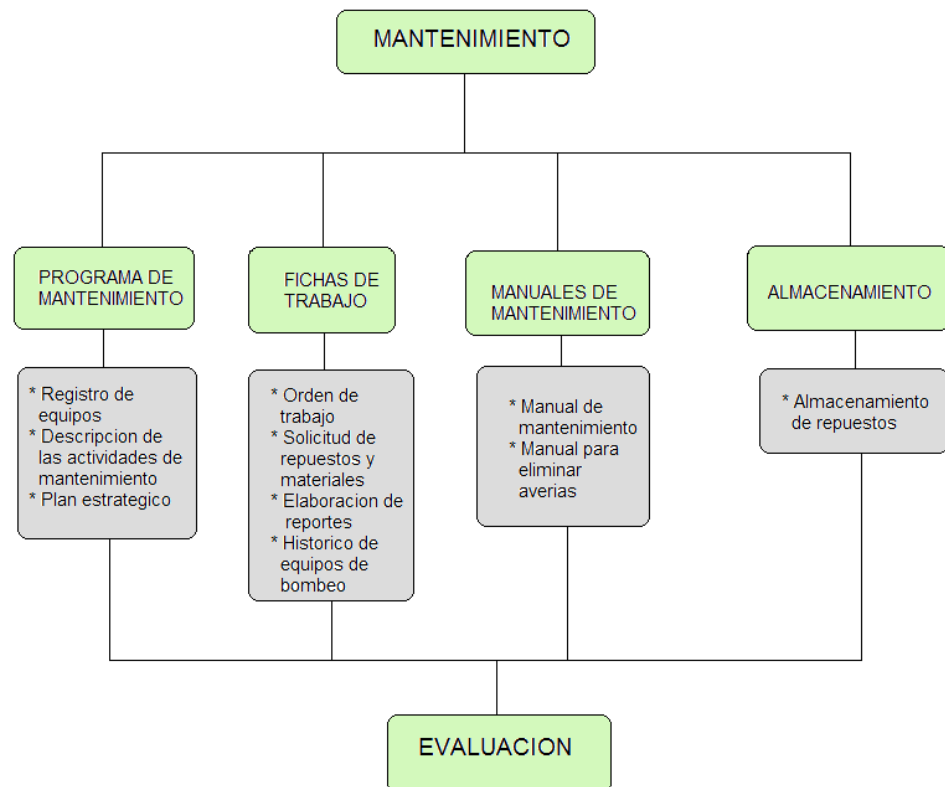
La evaluación hace posible lo siguiente:

- 1) Ajustar el programa y mantener actualizado los manuales de mantenimiento.
- 2) Analizar los trabajos realizados y los materiales empleados a fin de calcular los costos de mantenimiento, para efectos de programación y control del presupuesto.

3) Determinar los costos que demanda la gestión administrativa del almacenamiento, adquisición y uso de los repuestos.

4) Informar sobre las acciones realizadas.

El siguiente cuadro muestra un esquema de la organización del mantenimiento preventivo.



**FIGURA 7.1. ORGANIZACIÓN DEL MANTENIMIENTO PREVENTIVO**

### **7.2.2. Manuales de mantenimiento**

Son procedimientos de trabajo que sirven para asesorar al personal de mantenimiento. Se elaboran teniendo en cuenta los catálogos de los equipos de bombeo suministrados por el fabricante y la experiencia de los técnicos. Para esto se elaboran dos tipos de manuales:

- 1) Manual de mantenimiento del equipo.
- 2) Manual para reparación de averías del equipo.

### **7.2.3. Almacenamiento de repuestos**

Un factor importante en la política de reducción de costos es mantener un control adecuado de materiales, repuestos y accesorios de mantenimiento. Un manejo carente de planificación genera un alto costo por el gran número de repuestos requeridos, o bien se deriva en largas paralizaciones en la producción debido a la falta de ellos.

Los factores que determinan la cantidad de repuestos son los siguientes:

- 1) La cantidad utilizada en cada equipo.

- 2) La frecuencia de reemplazo.
- 3) Los efectos en la operación o depreciación, lo cual es importante para no invertir dinero en partes o piezas que por lo general se remplazan con baja frecuencia.

### **7.3. Elaboración del programa de mantenimiento preventivo**

El programa completo de mantenimiento preventivo se encuentra explicado con mayores detalles en el Anexo V el cual ha sido estructurado para ser aplicado en los tres sistemas de bombeo diseñados: Recepción de materia prima (aceite usado), trasvase del producto entre tanques de almacenamiento y producto terminado (aceite reciclado).

# CAPÍTULO 8

## 8. ANÁLISIS DE COSTOS

Luego de haberse definido el diseño de las instalaciones, selección de equipos de bombeo y accesorios para cada uno de los tres sistemas de bombeo, es importante cuantificar el presupuesto total para llevar a cabo la ejecución del proyecto.

El presupuesto de un proyecto consiste en una valoración cuantitativa de lo que podría costar en el mercado la adquisición de equipos y materiales empleados, así como también el costo de la mano de obra. Para el presente proyecto el presupuesto se elaboró en base a precios unitarios de cotizaciones en el mercado ecuatoriano.

Es importante señalar que los valores indicados son precios referenciales a la fecha de haber terminado el presente proyecto y no deben ser considerados como definitivos.

A continuación se presenta, para cada uno de los tres sistemas de bombeo, el detalle de los costos de adquisición de la línea de tuberías



con sus respectivos accesorios, así como también el costo de la mano de obra.

**TABLA 21**  
**COSTO DE TUBERÍAS Y ACCESORIOS**  
**(SISTEMA DE RECEPCIÓN)**

<b>CANT.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO UNITARIO (\$)</b>	<b>PRECIO TOTAL (\$)</b>
6	Tubo ASTM A53 $\varnothing= 6"$ Cédula 40 (L= 6m c/u)	270.50	1623.00
3	Válvula de compuerta de 6"	232.27	696.81
4	Filtro de 6" (Mesh 7)	895.95	3583.80
4	Codo de radio largo $\varnothing= 6"$ (Cédula 40)	24.90	99.60
1	Válvula Check de 6" (Para Bunker)	410.65	410.65
2	Acople flexible de 6"	245.00	490.00
8	Bridas de 6" (de 8 huecos)	114.25	914.00
48	Pernos de 1/2"x3" en acero de grado 5	0.67	32.16
1	Plancha para empaque de asbesto de 1/16"	39.11	39.11
100	Electrodo de soldadura E6011	1.27	127.00
100	Electrodo de soldadura E7018	2.21	221.00
1	Instalación (Mano de obra)	1600.00	1600.00
		<b>TOTAL (\$):</b>	<b>9837.13</b>

**TABLA 22**  
**COSTO DE TUBERÍAS Y ACCESORIOS**  
**(SISTEMA DE TRASVASE)**

<b>CANT.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO UNITARIO (\$)</b>	<b>PRECIO TOTAL (\$)</b>
7	Tubo ASTM A53 $\varnothing=6''$ Cédula 40 (L= 6m c/u)	270.50	1893.50
2	Válvula de compuerta de 6"	232.27	464.54
4	Filtro de 6" (Mesh 7)	895.95	3583.80
6	Codo de radio largo $\varnothing=6''$ (Cédula 40)	24.90	149.40
1	Válvula Check de 6" (Para Bunker)	410.65	410.65
2	Acople flexible de 6"	245.00	490.00
8	Bridas de 6" (de 8 huecos)	114.25	914.00
48	Pernos de 1/2"x3" en acero de grado 5	0.67	32.16
1	Plancha para empaque de asbesto de 1/16"	39.11	39.11
100	Electrodo de soldadura E6011	1.27	127.00
100	Electrodo de soldadura E7018	2.21	221.00
1	Instalación (Mano de obra)	1600.00	1600.00
		<b>TOTAL (\$):</b>	<b>9925.16</b>

**TABLA 23**  
**COSTO DE TUBERÍAS Y ACCESORIOS**  
**(SISTEMA DE DESPACHO)**

<b>CANT.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO UNITARIO (\$)</b>	<b>PRECIO TOTAL (\$)</b>
5	Tubo ASTM A53 $\varnothing= 6"$ Cédula 40 (L= 6m c/u)	270.50	1352.50
3	Válvula de compuerta de 6"	232.27	696.81
4	Filtro de 6" (Mesh 7)	895.95	3583.80
6	Codo de radio largo $\varnothing= 6"$ (Cédula 40)	24.90	149.40
1	Válvula Check de 6" (Para Bunker)	410.65	410.65
2	Acople flexible de 6"	245.00	490.00
8	Bridas de 6" (de 8 huecos)	114.25	914.00
48	Pernos de 1/2"x3" en acero de grado 5	0.67	32.16
1	Plancha para empaque de asbesto de 1/16"	39.11	39.11
100	Electrodo de soldadura E6011	1.27	127.00
100	Electrodo de soldadura E7018	2.21	221.00
1	Instalación (Mano de obra)	1600.00	1600.00
		<b>TOTAL (\$):</b>	<b>9616.43</b>

A continuación se presenta, para cada uno de los tres sistemas de bombeo, el detalle de costos de adquisición del equipo de bombeo con

su respectivo motor eléctrico, el sistema de transmisión y el costo de materiales requeridos para construir las cimentaciones.

**TABLA 24**

**COSTO DEL EQUIPO DE BOMBEO, SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y CIMENTACIÓN (SISTEMA DE RECEPCIÓN)**

<b>CANT.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO UNITARIO (\$)</b>	<b>PRECIO TOTAL (\$)</b>
1	Bomba de engranes internos (P=25 HP)	8480.64	8480.64
1	Motor eléctrico trifásico (P=30 HP)	2555.85	2555.85
1	Polea SPA de 4 canales ( $\varnothing$ = 630 mm)	221.31	221.31
1	Polea SPA de 4 canales ( $\varnothing$ = 180 mm)	59.14	59.14
4	Banda de transmisión tipo SPA -2900	20.62	82.48
8	Perno de anclaje de 3/4"x4"	2.38	19.04
1	Cobertor de bandas	85.00	85.00
2	Saco de cemento	8.90	17.80
1	Metro cúbico de arena	12.83	12.83
		<b>TOTAL (\$):</b>	<b>11534.09</b>

TABLA 25

**COSTO DEL EQUIPO DE BOMBEO, SISTEMA DE TRANSMISIÓN  
Y CIMENTACIÓN (SISTEMA DE TRASVASE)**

<b>CANT.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO UNITARIO (\$)</b>	<b>PRECIO TOTAL (\$)</b>
1	Bomba de pistón circunferencial (P= 20 HP)	16961.28	16961.28
1	Motor eléctrico trifásico (P=25 HP)	2140.00	2140.00
1	Polea SPA de 4 canales (ø= 630 mm)	221.31	221.31
1	Polea SPA de 4 canales (ø= 160 mm)	47.49	47.49
4	Banda de transmisión tipo SPA - 3000	22.76	91.04
8	Perno de anclaje de 3/4"x4"	2.38	19.04
1	Cobertor de bandas	85.00	85.00
2	Saco de cemento	8.90	17.80
1	Metro cúbico de arena	12.83	12.83
		<b>TOTAL (\$):</b>	<b>19595.79</b>

TABLA 26

**COSTO DEL EQUIPO DE BOMBEO, SISTEMA DE TRANSMISIÓN  
Y CIMENTACIÓN (SISTEMA DE DESPACHO)**

<b>CANT.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO UNITARIO (\$)</b>	<b>PRECIO TOTAL (\$)</b>
1	Bomba de engranes internos (P=25 HP)	8480.64	8480.64
1	Motor eléctrico trifásico (P=25 HP)	2140.00	2140.00
1	Polea SPA de 4 canales (ø= 630 mm)	221.31	221.31
1	Polea SPA de 4 canales (ø= 160 mm)	47.49	47.49
4	Banda de transmisión tipo SPA-2800	20.62	82.48
8	Perno de anclaje de 3/4"x4"	2.38	19.04
1	Cobertor de bandas	85.00	85.00
2	Saco de cemento	8.90	17.80
1	Metro cúbico de arena	12.83	12.83
		<b>TOTAL (\$):</b>	<b>11106.59</b>

A continuación se presenta, para cada uno de los tres sistemas de bombeo, el detalle de costos de adquisición de los materiales eléctricos que se emplearán para instalar los sistemas de control de los equipos de bombeo.

**TABLA 27**  
**COSTO DE MATERIALES ELÉCTRICOS**  
**(SISTEMA DE RECEPCIÓN)**

<b>CANT.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO UNITARIO (\$)</b>	<b>PRECIO TOTAL (\$)</b>
2	Contactador de 60 Amp.	43.24	86.48
1	Timer	23.38	23.38
3	Cable flexible # 18	0.12	0.36
3	Cable concéntrico 4X8	6.69	20.07
1	Pulsador de paro	5.77	5.77
1	Pulsador de marcha	5.77	5.77
9	Terminal en punta para cable # 8	0.05	0.45
9	Terminal en punta para cable # 18	0.03	0.27
1	Tubo eléctrico EMT de 1"	5.28	5.28
3	Codo largo EMT de 1"	3.60	10.80
2	Unión EMT de 1"	0.45	0.90
2	Conector para funda sellada de 1"	1.80	3.60
2	Conector para funda sellada tipo codo de 1"	2.16	4.32
1	Caja conduit LB de 1"	3.28	3.28
2	Funda sellada de 1"	2.81	5.62
1	Channel	3.62	3.62
3	Abrazadera p/channel de 1"	0.83	2.49
1	Breaker de 60 Amp. 3 polos	42.90	42.90
1	Guardamotor de 45-60A	124.00	124.00
1	Tablero de control	125.50	125.50
2	Foco de luz piloto	21.81	43.62
		<b>TOTAL (\$):</b>	<b>518.48</b>

**TABLA 28**  
**COSTO DE MATERIALES ELÉCTRICOS**  
**(SISTEMA DE TRASVASE)**

<b>CANT.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO UNITARIO (\$)</b>	<b>PRECIO TOTAL (\$)</b>
2	Contactor de 60A	43.24	86.48
1	Timer	23.38	23.38
3	Cable flexible # 18	0.12	0.36
3	Cable concéntrico 4X8	6.69	20.07
1	Pulsador de paro	5.77	5.77
1	Pulsador de marcha	5.77	5.77
9	Terminal en punta para cable # 8	0.05	0.45
9	Terminal en punta para cable # 18	0.03	0.27
1	Tubo eléctrico EMT de 1"	5.28	5.28
3	Codo largo EMT de 1"	3.60	10.80
2	Unión EMT de 1"	0.45	0.90
2	Conector para funda sellada de 1"	1.80	3.60
2	Conector para funda sellada tipo codo de 1"	2.16	4.32
1	Caja condulet LB de 1"	3.28	3.28
2	Funda sellada de 1"	2.81	5.62
1	Channel	3.62	3.62
3	Abrazadera p/channel de 1"	0.83	2.49
1	Breaker de 60A 3 polos	42.90	42.90
1	Guardamotor de 35-50A	102.00	102.00
1	Tablero de control	125.50	125.50
2	Foco de luz piloto	21.81	43.62
		<b>TOTAL (\$):</b>	<b>496.48</b>



**TABLA 29**  
**COSTO DE MATERIALES ELÉCTRICOS**  
**(SISTEMA DE DESPACHO)**

<b>CANT.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO UNITARIO (\$)</b>	<b>PRECIO TOTAL (\$)</b>
2	Contactador de 40 Amp.	43.24	86.48
1	Timer	23.38	23.38
3	Cable flexible # 18	0.12	0.36
3	Cable concéntrico 4X8	6.69	20.07
1	Pulsador de paro	5.77	5.77
1	Pulsador de marcha	5.77	5.77
9	Terminal en punta para cable # 8	0.05	0.45
9	Terminal en punta para cable # 18	0.03	0.27
1	Tubo eléctrico EMT de 1"	5.28	5.28
3	Codo largo EMT de 1"	3.60	10.80
2	Unión EMT de 1"	0.45	0.90
2	Conector para funda sellada de 1"	1.80	3.60
2	Conector para funda sellada tipo codo de 1"	2.16	4.32
1	Caja conduit LB de 1"	3.28	3.28
2	Funda sellada de 1"	2.81	5.62
1	Channel	3.62	3.62
3	Abrazadera p/channel de 1"	0.83	2.49
1	Breaker de 50 Amp. 3 polos	42.90	42.90
1	Guardamotor de 25-40A	88.00	88.00
1	Tablero de control	125.50	125.50
2	Foco de luz piloto	21.81	43.62
		<b>TOTAL (\$):</b>	<b>482.48</b>

Finalmente se presenta, para cada uno de los tres sistemas de bombeo, el detalle de costos de los instrumentos de control que se implementarán para monitorear los parámetros del proceso y el funcionamiento de los equipos de bombeo.

**TABLA 30**  
**COSTO DE INSTRUMENTOS DE CONTROL**  
**(SISTEMA DE RECEPCIÓN)**

<b>CANT.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO UNITARIO (\$)</b>	<b>PRECIO TOTAL (\$)</b>
1	Medidor de caudal con compensación de temperatura de 6" (Bridado)	1660.00	1660.00
1	Termómetro de 0 a 100 °C Dial 4" (Para Bunker)	139.25	139.25
3	Manómetro de diafragma de 0 a 100 PSI Dial 4"	102.00	306.00
		<b>TOTAL (\$):</b>	<b>2105.25</b>

TABLA 31

**COSTO DE INSTRUMENTOS DE CONTROL  
(SISTEMA DE TRASVASE)**

<b>CANT.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO UNITARIO (\$)</b>	<b>PRECIO TOTAL (\$)</b>
1	Medidor de caudal con compensación de temperatura de 6" (Bridado)	1660.00	1660.00
1	Termómetro de 0 a 100 °C Dial 4" (Para bunker)	139.25	139.25
3	Manómetro de diafragma de 0 a 100 PSI Dial 4"	102.00	306.00
		<b>TOTAL (\$):</b>	<b>2105.25</b>

TABLA 32

**COSTO DE INSTRUMENTOS DE CONTROL  
(SISTEMA DE DESPACHO)**

<b>CANT.</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>PRECIO UNITARIO (\$)</b>	<b>PRECIO TOTAL (\$)</b>
1	Medidor de caudal con compensación de temperatura de 6" (Bridado)	1660.00	1660.00
1	Termómetro de 0 a 100 °C Dial 4" (Para bunker)	139.25	139.25
3	Manómetro de diafragma de 0 a 100 PSI Dial 4"	102.00	306.00
		<b>TOTAL (\$):</b>	<b>2105.25</b>

# CAPÍTULO 9

## 9. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Una vez culminado el desarrollo del presente trabajo es de suma importancia presentar las conclusiones y recomendaciones finales.

### 9.1. Conclusiones

1. Debido a que las bombas centrífugas presentan una notable disminución de su eficiencia mecánica en el bombeo de fluidos con viscosidades mayores a 2500 SSU se descartó totalmente su implementación para el desarrollo de este trabajo.
2. Debido a la alta eficiencia mecánica que experimentan las bombas de desplazamiento positivo en el bombeo de fluidos de alto índice de viscosidad se considera absolutamente adecuado su implementación para el desarrollo de este trabajo.

3. El cálculo de la altura dinámica total sirve para realizar un correcto dimensionamiento de la bomba ya que al considerar este valor de forma aleatoria es posible un sub o sobredimensionamiento del equipo de bombeo, comprometiendo de esta manera su correcta operación.
4. El uso de diámetros de tubería adecuados en base a los criterios de selección expuestos es de vital importancia para diseñar los sistemas de bombeo porque de aquello servirá para minimizar las pérdidas por fricción y evitar el sobredimensionamiento de los equipos de bombeo.
5. El análisis de la curva de rendimiento de la bomba es de suma importancia ya que permite visualizar el comportamiento de operación de la bomba y poder considerar las posibilidades de variación de parámetros de operación como el caudal y la potencia con respecto a la velocidad.
6. El sistema de recepción, en condiciones normales de operación, es capaz de abastecer a un flujo de 250 G.P.M con una pérdida de 40.13 PSI en todo el sistema (succión y descarga) a una altura de

descarga de 10.6 m satisfaciendo el requerimiento de lograr descargar un tanquero de 10000 galones en un tiempo máximo de 40 minutos.

7. El sistema de trasvase, en condiciones normales de operación, es capaz de abastecer a un flujo de 261 G.P.M con una pérdida de 38.88 PSI en todo el sistema (succión y descarga) a una altura de descarga de 10.6 m cumpliendo con el requerimiento de conseguir descargar un tanque de proceso de 10432 galones en un tiempo máximo de 40 minutos.
8. El sistema de despacho, en condiciones normales de operación, es capaz de abastecer a un flujo de 250 G.P.M con una pérdida de 23.23 PSI en todo el sistema (succión y descarga) cumpliendo con el requerimiento de bombear aceite reciclado a un camión tanquero de 10000 galones en un tiempo máximo de 40 minutos.
9. Utilizar una bomba de engranes internos en los sistemas de recepción y despacho para el bombeo de fluidos con alto grado de viscosidad, en este caso:  $\mu_{\text{recepción}}=14545.5$  SSU y  $\mu_{\text{despacho}}=11123.2$  SSU, resulta ser lo más adecuado porque

cuando este tipo de bombas operan a bajas velocidades de rotación y presiones de entrada bajas, proveen un flujo suave y constante logrando ser más eficiente.

10. Implementar una bomba de pistón circunferencial para fluidos con viscosidades mayores a 276 SSU es ideal debido a que el valor del resbalamiento (slip) es cero, en este caso la viscosidad del fluido de trabajo en el sistema de trasvase es de 11123.2 SSU por lo que el caudal volumétrico no se verá afectado obteniéndose una bomba más eficiente.

## **9.2. Recomendaciones**

1. En la línea de succión mantener siempre, al fluido de trabajo, niveles de temperatura adecuados (entre 40 °C y 60 °C) para evitar problemas de incremento de viscosidad y del factor de fricción, los cuales podrían causar en el equipo de bombeo una mayor demanda de energía para bombear el fluido, por tal motivo es recomendable someter al fluido a un proceso de precalentamiento antes de ser bombeado.

2. Instalar codos de radio largo con el objeto de minimizar las pérdidas por accesorios del sistema de bombeo.
3. Instalar serpentines de vapor en los tanques de almacenamiento de aceite usado para evitar el incremento de viscosidad del fluido durante largos periodos de almacenamiento.
4. Proteger térmicamente las tuberías de conducción instalando cubiertas aislantes ayudará a evitar el incremento del índice de viscosidad del fluido permitiendo una mejor circulación dentro de la tubería y reducir la energía requerida para mover la bomba.
5. Implementar accesorios bridados es lo más adecuado por la facilidad del desmontaje en el momento de realizar las labores de limpieza y mantenimiento.
6. Debido a que las bombas de desplazamiento positivo pueden desarrollar altas presiones debido a una mala operación en el sistema, en la bomba se debe incorporar una válvula de alivio o en su defecto se debe instalar un by pass en la descarga hacia el tanque de succión.



7. Es importante tener el cuidado respectivo en la selección del motor para el accionamiento de la bomba ya que una potencia muy ajustada no permitirá el uso del equipo de bombeo ante una disminución de la viscosidad del fluido o aumento de presión en el sistema ocasionándose una sobrecarga del motor y el deterioro prematuro del equipo.
  
8. Para que el programa de mantenimiento preventivo establecido para los tres sistemas de bombeo pueda cumplir con su objetivo, es necesario efectuar un seguimiento continuo, ya que, muchos de los resultados esperados serán visibles o medibles a mediano y largo plazo, de lo contrario, el programa fracasará y no logrará alcanzar los objetivos propuestos. El éxito del programa dependerá del seguimiento que se le haga y de que éste sea flexible y se adapte a las nuevas necesidades de los equipos, según vayan cambiando sus condiciones de operación; en resumen, el éxito del programa dependerá de la mejora continua.

# **ANEXOS**

## ANEXO A

### TIPOS DE ELEMENTOS UTILIZADOS PARA EL SELLADO DE FLUIDOS

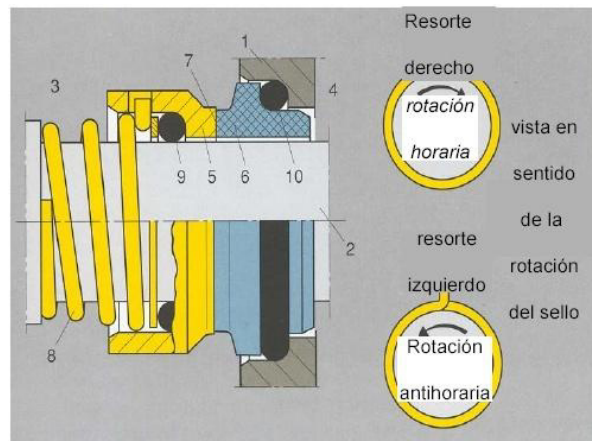
**Sellos Mecánicos.-** Son juntas para estanqueizar ejes rotativos en los que existe un fluido a presión. El efecto de cierre se consigue por el perfecto acabado de las caras de roce, no permitiendo el paso del fluido entre ellas. Una de ellas, “parte estacionaria”, permanece estática respecto a la carcasa, y la otra, “parte rotativa”, gira solidariamente con el eje. Naturalmente es necesario que entre las caras de roce exista una película líquida para reducir el coeficiente de rozamiento e impedir el funcionamiento en seco del sello mecánico, que produciría un excesivo desgaste de las caras de roce y una pérdida de fluido.

La parte rotativa dispone de un resorte cuya misión es mantener en íntimo contacto las caras de roce, también al faltar la presión del fluido a estanqueizar, y según el tipo, transmitir el movimiento. Este resorte puede ser simple o múltiple. En caso de ser simple, puede tener las espiras a derecha o izquierda. La parte rotativa dispone asimismo de un elastómero cuya misión es evitar fugas entre este elemento y el eje, absorbe el posible

desplazamiento radial, corrige rotaciones irregulares, dilataciones térmicas y vibraciones.

En cambio la parte estacionaria suele estar formada por una cara de roce y un elastómero que evita fugas del fluido entre este elemento y la carcasa.

La siguiente figura muestra un sello mecánico sencillo donde se ilustra sus elementos más importantes:



**FIGURA 8. PARTES DE UN SELLO MECÁNICO**

Donde:

1) Carcasa del equipo

2) Rotor

3) Fluido a sellar

4) Atmósfera

5) Cara

6) Asiento

7) Separación de sellado entre las superficies de rozamiento

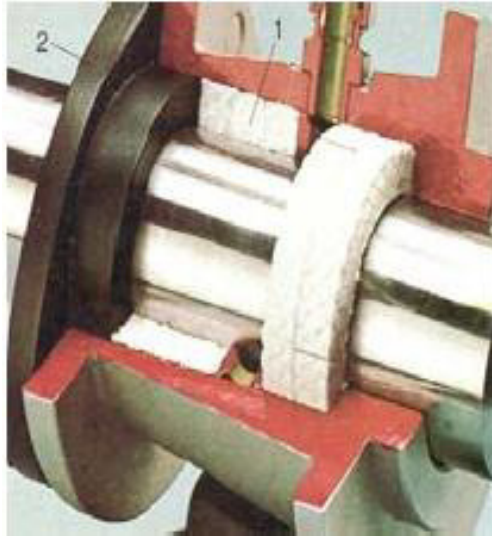
8) Resorte

9) Elemento de sellado dinámico

10) Elemento de sellado estático

**Empaquetadura.-** Consiste en uno o más anillos dispuestos dentro de la caja de sellado y comprimidos axialmente con una brida. Un pequeño espacio de forma cilíndrica se forma entre el diámetro interior de los anillos de empaquetadura y el rotor, con lo cual la presión a sellar es reducida a lo largo de este espacio hasta el nivel de la presión atmosférica. El fluido contenido en la máquina o bien un fluido externo más limpio fluye a través de este espacio lubricando y enfriando las superficies de contacto y fugando en forma líquida o gaseosa a la atmósfera.

La siguiente figura muestra sus principales elementos constitutivos:



**FIGURA 9. PARTES DE UNA EMPAQUETADURA**

Donde:

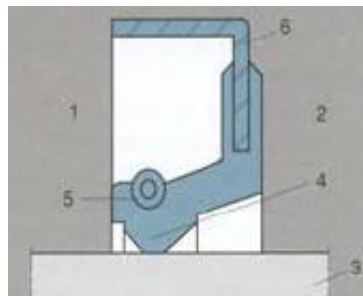
1) Anillo de empaquetadura

2) Brida

**Sellos radiales de labio.-** Estos sellos radiales forman una restricción axial.

Un labio de sellado fabricado de algún elastómero o algún plástico por ejemplo: Poli-Tetrafluoro-Etileno (PTFE) es empujado en dirección radial sobre el rotor mediante un resorte que ejerce tensión.

Los sellos de labio son generalmente aplicados a bajas presiones y temperaturas, asimismo requieren de un fluido líquido (agua o aceite) para lubricarse y enfriarse. En la siguiente figura se muestra sus principales elementos constitutivos.



**FIGURA 10. PARTES DE UN SELLO RADIAL DE LABIO**

Donde:

1) Fluido a sellar

2) Atmósfera

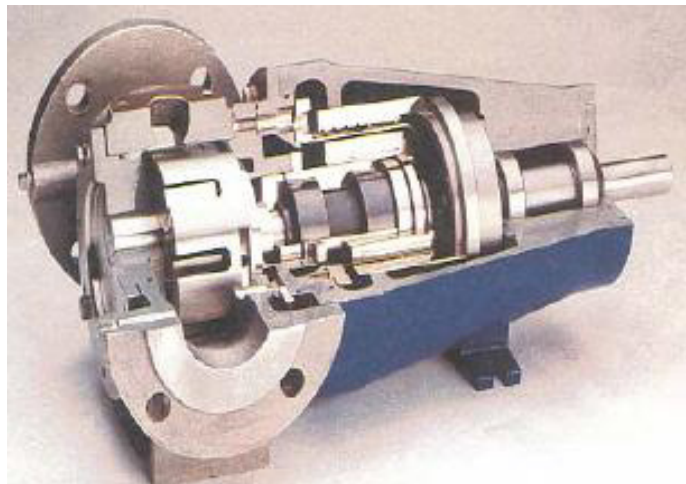
3) Rotor

4) Sello de labio

5) Resorte

6) Carcasa

**Sellado hermético con acoplamientos magnéticos.-** Una forma muy diferente de sellar un rotor es dividirlo en dos, y emplear magnetos para transmitir la potencia entre ambas mitades. El fluido a sellar es contenido herméticamente dentro de la máquina mediante una carcasa que permite el flujo del campo magnético. Esta solución se conoce como acoplamiento magnético. Esta solución de sellado es técnicamente más complicada y requiere chumaceras adicionales para soportar el peso del rotor y de la unidad magnética.





**FIGURA 11. BOMBA CON ACOPLAMIENTO MAGNÉTICO**



## ANEXO B

### PROPIEDADES DEL ACEITE USADO

	Escuela Superior Politécnica del Litoral - ESPOL		Certificado de Análisis
	Instituto de Ciencias Químicas y Ambientales - ICQA	ICQA ESPOL	Nº: 211-2009 (RG 5-10)

Fecha recepción muestra(s): 23 de noviembre de 2009  
Fecha entrega resultados: 03 de diciembre de 2009  
Solicitante: **Edwin Udeos Zabala**  
Muestra(s): Una muestra de combustible

Parámetro	Unidad	Resultado	Método de Análisis
Gravedad específica 60/60°F	---	0.9840	ASTM D1298
Viscosidad cinemática a 40°C	cSt	2,447.1	INEN 810
Viscosidad cinemática a 30°C*	cSt	3,200	INEN 810

Observaciones: Muestra(s) entregada(s) e ingresada(s) por el cliente como:  
"Mezcla de aceite usado"  
\* = Temperatura ambiente

## ANEXO C

### CONVERSIÓN DE UNIDADES DE VISCOSIDAD

Segundos Saybolt Universal	Viscosidad Cinemática Centistokes*	Segundos Saybolt Furol	Segundos Redwood 1 (Normales)	Segundos Redwood 2 (Admiralty)	Grados Engler	Grados Darby	Segundos Parfin Copa No. 7
31	1.00	.....	29	.....	1.00	6200	.....
35	2.56	.....	32.1	.....	1.16	2420	.....
40	4.30	.....	36.2	5.10	1.31	1440	.....
50	7.40	.....	44.3	5.83	1.58	838	.....
60	10.3	.....	52.3	6.77	1.88	618	.....
70	13.1	12.95	60.9	7.60	2.17	483	.....
80	15.7	13.70	69.2	8.44	2.45	404	.....
90	18.2	14.44	77.6	9.30	2.73	348	.....
100	20.6	15.24	85.6	10.12	3.02	307	.....
150	32.1	19.30	128	14.48	4.48	195	.....
200	43.2	23.5	170	18.90	5.92	144	40
250	54.0	28.0	212	23.45	7.35	114	46
300	65.0	32.5	254	28.0	8.79	95	52.5
400	87.60	41.9	338	37.1	11.70	70.8	66
500	110.0	51.6	423	46.2	14.60	56.4	79
600	132	61.4	508	55.4	17.50	47.0	92
700	154	71.1	592	64.6	20.45	40.3	106
800	176	81.0	677	73.8	23.35	35.2	120
900	198	91.0	762	83.0	26.30	31.3	135
1000	220	100.7	896	92.1	29.20	28.2	149
1500	330	150	1270	138.2	43.80	18.7	.....
2000	440	200	1690	184.2	58.40	14.1	.....
2500	550	250	2120	230	73.0	11.3	.....
3000	660	300	2540	276	87.60	9.4	.....
4000	880	400	3380	368	117.0	7.05	.....
5000	1100	500	4320	461	146	5.64	.....
6000	1320	600	5080	553	175	4.70	.....
7000	1540	700	5920	645	204.5	4.03	.....
8000	1760	800	6770	737	233.5	3.52	.....
9000	1980	900	7620	829	263	3.13	.....
10000	2200	1000	8460	921	292	2.82	.....
15000	3300	1500	13700	.....	438	2.50	.....
20000	4400	2000	18400	.....	584	1.40	.....

Fuente: Viejo Zubicaray Manuel, Bombas: Teoría, Diseño y Aplicaciones, Editorial Limusa S.A, México D.F, 2000. Pág. 267

## ANEXO D

# PÉRDIDAS POR FRICCIÓN PARA LÍQUIDOS VISCOSOS

TUBERIA DE ACERO (Cédula 40) NUEVA (BASE GRAVEDAD ESPECIFICA = 1.00)

GPM	Diám. tub. (plg)	VISCOSIDAD SSU																	
		100	200	300	400	500	1,000	1,500	2,000	2,500	3,000	4,000	5,000	6,000	7,000	8,000	9,000	10,000	15,000
120	3	2.7	3.1	3.2	3.2	4	8	11.9	15.9	19.9	23.9	31.8	39.8	47.7	56	64	72	80	119
	4	0.73	0.81	0.81	1.1	1.3	2.7	4	5.4	6.7	8	10.7	13.4	16.1	18.8	21.4	24.1	26.8	40.2
	6	.098	0.11	0.16	0.21	0.26	0.52	0.78	1.0	1.3	1.6	2.1	2.6	3.1	3.6	4.2	4.7	5.2	7.8
140	3	3.4	4	4.3	4.3	4.6	9.3	13.9	18.6	23.2	27.8	37.1	46.4	56	65	74	84	93	139
	4	0.95	1.1	1.1	1.3	1.6	3.1	4.7	6.3	7.8	9.4	12.5	15.6	18.8	21.9	25	28.2	31.3	46.9
	6	0.13	0.15	0.18	0.21	0.30	0.61	0.91	1.2	1.5	1.8	2.4	3.0	3.6	4.2	4.9	5.5	6.1	9.1
160	3	4.4	5	5.7	5.7	5.7	10.6	15.9	21.2	26.5	31.8	42.4	53	64	74	85	95	106	159
	4	1.2	1.4	1.4	1.4	1.8	3.6	5.4	7.2	8.9	10.7	14.3	17.9	21.5	25	28.6	32.2	35.7	54
	6	0.17	0.18	0.21	0.28	0.36	0.69	1.0	1.4	1.7	2.1	2.8	3.5	4.2	4.9	5.5	6.2	6.9	10.4
180	3	5.3	6.3	7	7	7	11.9	17.9	23.9	29.8	35.8	47.7	60	72	84	95	107	119	179
	4	1.5	1.8	1.8	1.8	2	4	6	8	10.1	12.1	16.1	20.1	24.1	28.1	32.2	36.2	40.2	60
	6	0.2	0.24	0.24	0.31	0.39	0.78	1.2	1.6	2	2.3	3.1	3.9	4.7	5.5	6.2	7	7.8	11.7
200	3	6.5	7.7	8.8	8.8	8.8	13.3	19.9	26.5	33.1	39.8	53	66	80	93	106	119	133	199
	4	1.8	2.2	2.2	2.2	2.2	4.5	6.7	8.9	11.2	13.4	17.9	22.3	26.8	31.3	35.7	40.2	44.7	67
	6	0.25	0.3	0.3	0.35	0.43	0.87	1.3	1.7	2.2	2.6	3.5	4.3	5.2	6.1	6.9	7.8	8.7	13
250	4	2.6	3.2	3.5	3.5	3.5	5.6	8.4	11.2	14	16.8	22.3	27.9	33.5	39.1	44.7	50	56	84
	6	0.36	0.43	0.45	0.45	0.54	1.1	1.6	2.2	2.7	3.3	4.3	5.4	6.5	7.6	8.7	9.8	10.8	16.3
	8	.095	0.12	0.12	0.15	0.18	0.36	0.54	0.72	0.9	1.1	1.5	1.8	2.2	2.5	2.9	3.3	3.6	5.4
300	4	3.7	4.3	5	5	5	6.7	10.1	13.4	16.8	20.1	26.8	33.5	40.2	47	54	60	67	101
	6	0.5	0.6	0.65	0.65	0.65	1.3	2	2.6	3.3	3.9	5.2	6.5	7.8	9.1	10.4	11.7	13	19.5
	8	0.13	0.17	0.17	0.18	0.22	0.43	0.65	0.87	1.1	1.3	1.7	2.2	2.6	3	3.5	3.9	4.3	6.5

NOTA: Para un líquido que tenga una gravedad específica diferente que 1.00, multiplíquese el valor de la tabla por el de la gravedad específica del líquido. Para instalaciones comerciales, se recomienda que un 15% sea añadido a los valores obtenidos. No se ha incluido ninguna tolerancia por envejecimiento de las tuberías.

Fuente: Viejo Zubicaray Manuel, Bombas: Teoría, Diseño y Aplicaciones, Editorial Limusa S.A, México D.F, 2000. Pág. 262

## ANEXO E

### CÁLCULO DE ALTURA ESTÁTICA TOTAL PARA LÍQUIDOS VISCOSOS VOLÁTILES

En condiciones ideales de bombeo la altura total de succión para líquidos viscosos volátiles no debe exceder de 10" Hg. (4.91 PSI). Por lo tanto:

$$\text{Alt. estática de succión} = s \times \text{Gravedad específica (aceite usado)}$$

$$\text{Alt. estática de succión} = 3.28 \text{ ft} \times 0.984 = 3.23 \text{ ft} \equiv 1.40 \text{ PSI}$$

Entonces:

$$\text{Alt. estática total} = \text{Alt. total de succión (máx.)} + \text{Alt. estática de succión}$$

$$\text{Alt. estática total} = 4.91 \text{ PSI} + 1.40 \text{ PSI} = 6.31 \text{ PSI}$$

Luego:

$$\frac{\text{Alt. estática total}}{\text{Alt. estática}} = \frac{6.31 \text{ PSI}}{31.5 \text{ ft}} = 0.20 \text{ PSI/ft}$$

Finalmente se establece la comparación de este valor con la tabla de pérdidas por fricción para líquidos viscosos (Anexo D), ingresando con un caudal de 250 G.P.M y viscosidad absoluta de 15000 SSU de la siguiente forma:







Tubería ( $\varnothing=4''$ ): Factor de fricción (PSI/ ft) =  $0.84 \times 0.984 = 0.83 > 0.20$

Tubería ( $\varnothing=6''$ ): Factor de fricción (PSI/ ft) =  $0.16 \times 0.984 = 0.16 < 0.20$

Se concluye que el factor de fricción en la tubería de acero (Cédula 40)  $\varnothing=6''$  es menor que el calculado lo cual indica que el diámetro de esta tubería es el más adecuado para diseñar las líneas de succión y descarga del sistema de bombeo.

## ANEXO F










### LONGITUD DE TUBERÍA RECTA EQUIVALENTE PARA CODOS O ACCESORIOS

				DIAMETRO DE TUBO (pulgadas)																						
				¼	⅜	½	¾	1	1¼	1½	2	2½	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24		
Codo 90° regular		Roscado	Acero	2.3	3.1	3.6	4.4	5.2	6.6	7.4	8.5	9.3	11	13	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	9.0	11	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Bridado	Acero	...	...	.92	1.2	1.6	2.1	2.4	3.1	3.6	4.4	5.9	7.3	8.9	12	14	17	18	21	23	25	30	...	...
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.6	4.8	...	7.2	9.8	12	15	17	19	22	24	28
Codo 90° radio largo		Roscado	Acero	1.5	2.0	2.2	2.3	2.7	3.2	3.4	3.6	3.6	4.0	4.6	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.3	3.7	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Bridado	Acero	...	...	1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.7	2.9	3.4	4.2	5.0	5.7	7.0	8.0	9.0	9.4	10	11	12	14	...	...
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	2.8	3.4	...	4.7	5.7	6.8	7.8	8.6	9.6	11	11	13
Codo 45° regular		Roscado	Acero	.34	.52	.71	.92	1.3	1.7	2.1	2.7	3.2	4.0	5.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.0	4.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Bridado	Acero	...	...	.45	.59	.81	1.1	1.3	1.7	2.0	2.6	3.5	4.5	5.6	7.7	9.0	11	13	15	16	18	22	...	...
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	2.1	2.9	...	4.5	6.3	8.1	9.7	12	13	15	17	20
Flujo en línea		Roscado	Acero	.79	1.2	1.7	2.4	3.2	4.6	5.6	7.7	9.3	12	17	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	9.9	14	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Bridado	Acero	...	...	.69	.82	1.0	1.3	1.5	1.8	1.9	2.2	2.8	3.3	3.8	4.7	5.2	6.0	6.4	7.2	7.6	8.2	9.6	...	...
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	1.9	2.2	...	3.1	3.9	4.6	5.2	5.9	6.5	7.2	7.7	8.8
Flujo a 90°		Roscado	Acero	2.4	3.5	4.2	5.3	6.6	8.7	9.9	12	13	17	21	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	14	17	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Bridado	Acero	...	...	2.0	2.6	3.3	4.4	5.2	6.6	7.5	9.4	12	15	18	24	30	34	37	43	47	52	62	...	...
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	7.7	10	...	15	20	25	30	35	39	44	49	57
Codo a 180°		Roscado	Acero	2.3	3.1	3.6	4.4	5.2	6.6	7.4	8.5	9.3	11	13	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Bridado Reg.	Acero	...	...	.92	1.2	1.6	2.1	2.4	3.1	3.6	4.4	5.9	7.3	8.9	12	14	17	18	21	23	25	30	...	...
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	3.5	4.8	...	7.2	9.8	12	15	17	19	22	24	28
		Bridado	Acero	...	...	1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.7	2.9	3.4	4.2	5.0	5.7	7.0	8.0	9.0	9.4	10	11	12	14	...	...
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	2.8	3.4	...	4.7	5.7	6.8	7.8	8.6	9.6	11	11	13

Fuente: Viejo Zubicaray Manuel, Bombas: Teoría, Diseño y Aplicaciones, Editorial Limusa S.A, México D.F, 2000.  
Pág. 258

## ANEXO G

### LONGITUD DE TUBERÍA RECTA EQUIVALENTE PARA VÁLVULAS O ACCESORIOS

		DIAMETRO DE TUBO (pulgadas)																						
		1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24		
Válvula de globo		Roscado	Acero	21	22	22	24	29	37	42	54	62	79	110	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	65	86	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Bridado	Acero	...	...	38	40	45	54	59	70	77	94	120	150	190	260	310	390	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	77	99	...	150	210	270	330	...	...	...	...
Válvula de compuerta		Roscado	Acero	.32	.45	.56	.67	.84	1.1	1.2	1.5	1.7	1.9	2.5	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	1.6	2.0	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Bridado	Acero	...	...	...	...	...	...	...	2.6	2.7	2.8	2.9	3.1	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	2.3	2.4	...	2.6	2.7	2.8	2.9	2.9	3.0	3.0	3.0	3.0
Válvula de ángulo		Roscado	Acero	12.8	15	15	15	17	18	18	18	18	18	18	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	15	15	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Bridado	Acero	...	...	15	15	17	18	18	21	22	28	38	50	63	90	120	140	160	190	210	240	300
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	23	31	...	52	74	98	120	150	170	200	230
Válvula check		Roscado	Acero	7.2	7.3	8.0	8.8	11	13	15	19	22	27	38	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	22	31	...	...	...	...	...	...	...	...	...
		Bridado	Acero	...	...	3.8	5.3	7.2	10	12	17	21	27	38	50	63	90	120	140	...	...	...	...	
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	22	31	...	52	74	98	120	...	...	...	...
Cople		Roscado	Acero	.14	.18	.21	.24	.29	.36	.39	.45	.47	.53	.65	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
Entrada abocinada			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.44	.52	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
			Acero	.04	.07	.10	.13	.18	.26	.31	.43	.52	.67	.95	1.3	1.6	2.3	2.9	3.5	4.0	4.7	5.3	6.1	7.6
Entrada en ángulo recto			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	.55	.77	...	1.3	1.9	2.4	3.0	3.6	4.3	5.0	5.7	7.0
			Acero	.44	.68	.96	1.3	1.8	2.6	3.1	4.3	5.2	6.7	9.5	13	16	23	29	35	40	47	53	61	76
Tubo incrustado			Acero	.88	1.4	1.9	2.6	3.6	5.1	6.2	8.5	10	13	19	25	32	45	58	70	80	95	110	120	150
			Fierro	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	11	15	...	26	37	49	61	73	86	100	110
Ensanchariento súbito				$h = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} \text{ Pies de líquido si } V_2 = 0 \quad h = \frac{V_1^2}{2g} \text{ Pies de líquido.}$																				

Fuente: Viejo Zubicaray Manuel, Bombas: Teoría, Diseño y Aplicaciones, Editorial Limusa S.A, México D.F, 2000.  
 Pág. 259

## ANEXO H

### RANGO DE VALORES DE VISCOSIDAD ABSOLUTA

	<b>3-30 SSU</b>	<b>30-50 SSU</b>	<b>50-100 SSU</b>	<b>100-250 SSU</b>	<b>250-1000 SSU</b>
Use los valores totales de la tabla del Anexo F y Anexo G cuando la viscosidad es	100	200	300	400	500
Use $\frac{3}{4}$ de los valores de la tabla del Anexo F y Anexo G cuando la viscosidad es	1000	2000	3000	4000	5000
Use $\frac{1}{2}$ de los valores de la tabla del Anexo F y Anexo G cuando la viscosidad es	10000	20000	30000	40000	50000
Use $\frac{1}{4}$ de los valores de la tabla del Anexo F y Anexo G cuando la viscosidad es	100000	200000	300000	400000	500000
Use únicamente la longitud del accesorio como si fuese tubería cuando la viscosidad exceda	500000	500000	-----	-----	-----

Fuente: Viejo Zubicaray Manuel, Bombas: Teoría, Diseño y Aplicaciones, Editorial Limusa S.A, México D.F, 2000.  
Pág. 252



# ANEXO I

## COMPATIBILIDAD DE MATERIALES PARA ELEMENTOS DE SELLADO

CHEMICALS		ELASTOMERS								METALS			PLASTICS			
		POLYURETHANE	NITRILE	BUNA-N	BUNA-R	VITON	XL	HT	TEFLON	ALUMINUM	CAST IRON	STAINLESS STEEL	HASTELLOY	ACETAL	POLYPROPYLENE	NYLON
<b>Versa-Matic Pump Company</b>  6017 Enterprise Drive Export, PA 15632  Phone: (724) 327-7867 - Fax: (724) 327-4300  www.versamatic.com																
BARIUM CARBONATE	BaCO <sub>3</sub>	-	-	A	A	A	A	A	A	B	-	A	-	A	A	A
BARIUM CHLORIDE	BaCl <sub>2</sub>	A	A	A	A	A	A	A	A	D	C	C	A	A	A	A
BARIUM CYANIDE	Ba(CN) <sub>2</sub>	-	A	C	-	A	-	-	A	-	-	A	-	B	-	-
BARIUM HYDROXIDE	Ba(OH) <sub>2</sub>	A	A	A	A	A	A	B	A	D	-	A	B	D	A	A
BARIUM NITRATE	Ba(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub>	-	A	A	-	A	-	-	A	-	A	A	-	B	-	-
BARIUM SULFATE	BaSO <sub>4</sub>	A	-	A	A	A	A	A	A	D	-	A	-	B	A	A
BARIUM SULFIDE	BaS	A	A	A	A	A	A	B	A	D	-	A	-	A	A	A
BEER		A	A	A	A	A	A	A	A	A	D	A	-	A	A	A/175
BEET SUGAR LIQUIDS		D	B	A	A	A	A	A	A	A	A	A	-	A	A	A
BEET SUGAR LIQUORS		D	A	A	A	A	A	A	A	A	B	A	-	A	-	-
BENZALDEHYDE	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> CHO	D	D	D	B	D	A	A	A	B	-	A	-	A	D	A/70
BENZENE	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	D	D	D	D	A	-	-	A	B	-	A	B	-	D	A/70
BENZENESULFONIC ACID	C <sub>6</sub> H <sub>4</sub> SO <sub>3</sub> H	-	A	C	C	A	C	C	A	D	D	B	-	-	-	A/70
BENZOIC ACID	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> COOH	-	D	D	B	A	B	B	A	B	-	A	A	B	B	A
BENZOL		D	D	D	D	A	D	D	A	B	-	A	A	-	D	A/70
BENZYL BENZOATE	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> CO <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> C <sub>6</sub> H <sub>5</sub>	-	D	D	B	A	B	B	A	A	B	B	-	-	-	-
BENZYL CHLORIDE	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> CH <sub>2</sub> Cl	D	D	D	D	A	D	D	A	D	D	B	-	A	D	C
BLAST FURNACE GAS	CO, H <sub>2</sub> , CH <sub>4</sub> , CO <sub>2</sub> , N <sub>2</sub>	-	A	C	B	A	C	C	A	-	-	-	-	D	-	-
BLEACH SOLUTIONS		-	D	D	A	A	A	A	A	D	-	-	-	D	B	-
BORAX (SODIUM BORATE)	B <sub>2</sub> Na <sub>2</sub> O <sub>7</sub>	A	D	B	A	A	A	A	A	C	A	A	A	A	A	A
BORDEAUX MIXTURE (COPPER SULFATE SALT)		-	A	A	A	A	A	A	A	D	C	A	-	-	-	-
BORIC ACID	H <sub>3</sub> BO <sub>3</sub>	A	A	A	A	A	A	A	A	B	D	A	A	C	A	A
BRINE	NaCl	A	A	A	A	A	A	A	A	-	C	-	A	A	A	A
BREWERY SLOP		-	A	A	-	A	C	B	A	-	A	A	-	-	-	-
BROMINE		D	D	D	C	A	D	D	A	D	-	D	A	D	D	A/150
BROMINE-ANHYDROUS	Br <sub>2</sub>	D	D	-	C	A	C	C	A	D	D	D	-	D	D	A/150
BROMINE-TRIFLUORIDE	BrF <sub>3</sub>	D	D	D	D	D	D	D	A	D	D	B	-	D	D	-
BROMINE-WATER		-	B	-	-	A	C	C	A	D	D	B	-	D	D	A
BROMBENZENE	C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> Br	D	D	D	D	B	C	C	A	D	B	B	-	D	D	-
BUNKER OIL		B	B	A	D	A	C	C	A	A	A	A	-	-	-	-
BUTADIENE	C <sub>4</sub> H <sub>6</sub>	D	B	A	C	A	C	D	A	A	-	A	-	A	-	A
BUTANE (LPG)	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	A	B	A	C	A	D	D	A	A	-	A	-	A	C	A
BUTTER		A	B	A	A	A	B	A	A	A	D	A	-	A	-	-
BUTTERMILK		-	A	A	-	A	A	A	A	A	-	A	-	A	-	-
BUTYL ACETYLE RICINOLEATE	C <sub>24</sub> H <sub>44</sub> O <sub>5</sub>	D	B	A	D	A	B	B	A	A	A	A	-	-	-	-
BUTYL ACETATE	CH <sub>3</sub> CO <sub>2</sub> (CH <sub>2</sub> ) <sub>3</sub> CH <sub>3</sub>	C	D	D	B	D	A	A	A	A	-	C	B	B	D	A/70
BUTYL ACRYLATE	CH <sub>2</sub> CHCO <sub>2</sub> C <sub>4</sub> H <sub>9</sub>	-	D	D	D	D	D	D	A	-	-	-	-	A	D	A/70
BUTYL AMINE	CH <sub>3</sub> (CH <sub>2</sub> ) <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> NH <sub>2</sub>	D	D	B	D	D	D	D	A	-	-	-	-	C	-	B/70

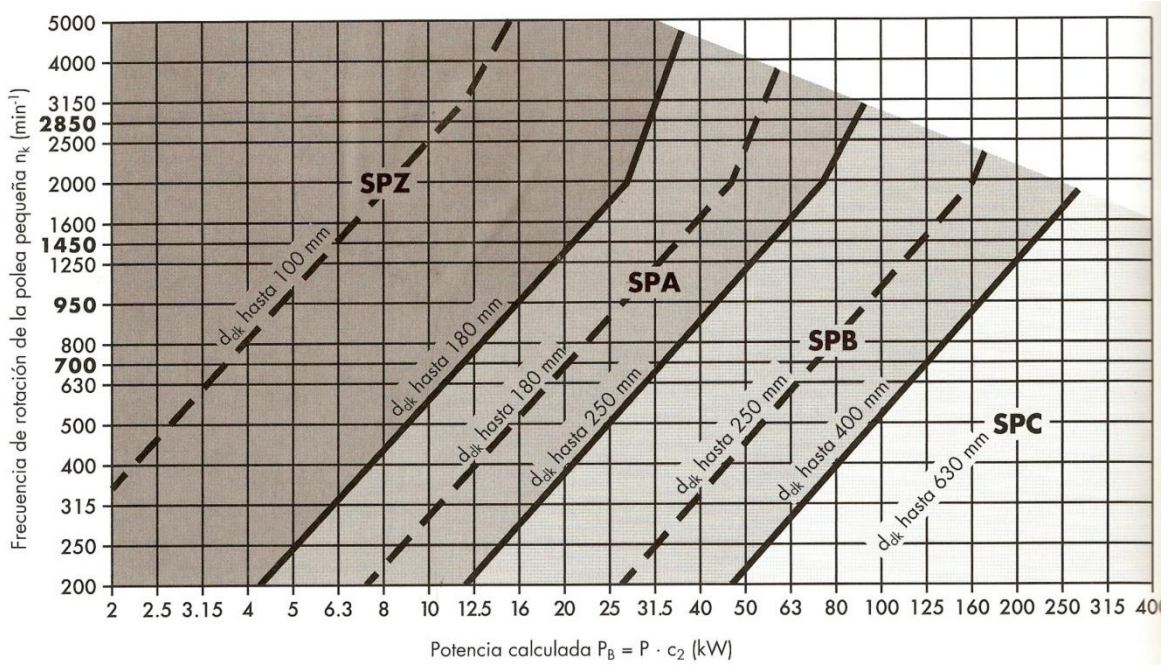
## ANEXO J

### FACTOR DE CARGA $C_2$ PARA CÁLCULO DE POTENCIA DE DISEÑO

Ejemplos de máquinas de trabajo	Ejemplos de máquinas motrices					
	Factor de carga $C_2$ para funcionamiento diario (horas)			Factor de carga $C_2$ para funcionamiento diario (horas)		
	hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16	hasta 10	más de 10 hasta 16	más de 16
<b>Transmisiones ligeras</b> Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (para material ligero), ventiladores y bombas hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
<b>Transmisiones medias</b> Cizallas, prensas, transportadoras de cadenas y de cinta (para material pesado), tamices vibratorios, generadores y dinamos, amasadoras, máquinas herramienta (tornos y esmeriladoras), lavadoras, impresoras, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
<b>Transmisiones pesadas</b> Molinos, compresores de pistón, transportadoras de carga pesada, expulsos (transportadoras helicoidales, de placas, de cangilones, de palas), ascensores, prensas de ladrillos, maquinaria textil, maquinaria de elaboración de papel, bombas de pistones, bombas draga, sierras alternativas, molinos de martillos.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<b>Transmisiones muy pesadas</b> Molinos de carga pesada, trituradoras de piedra, calandrias, mezcladoras, tornos, grúas, dragas, maquinaria pesada para la madera.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

## ANEXO K

### DIAGRAMA PARA SELECCIÓN DE PERFIL DE CORREA



## ANEXO L

### DIÁMETROS PRIMITIVOS DE POLEAS (mm)

Perfil de la correa trapecial	Denominación ISO	-	Y	-	Z	A	B	-	C	-	D	E	Diámetro de referencia $d_d$		Tolerancia de concentricidad y planitud
	Denominación DIN 2215	5	6	8	10	13	17	20	22	25	32	40	min	máx	
Perfil correa trapecial estrecha	Denominación DIN 7733 Parte 1 e ISO 4184	-	-	-	SPZ	SPA	SPB	-	SPC	-	-	-	min	máx	
			20,0										20,0	20,4	
			22,0										22,0	22,4	
			25,0										25,0	25,4	
			28,0	28,0									28,0	28,4	
			31,5	31,5									31,5	32,0	
			35,5	35,5									35,5	36,1	
			40,0	40,0	40	40							40,0	40,6	
			45,0	45,0	45	45							45,0	45,7	
			50,0	50,0	50	50							50,0	50,8	
			56,0	56,0	56	56							56,0	56,9	
			63,0	63,0	63	63	63						63,0	64,0	0,2
						67	67						67,0	68,0	
			71,0	71,0	71	71	71						71,0	72,1	
						75	75						75,0	76,1	
			80,0	80,0	80	80	80						80,0	81,3	
						85	85						85,0	86,3	
						90	90	90					90,0	91,4	
						95	95	95					95,0	96,4	
			100,0	100,0	100	100	100	100					100,0	101,6	
						106	106	106					106,0	107,6	
			112,0	112,0	112	112	112	112					112,0	113,8	
						118	118	118					118,0	119,9	
			125,0	125,0	125	125	125	125					125,0	127,0	
						132	132	132					132,0	134,1	0,3
						140	140	140					140,0	142,2	
						150	150	150					150,0	152,4	
						160	160	160	160	160*			160,0	162,6	
						170	170	170					170,0	172,7	
						180	180	180	180	180			180,0	182,9	
						190	190	190					190,0	193,0	
						200	200	200	200	200			200,0	203,2	
						212	212	212					212,0	215,4	
						224	224	224	224	224			224,0	227,4	0,4
						225	225	225					225,0	228,6	
						236	236	236					236,0	239,8	
						250	250	250	250	250	250		250,0	254,0	
						265	265	265					265,0	269,0	
						280	280	280	280	280			280,0	284,5	
						300	300	300	300	300			300,0	304,8	
						315	315	315	315	315	315		315,0	320,0	
						335	335	335					335,0	340,0	
						355	355	355	355	355	355	355	355,0	360,7	0,5
						375	375	375					375,0	380,7	
						400	400	400	400	400	400	400	400,0	406,4	
						425	425	425					425,0	431,4	
						450	450	450	450	450	450		450,0	457,2	
						475	475	475					475,0	482,2	
						500	500	500	500	500	500	500	500,0	508,0	0,6
						560	560	560	560	560	560	560	560,0	569,0	
						630	630	630	630	630	630	630	630,0	640,1	
						710	710	710	710	710	710	710	710,0	721,4	
						800	800	800	800	800	800	800	800,0	812,8	0,8
						900	900	900	900	900	900	900	900,0	914,4	
						1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000,0	1016,0	
									1120	1120	1120	1120	1120,0	1137,9	
									1250	1250	1250	1250	1250,0	1270,0	
									1400	1400	1400	1400	1400,0	1422,4	1,0
									1600	1600	1600	1600	1600,0	1625,6	
									1800	1800	1800	1800	1800,0	1828,8	
									2000	2000	2000	2000	2000,0	2032,0	1,2
Tolerancia admisible del diámetro de referencia entre los canales [mm]			0,3			0,4			0,6			—			

## ANEXO M

### LONGITUD DE REFERENCIA DE CORREAS TRAPECIALES



Perfil SPZ			Perfil SPA				Perfil SPB	Perfil SPC
Desarrollo de referencia ISO (mm) $L_d$			Desarrollo de referencia ISO (mm) $L_d$				Desarrollo de referencia ISO (mm) $L_d$	Desarrollo de referencia ISO (mm) $L_d$
487	1037	1637	732	1382	2120	3350	1250	2000
512	1047	1662	757	1400	2132	3382	1320	2120
562	1060	1687	782	1407	2182	3550	1400	2240
587	1077	1700	800	1432	2207	3750	1500	2360
612	1087	1737	807	1457	2232	4000	1600	2500
630	1112	1762	832	1482	2240	4250	1700	2650
637	1120	1787	850	1500	2282	4500	1800	2800
662	1137	1800	857	1507	2300		1900	3000
670	1162	1812	882	1532	2307		2000	3150
687	1180	1837	900	1557	2332		2120	3350
710	1187	1862	907	1582	2360		2240	3550
722	1202	1887	932	1600	2382		2360	3750
737	1212	1900	950	1607	2432		2500	4000
750	1237	1937	957	1632	2482		2650	4250
762	1250	1987	982	1657	2500		2800	4500
772	1262	2000	1000	1682	2532		3000	4750
787	1287	2037	1007	1700	2582		3150	5000
800	1312	2120	1032	1707	2607		3250	5300
812	1320	2137	1060	1732	2632		3350	5600
825	1337	2187	1082	1757	2650		3550	6000
837	1347	2240	1107	1782	2682		3750	6300
850	1362	2287	1120	1800	2732		4000	6700
862	1387	2360	1132	1807	2782		4250	7100
875	1400	2500	1157	1832	2800		4500	7500
887	1412	2650	1180	1857	2832		4750	8000
900	1437	2800	1207	1882	2847		5000	8500
912	1462	3000	1232	1900	2882		5300	9000
925	1487	3150	1250	1907	2932		5600	9500
937	1500	3350	1257	1932	2982		6000	10000
950	1512	3550	1272	1957	3000		6300	10600
962	1537		1282	1982	3032		6700	11200
987	1562		1307	2000	3082		7100	12500
1000	1587		1320	2032	3150		7500	
1012	1600		1332	2057	3182		8000	
1024	1612		1357	2082	3282			

# ANEXO N

## POTENCIA NOMINAL (KW) POR BANDA PARA CORREAS DE PERFIL SPA

Poleas v (m/s)	n <sub>k</sub> (min <sup>-1</sup> )	Diámetro de referencia de la polea pequeña d <sub>a</sub> (mm)															Incremento por multiplicación (kW) por correa para			
		90	100	112	118	125	132	140	150	160	180	200	224	250	280	315	1.01 hasta 1.05	1.06 hasta 1.26	1.27 > 1.57 hasta 1.57	
700	700	1.17	1.55	1.99	2.21	2.47	2.72	3.01	3.37	3.73	4.44	5.14	5.97	6.85	7.86	9.01	0.02	0.15	0.21	0.26
	950	1.49	1.98	2.57	2.86	3.20	3.53	3.91	4.39	4.86	5.78	6.70	7.78	8.92	10.21	11.68	0.03	0.20	0.29	0.36
	1450	2.04	2.76	3.62	4.04	4.53	5.02	5.57	6.25	6.92	8.24	9.52	11.02	12.58	14.30	16.18	0.05	0.31	0.44	0.54
	2850	3.14	4.40	5.88	6.60	7.43	8.23	9.13	10.21	11.25	13.21	14.97	16.81	18.43	19.78	20.57	0.09	0.61	0.87	1.07
	100	0.23	0.30	0.37	0.40	0.45	0.49	0.54	0.60	0.65	0.77	0.89	1.03	1.18	1.35	1.55	0.00	0.02	0.03	0.04
	200	0.42	0.54	0.68	0.75	0.83	0.91	1.00	1.11	1.22	1.45	1.67	1.94	2.22	2.55	2.92	0.01	0.04	0.06	0.07
	300	0.59	0.76	0.96	1.07	1.18	1.30	1.43	1.60	1.76	2.09	2.41	2.80	3.21	3.68	4.23	0.01	0.06	0.09	0.11
	400	0.75	0.97	1.24	1.37	1.52	1.67	1.85	2.06	2.28	2.70	3.12	3.63	4.16	4.78	5.49	0.01	0.09	0.12	0.15
	500	0.90	1.17	1.50	1.66	1.85	2.03	2.25	2.51	2.77	3.30	3.81	4.43	5.09	5.84	6.70	0.02	0.11	0.15	0.19
	600	1.04	1.36	1.75	1.94	2.16	2.38	2.63	2.95	3.26	3.87	4.48	5.21	5.98	6.86	7.88	0.02	0.13	0.18	0.22
700	1.17	1.55	1.99	2.21	2.47	2.72	3.01	3.37	3.73	4.44	5.14	5.97	6.85	7.86	9.01	0.02	0.15	0.21	0.26	
800	1.30	1.72	2.23	2.47	2.76	3.05	3.38	3.78	4.19	4.99	5.77	6.71	7.70	8.82	10.11	0.03	0.17	0.24	0.30	
900	1.43	1.90	2.45	2.73	3.05	3.37	3.74	4.19	4.64	5.52	6.39	7.43	8.52	9.76	11.17	0.03	0.19	0.27	0.34	
1000	1.55	2.06	2.68	2.98	3.34	3.69	4.09	4.58	5.07	6.04	7.00	8.12	9.32	10.66	12.18	0.03	0.22	0.31	0.37	
5	1100	1.66	2.23	2.90	3.23	3.61	4.00	4.43	4.97	5.50	6.55	7.59	8.80	10.09	11.53	13.15	0.04	0.24	0.34	0.41
	1200	1.77	2.38	3.11	3.47	3.88	4.30	4.76	5.34	5.92	7.05	8.16	9.46	10.84	12.37	14.08	0.04	0.26	0.37	0.45
	1300	1.88	2.54	3.31	3.70	4.15	4.59	5.09	5.71	6.33	7.54	8.72	10.10	11.55	13.17	14.96	0.04	0.28	0.40	0.49
	1400	1.99	2.69	3.52	3.93	4.40	4.87	5.41	6.07	6.72	8.01	9.26	10.72	12.25	13.93	15.79	0.05	0.30	0.43	0.52
	1500	2.09	2.83	3.71	4.15	4.65	5.15	5.72	6.42	7.11	8.47	9.79	11.32	12.91	14.66	16.56	0.05	0.32	0.46	0.56
	1600	2.19	2.97	3.91	4.37	4.90	5.43	6.02	6.76	7.49	8.91	10.29	11.89	13.54	15.34	17.29	0.05	0.34	0.49	0.60
	1700	2.28	3.11	4.09	4.58	5.14	5.69	6.32	7.09	7.86	9.34	10.78	12.44	14.14	15.99	17.95	0.06	0.37	0.52	0.64
	1800	2.37	3.24	4.27	4.78	5.37	5.95	6.61	7.42	8.21	9.76	11.25	12.97	14.71	16.59	18.56	0.06	0.39	0.55	0.67
	1900	2.46	3.37	4.45	4.98	5.60	6.20	6.89	7.73	8.56	10.17	11.71	13.47	15.25	17.14	19.10	0.06	0.41	0.58	0.71
	2000	2.54	3.50	4.62	5.18	5.82	6.45	7.16	8.03	8.89	10.55	12.14	13.94	15.75	17.65	19.57	0.07	0.43	0.61	0.75
10	2100	2.62	3.62	4.79	5.37	6.03	6.69	7.42	8.33	9.22	10.93	12.56	14.39	16.22	18.11	19.98	0.07	0.45	0.64	0.79
	2200	2.70	3.74	4.95	5.55	6.24	6.92	7.68	8.61	9.53	11.29	12.95	14.81	16.65	18.52	20.32	0.07	0.47	0.67	0.82
	2300	2.78	3.85	5.11	5.73	6.44	7.14	7.93	8.89	9.83	11.63	13.32	15.20	17.04	18.87	20.58	0.08	0.50	0.70	0.86
	2400	2.85	3.96	5.26	5.90	6.63	7.36	8.17	9.15	10.12	11.95	13.67	15.57	17.39	19.17	20.77	0.08	0.52	0.73	0.90
	2500	2.92	4.07	5.41	6.07	6.82	7.56	8.39	9.41	10.39	12.26	14.00	15.90	17.70	19.41	20.87	0.08	0.54	0.76	0.94
	2600	2.99	4.17	5.55	6.23	7.00	7.76	8.62	9.65	10.65	12.56	14.31	16.20	17.96	19.60	20.90	0.09	0.56	0.79	0.97
	2700	3.05	4.27	5.69	6.38	7.18	7.96	8.83	9.88	10.90	12.83	14.59	16.47	18.19	19.72	20.83	0.09	0.58	0.82	1.01
	2800	3.11	4.36	5.82	6.53	7.34	8.14	9.03	10.11	11.14	13.09	14.85	16.70	18.36	19.78	20.68	0.09	0.60	0.86	1.05
	2900	3.16	4.45	5.94	6.67	7.50	8.32	9.22	10.32	11.36	13.32	15.08	16.90	18.49	19.77	20.44	0.10	0.62	0.89	1.09
	3000	3.22	4.53	6.06	6.81	7.66	8.49	9.41	10.51	11.57	13.54	15.29	17.07	18.57	19.70		0.10	0.65	0.92	1.12
15	3100	3.26	4.61	6.18	6.94	7.80	8.64	9.58	10.70	11.77	13.74	15.47	17.20	18.60			0.10	0.67	0.95	1.16
	3200	3.31	4.69	6.29	7.06	7.94	8.80	9.74	10.87	11.95	13.92	15.62	17.29	18.58			0.11	0.69	0.98	1.20
	3300	3.35	4.76	6.39	7.18	8.07	8.94	9.89	11.03	12.11	14.07	15.75	17.34	18.51			0.11	0.71	1.01	1.24
	3400	3.39	4.83	6.49	7.29	8.19	9.07	10.03	11.18	12.26	14.21	15.84	17.35	18.38			0.11	0.73	1.04	1.27
	3500	3.43	4.89	6.58	7.39	8.31	9.19	10.17	11.32	12.40	14.32	15.91	17.33	18.20			0.12	0.75	1.07	1.31
	3600	3.46	4.95	6.66	7.48	8.41	9.31	10.28	11.44	12.52	14.42	15.95	17.26				0.12	0.77	1.10	1.35
	3700	3.49	5.01	6.74	7.57	8.51	9.41	10.39	11.55	12.62	14.48	15.95	17.15				0.12	0.80	1.13	1.39
	3800	3.51	5.06	6.81	7.65	8.60	9.50	10.49	11.64	12.70	14.53	15.93	16.99				0.13	0.82	1.16	1.42
	3900	3.53	5.10	6.88	7.73	8.68	9.59	10.57	11.72	12.77	14.55	15.87	16.79				0.13	0.84	1.19	1.46
	4000	3.55	5.14	6.94	7.79	8.75	9.66	10.65	11.79	12.82	14.55	15.78	16.54				0.13	0.86	1.22	1.50
20	4100	3.57	5.17	6.99	7.85	8.81	9.73	10.71	11.84	12.85	14.52	15.66					0.14	0.88	1.25	1.54
	4200	3.58	5.20	7.04	7.90	8.87	9.78	10.76	11.87	12.87	14.47	15.50					0.14	0.90	1.28	1.57
	4300	3.58	5.23	7.08	7.95	8.91	9.82	10.79	11.89	12.86	14.39	15.30					0.14	0.93	1.31	1.61
	4400	3.58	5.25	7.11	7.98	8.95	9.85	10.81	11.90	12.84	14.28	15.07					0.15	0.95	1.34	1.65
	4500	3.58	5.26	7.13	8.01	8.97	9.87	10.82	11.88	12.80	14.15	14.80					0.15	0.97	1.37	1.69
	4600	3.58	5.27	7.15	8.03	8.99	9.88	10.82	11.86	12.73	13.99						0.15	0.99	1.41	1.72
	4700	3.57	5.27	7.16	8.04	8.99	9.88	10.80	11.81	12.65	13.80						0.16	1.01	1.44	1.76
	4800	3.55	5.27	7.16	8.04	8.99	9.86	10.77	11.75	12.55	13.58						0.16	1.03	1.47	1.80
	4900	3.53	5.26	7.16	8.03	8.97	9.84	10.72	11.67	12.43	13.33						0.16	1.05	1.50	1.84
	5000	3.51	5.25	7.15	8.01	8.95	9.80	10.66	11.57	12.28	13.05						0.17	1.08	1.53	1.87
25	5100	3.48	5.23	7.13	7.99	8.91	9.74	10.58	11.45	12.11							0.17	1.10	1.56	1.91
	5200	3.45	5.21	7.10	7.95	8.86	9.68	10.49	11.32	11.92							0.17	1.12	1.59	1.95
	5300	3.42	5.18	7.06	7.91	8.80	9.60	10.39	11.17	11.71							0.18	1.14	1.62	1.99
	5400	3.38	5.14	7.02	7.85	8.73	9.51	10.27	11.00	11.48							0.18	1.16	1.65	2.02
	5500	3.33	5.10	6.96	7.79	8.65	9.41	10.13	10.81	11.22							0.18	1.18	1.68	2.06
	5600	3.28	5.05	6.90	7.71	8.56	9.29	9.97	10.60								0.19	1.21	1.71	2.10
	5700	3.23	4.99	6.83	7.63	8.45	9.16	9.80	10.37								0.19	1.23	1.74	2.13
	5800	3.17	4.93	6.75	7.54	8.34	9.01	9.62	10.12								0.19	1.25	1.77	2.17
	5900	3.11	4.86	6.66	7.43	8.21	8.85	9.42	9.84								0.20	1.27	1.80	2.21
	6000	3.04	4.79	6.57	7.32	8.07	8.68	9.20	9.55								0.20	1.29	1.83	2.25
30	6100	2.96	4.70	6.46	7.19	7.92	8.49	8.96									0.20	1.31	1.86	2.28
	6200	2.89	4.62	6.34	7.04	7.75	8.29	8.70									0.			

## ANEXO O

### FACTOR DE ÁNGULO DE CONTACTO $C_1$

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	$C_1$
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98
0,50	150°	0,98
0,55	147°	0,98
0,60	144°	0,98
0,65	141°	0,97
0,70	139°	0,97
0,75	136°	0,97
0,80	133°	0,96
0,85	130°	0,96
0,90	126°	0,96
0,95	123°	0,95
1,00	119°	0,94
1,05	115°	0,94
1,10	112°	0,93
1,15	109°	0,93
1,20	106°	0,92
1,25	103°	0,91
1,30	100°	0,91
1,35	96°	0,90
1,40	92°	0,88
1,45	88°	0,87
1,50	84°	0,86
1,55	80°	0,84
1,60	77°	0,83

## ANEXO P

### FACTOR DE DESARROLLO C<sub>3</sub>

Perfil SPZ, XPZ		Perfil SPA, XPA		Perfil SPB, XPB		Perfil SPC, XPC	
Desarrollo de referencia (mm)	c <sub>3</sub>	Desarrollo de referencia (mm)	c <sub>3</sub>	Desarrollo de referencia (mm)	c <sub>3</sub>	Desarrollo de referencia (mm)	c <sub>3</sub>
630	0,83	800	0,81	1250	0,83	2000	0,85
670	0,84	850	0,82	1320	0,84	2120	0,86
710	0,85	900	0,83	1400	0,85	2240	0,86
750	0,86	950	0,84	1500	0,86	2360	0,87
800	0,87	1000	0,85	1600	0,87	2500	0,88
850	0,88	1060	0,86	1700	0,88	2650	0,89
900	0,89	1120	0,86	1800	0,89	2800	0,90
950	0,90	1180	0,87	1900	0,90	3000	0,91
1000	0,91	1250	0,88	2000	0,91	3150	0,91
1060	0,92	1320	0,89	2120	0,92	3350	0,92
1120	0,93	1400	0,90	2240	0,93	3550	0,93
1180	0,94	1500	0,91	2360	0,93	3750	0,94
1250	0,95	1600	0,92	2500	0,94	4000	0,95
1320	0,96	1700	0,93	2650	0,95	4250	0,96
1400	0,98	1800	0,94	2800	0,96	4500	0,97
1500	0,99	1900	0,95	3000	0,97	4750	0,98
1600	1,00	2000	0,96	3150	0,98	5000	0,98
1700	1,01	2120	0,97	3350	0,99	5300	0,99
1800	1,02	2240	0,98	3550	1,00	5600	1,00
1900	1,03	2360	0,99	3750	1,01	6000	1,01
2000	1,04	2500	1,00	4000	1,02	6300	1,02
2120	1,05	2650	1,01	4250	1,03	6700	1,03
2240	1,06	2800	1,02	4500	1,04	7100	1,04
2360	1,07	3000	1,03	4700	1,04	7500	1,04
2500	1,08	3150	1,04	5000	1,05	8000	1,05
2650	1,09	3350	1,05	5300	1,06	8500	1,06
2800	1,10	3550	1,06	5600	1,07	9000	1,07
3000	1,11	3750	1,07	6000	1,08	9500	1,08
3150	1,12	4000	1,08	6300	1,09	10000	1,09
3350	1,13	4250	1,09	6700	1,10	10600	1,09
3550	1,15	4500	1,10	7100	1,11	11200	1,10
3750	1,16	4750	1,11	7500	1,12	11800	1,11
4000	1,17	5000	1,12	8000	1,13	12500	1,12
4250	1,18	5300	1,13	8500	1,14	13200	1,13
4500	1,19	5600	1,14	9000	1,15	14000	1,14
		6000	1,15	9500	1,16	15000	1,15
				10000	1,17		



## ANEXO Q

### ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE MOTORES ELÉCTRICOS

Potencia		Carcaza IEC	RPM	Corriente nominal en 220V A	Corriente a rotor bloqueado Ip / In	Par Nominal Cn (NM)	Par a rotor bloqueado Cp / Cn	Momento máximo Cmax. Cn	220 V						Factor de servicio F.S.	Momento de Inercia J kgm <sup>2</sup>	Tiempo max. con rotor bloqueado en caliente / frío (s)	Peso aprox. (kg)
									Rendimiento η%			Factor de Potencia Cos φ						
kW	HP	% de la potencia nominal																
		50	75	100	50	75	100											
<b>VIII Polos - 900 rpm</b>																		
0,12	0,16	71	805	1,16	2,5	1,4	2	2,2	40,7	45,2	50,2	0,39	0,48	0,54	1,15	0,00079	66/145	10,6
0,12	0,16	80	850	1,14	3,5	1,32	2,8	2,9	40,7	45,2	50,2	0,4	0,5	0,55	1,15	0,00242	25/55	13,5
0,18	0,25	80	865	1,93	3,2	2,03	3	3,1	35	42	47	0,41	0,47	0,52	1,15	0,00242	20/44	13,4
0,25	0,33	80	860	2,34	3,5	2,7	2,9	2,9	39	46,5	52	0,43	0,49	0,54	1,15	0,00294	16/35	14,6
0,37	0,5	90S	850	2,51	3,8	4,13	2	2,1	52	58,5	62,3	0,42	0,53	0,62	1,15	0,00504	22/48	19,3
0,37	0,5	90L	850	2,51	3,8	4,13	2	2,1	52	58,5	62,3	0,42	0,53	0,62	1,15	0,00504	22/48	20
0,55	0,75	90L	830	3,39	3,6	6,35	1,9	2	58	63	64,5	0,45	0,56	0,66	1,15	0,0056	20/44	21
0,75	1	90L	820	4,26	3,6	8,57	1,7	1,9	64	66,5	68	0,45	0,6	0,68	1,15	0,00672	15/33	22,6
0,75	1	100L	865	4,99	4,8	8,12	2,2	2,6	56	63	68	0,4	0,51	0,58	1,15	0,01121	19/42	28,1
1,1	1,5	100L	860	6,25	4,2	12,25	1,9	2,4	66	73	74,5	0,42	0,53	0,62	1,15	0,01289	24/53	30,3
1,1	1,5	112M	860	5,87	5,2	12,25	2,3	2,6	70	73	74,5	0,46	0,58	0,66	1,15	0,01682	25/55	37,2
1,5	2	112M	855	7,55	5	16,43	2,4	2,6	75	78	79	0,45	0,57	0,66	1,15	0,01869	34/75	39,1
1,5	2	132S	865	7,11	6,5	16,24	2,5	2,7	70	75	78	0,51	0,63	0,71	1,15	0,05018	15/33	52
2,2	3	132S	860	9,75	6	24,5	2,1	2,6	77	79,5	80	0,53	0,66	0,74	1,15	0,06022	25/55	55
3	4	132M	865	13,4	7,3	32,48	2,5	3	77	80	81,3	0,53	0,65	0,72	1,15	0,08531	19/42	67,3
3,7	5	132M/L	865	16	7,3	40,6	2,3	3	79	82	83	0,53	0,65	0,73	1,15	0,09535	18/40	81,1
3,7	5	160M	880	16,4	5,3	39,91	2	2,6	80	83,7	84,5	0,5	0,61	0,7	1,15	0,12209	33/73	110,5
4,5	6	160M	875	19,4	5,2	48,16	2,1	2,5	81	83,5	84,5	0,52	0,64	0,72	1,15	0,12209	40/88	97,7
5,5	7,5	160M	875	23,6	5,2	60,21	2,2	2,6	82,5	85	86	0,5	0,63	0,71	1,15	0,14364	38/84	109,6
7,5	10	160L	875	31,2	5,3	80,27	2,2	2,5	84	86,6	87,5	0,52	0,64	0,72	1,15	0,16518	26/57	126,8
7,5	10	180M	880	27,4	8,5	79,82	2,5	2,8	86	87	87,5	0,65	0,76	0,82	1,15	0,20685	15/33	153,2
9,2	12,5	180M	875	33,5	7,6	100,34	2,4	2,7	86	87,3	88	0,65	0,75	0,82	1,15	0,19306	10/22	153,6
11	15	180L	875	39,3	7,9	120,41	2,4	2,7	86,5	87,5	88,5	0,65	0,76	0,83	1,15	0,21374	8/18	160,7
15	20	180L	870	53	7,6	161,47	2,4	2,7	86,5	88	89,5	0,69	0,79	0,83	1,15	0,26201	7/15	181
11	15	200L	885	43,5	5	119,05	2	2,2	88,1	88,5	88,5	0,57	0,69	0,75	1,15	0,34083	26/57	215
15	20	200L	885	61,7	5	158,73	2,1	2,2	85,4	87,5	88,6	0,53	0,64	0,72	1,15	0,35876	26/57	205
18,5	25	200L	880	73,7	4,8	199,54	2	2	86,5	88,2	89	0,56	0,68	0,74	1,15	0,41258	21/46	228
18,5	25	225S/M	885	65,2	7,5	198,42	2	2,8	88	89	89,7	0,7	0,79	0,83	1,00	0,84722	20/44	340,8
22	30	225S/M	880	76,4	8	239,45	2,2	2,8	89	90,4	91	0,68	0,78	0,83	1,00	0,84722	21/46	343,1
30	40	225S/M	880	104	7,7	319,27	2,1	2,7	89,2	90,5	91,5	0,67	0,77	0,83	1,00	0,98842	17/37	366,4
22	30	250S/M	880	76,4	8	239,45	2,2	2,8	89	90,4	91	0,68	0,78	0,83	1,00	0,84722	21/46	367,5
30	40	250S/M	880	104	7,7	319,27	2,1	2,7	89,2	90,5	91,5	0,67	0,77	0,83	1,00	0,98842	17/37	365
37	50	250S/M	880	128	8,6	399,09	2,4	3	89,5	90,3	91,1	0,65	0,76	0,83	1,00	1,22377	11/24	428
45	60	250S/M	880	157	8	478,91	2,3	2,9	90,3	91	91,5	0,67	0,77	0,82	1,00	1,36497	12/26	439,7

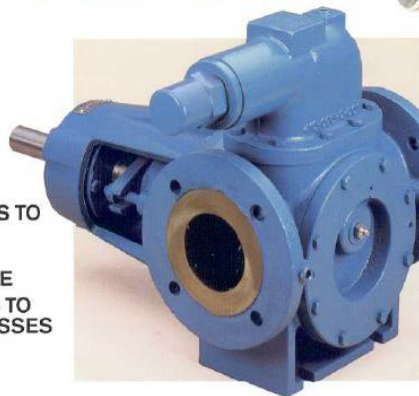
Fuente: WEG, Catálogo de Motores de Baja Tensión. Pág. 14.

## ANEXO R

# ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL EQUIPO DE BOMBEO DE LOS SISTEMAS DE RECEPCIÓN Y DESPACHO

## ST SERIES CAST IRON AND CAST STEEL

- MODULAR CONCEPT
- BACK PULLOUT DRIVE MODULE
- API 676 PRODUCT
- MULTIPLE SEAL OPTIONS
- HIGH STRENGTH DUCTILE IRON GEARS
- OVERSIZED SHAFT DESIGN
- HEAVY CASTING CROSS SECTIONS
- PUMP HOUSING SECURELY FASTENS TO BASEPLATE
- 150 AND 300# FLANGES AVAILABLE
- LARGE PORT SIZES TO MINIMIZE INLET LOSSES



### STANDARD MATERIALS OF CONSTRUCTION

MATERIAL	HOUSING	COVER	BRACKET	B. CARRIER	IDLER	ROTOR	SHAFT+PIN	IDLER BUSH.	MAIN BUSH.	VALVE
CAST IRON	CAST IRON	CAST IRON	CAST IRON	CAST IRON	DUCTILE IRON	DUCTILE IRON	STEEL	BRONZE	GRAPHITED BRONZE	CAST IRON
STEEL HOUSED	CAST STEEL	CAST STEEL	CAST STEEL	CAST IRON	DUCTILE IRON	DUCTILE IRON	STEEL	BRONZE	GRAPHITED BRONZE	CAST STEEL

### DESIGN SPECIFICATIONS

MODEL NUMBER	PORT SIZE	NOMINAL CAPACITY AT MAXIMUM RPM		MAX. DIFFERENTIAL PRESSURE		HYDROSTATIC TEST PRESSURE	
		IN/MM	GPM/LPM	MAX. RPM	PSI/BAR	PSI/BAR	PSI/BAR
CAST IRON & CAST STEEL	1.00	9	1800	200	300		
	25	34		14	21		
	40	57		14	21		
STI/STC 009	1.50	15	1800	200	300		
	40	57		14	21		
STI/STC 015	1.50	30	1800	200	300		
	40	114		14	21		
STI/STC 030	2.00	50	1800	200	300		
	50	189		14	21		
STI/STC A50	2.50	80	1500	200	300		
	85	303		14	21		
STI A80	3.00	80	1500	200	300		
	80	303		14	21		
STC B80	3.00	135	1200	200	300		
	80	511		14	21		
STI/STC 135	4.00	225	950	200	300		
	100	852		14	21		
STI/STC 225	6.00	275	750	150	300		
	150	1041		10	21		
STI/STC 275	6.00	350	750	150	300		
	150	1325		10	21		
STI/STC 350	6.00	550	500	150	300		
	150	2082		10	21		

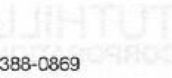
- Ports are suitable for use with 150# ANSI rated companion flanges, or ISO 2084-NP16 rated flanges. Larger 300# ANSI flanges available.
- Pumps can be specially fitted to handle temperatures from -60° F (-51° C) to 650° F (343° C). Consult factory for recommendations.
- Extra clearance is generally required for viscous liquids. Refer to individual performance curves for further recommendations, or consult your local representative.
- For suction pressures greater than 50 PSIG (3.3 bar)—consult factory for recommendations.
- Alternate bushing materials are available to suit individual applications.



**TUTHILL**  
CORPORATION

**Tuthill Pump**  
Division

12500 South Pulaski Road  
Alsip, Illinois USA 60803  
Tel 708 389-2500 Fax 708 388-0869  
E-mail: tutpump@tuthill.com



## ST Series Pumps Materials of Construction

Part Name	Material	Standard	Comments	Availability		
				STI	STC	STS
Housing, Cover	cast iron (CI)	ASTM A48		S		
	Tutrided CI	ASTM A48	surface hardened	O		
	carbon steel (CS)	ASTM A216, grade WCB		O1	S	
	Tutrided CS	ASTM A216, grade WCB	surface hardened	O1	O	
	stainless steel (SS)	ASTM A743, grade CF8M	cast version of 316 SS			S
Bracket, Valve Body	cast iron (CI)	ASTM A48		S		
	carbon steel (CS)	ASTM A216, grade WCB			S	
	stainless steel (SS)	ASTM A743, grade CF8M	cast version of 316 SS			S
Blind Cover	cast iron (CI)	ASTM A48		S1		
	carbon steel (CS)	ASTM A36		S2	S2	
	carbon steel (CS)	ASTM A216, grade WCB			S1	
	stainless steel (SS)	ASTM A276, grade 316				S2
	stainless steel (SS)	ASTM A743, grade CF8M	cast version of 316 SS			S1
Rotor Head, Idler Gear	ductile iron (DI)	ASTM A536, grade 80-55-06		S	S	
	Tutrided DI	ASTM A536, grade 80-55-06	surface hardened	O	O	
	stainless steel (SS)	ASTM A743, grade CF10SMnN	"Waukesha 88"			S3
	stainless steel (SS)	ASTM A494, grade CY5SnBIM	"Nitronic 60"			S4
Rotor Shaft	carbon steel (CS)	AISI 1045		S	S	
	hardened steel	AISI 1045	induction hardened	O	O	
	stainless steel (SS)	ASTM A276, grade 316		O	O	S
	hard-coated SS	ASTM A276, grade 316	chrome oxide coated	O	O	O
	high strength SS	ASTM A564, grade 630	"Armco" 17-4PH	O	O	O
Idler Pin	hardened steel	AISI 1117	surface hardened	S	S	
	stainless steel (SS)	ASTM A276, grade 316		O	O	S
	tungsten carbide	grade C2		O	O	O
Bushings	bronze	SAE CA932		S	S	
	standard carbon	carbon graphite resin		O	O	S
	high-temp carbon	carbon graphite		O	O	O
	tungsten carbide	grade C2		O	O	O
Gaskets	standard	fiber with nitrile binder	"Garlock" Style 3000	S	S	
	high-temp	graphite/316 SS	"Garlock" Style 3125TC/SS	O	O	S
Bearing Carrier	cast iron (CI)	ASTM A48	no contact with pumpage	S	S	S
Cover Jacket	ductile iron (DI)	ASTM A536, grade 80-55-06	no contact with pumpage	O	O	O
Jacketed Bracket	cast iron (CI)	ASTM A48		O		

**Availability Codes**

S = Standard material for this pump series.

S1 = Standard material for STA50 and larger.

S2 = Standard material for ST030 and smaller.

S3 = Standard material for STA03 and STA06 only.

S4 = Standard material for ST009 and larger.

O = Optional material for this pump series.

O1 = Material for optional flanged housings for ST009 thru ST030 only.

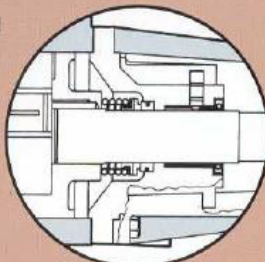
# ST SERIES MODULAR CONCEPT

The modular design allows for the economical adaptation of special features that are commonly required for the wide range of applications encountered. The following lists a few of the most common features.

These three benefits of the modular design concept make field conversions a practical option. Tuthill also offers abrasion resistant materials to help extend pump life in aggressive environments and high temperature materials for operation at higher temperatures.

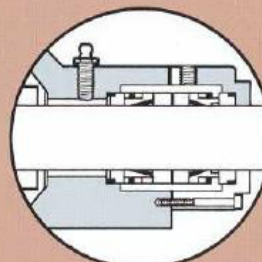
## MECHANICAL SEALS

Tuthill ST pumps can be outfitted with a traditional single mechanical seal as shown in fig. 1. Minor adjustments to the bracket module allow for a double seal or tandem seal as shown in fig. 2 and 3 respectively. The design also allows for a variety of specialized cartridge seal arrangements. In addition to this, Tuthill can also make provisions for API flush plans normally associated with various mechanical seal applications.



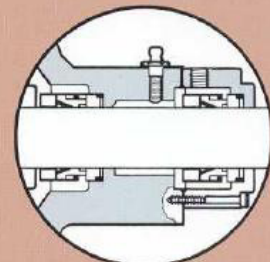
SINGLE CONFIGURATION

Figure 1



DOUBLE CONFIGURATION

Figure 2

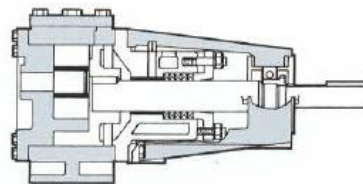


TANDEM CONFIGURATION

Figure 3

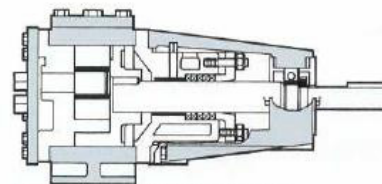
## HEATING JACKETS

Tuthill can provide jacket modules to convert standard production pumps to those that can accept a heating (or cooling) fluid. The jackets create a separate fluid chamber for the introduction of heat generally required to thin the liquid being pumped or prevent it from solidifying. Packed and mechanical seal versions available.



BRACKET

Figure 1

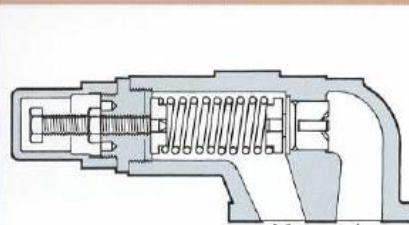


FRONT COVER AND BRACKET

Figure 2

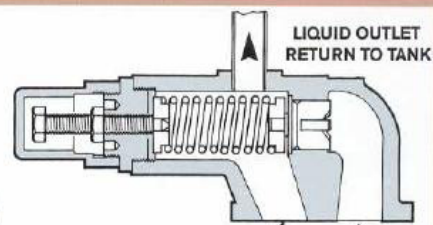
## RELIEF VALVES

Tuthill can provide standard safety relief valves that are designed to bypass liquid flow in the event of a blockage on the pump discharge side. An internal bypass valve, as shown in fig. 1, is commonly used with a return to tank valve offered as an optional feature (fig. 2).



OUTLET INLET

Figure 1



LIQUID OUTLET  
RETURN TO TANK

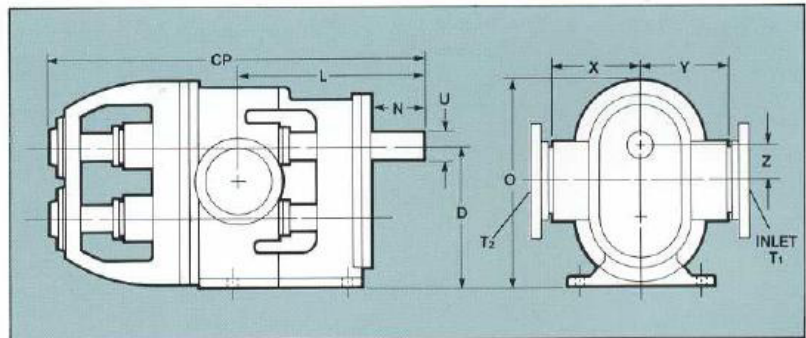
PORT CLOSED LIQUID INLET

Figure 2

## ANEXO S

### ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DEL EQUIPO DE BOMBEO DEL SISTEMA DE TRASVASE

**SIDE  
PORTS**



#### MODEL 600

MODEL	PORT SIZE		PER 100 REV. GAL. LTR.	MAX. DIFF. PRESSURE▲		MAX. RPM PUMPING ELEMENT▲	CP	D	L	N	O	U	X	Y	Z	WEIGHT	
	T1 IN. MM	T2 IN. MM		PSI	BAR		IN. MM	IN. MM	IN. MM	IN. MM	IN. MM	IN. MM	IN. MM	IN. MM	IN. MM	IN. MM	LBS.
600	8 152	6 152	148.0 560	450 31.0	450	36 <sup>5</sup> / <sub>16</sub> 929	13 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> 349	18 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 471	5 <sup>7</sup> / <sub>8</sub> 138	20 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> 514	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 64	9 229	9 229	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> 89	900	408	

▲CAUTION: THE FLUID BEING PUMPED MUST ALWAYS BE SPECIFIED. APPLICATIONS ABOVE 200 PSI/13.8 BAR, 350°F/177°C, OR 200 RPM MUST BE REVIEWED BY TUTHILL TO INSURE PROPER PUMP SELECTION.

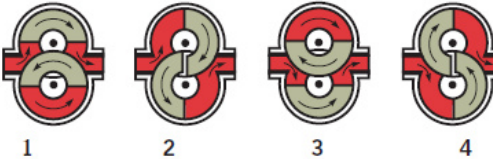
# PUMP PERFORMANCE DATA

500 SSU/108 CENTIPOISE																	
SIZE	RPM	0/0				50/34				100/6.9				150/10.3			
		PSI/BAR	GPM	LPM	HP	KW	GPM	LPM	HP	KW	GPM	LPM	HP	KW	GPM	LPM	HP
30A	45	2.5	9	5	.37	1.9	7	.5	.37	1.4	5	.5	.37	.9	3	.5	.37
	100	5.6	21	.5	.37	5	19	.5	.37	4.5	17	.75	.55	4	15	.75	.55
	155	8.8	33	.5	.37	8	30	.75	.55	7.5	28	1	.75	7	26	1	.75
	230	12.8	48	.5	.37	12.2	46	.75	.55	11.7	44	1.5	1.1	11.2	42	1.5	1.1
	350	19.5	74	.75	.55	18.5	70	1.5	1.1	17.9	68	2	1.5	16.8	64	2	1.5
2A-70A	45	6	23	1.5	1.1	5	19	1.5	1.1	4	15	1.5	1.1	3	11	1.5	1.1
	100	15	57	1.5	1.1	14	53	1.5	1.1	13	49	2	1.5	12	45	3	2.2
	155	23	87	1.5	1.1	22	83	2	1.5	21	79	3	2.2	20	76	5	3.7
	230	34	129	1.5	1.1	33	125	3	2.2	32	121	5	3.7	31	117	7.5	5.5
	350	52	197	2	1.5	51	193	5	3.7	50	189	7.5	5.5	49	185	10	7.5
3A-120A	45	13	49	1.5	1.1	11	42	1.5	1.1	9	34	1.5	1.1	7	26	2	1.5
	100	30	114	1.5	1.1	28	108	2	1.5	26	98	3	2.2	24	91	5	3.7
	155	46	174	1.5	1.1	44	167	3	2.2	42	159	5	3.7	40	151	7	5.5
	230	69	261	2	1.5	67	254	5	3.7	65	246	7.5	5.5	63	238	10	7.5
	350	105	397	3	2.2	103	390	7	5.5	101	382	15	11	99	375	15	11
330	45	31	117	3	2.2	27	102	3	2.2	24	91	5	3.7	21	79	5	3.7
	100	70	265	3	2.2	66	250	5	3.7	63	238	7	5.5	60	227	7	5.5
	155	108	409	3	2.2	105	397	7	5.5	102	386	15	11	99	375	20	15
	230	161	609	5	3.7	157	594	10	7.5	154	583	20	15	151	572	25	18.5
	350	246	931	7.5	5.5	242	916	15	11	238	901	25	18.5	234	886	30	22
600	45	86	250	5	3.7	81	231	5	3.7	56	212	7.5	5.5	51	193	10	7.5
	100	147	556	5	3.7	142	537	7	5.5	137	519	15	11	132	500	20	15
	155	228	863	5	3.7	223	844	15	11	218	825	25	18.5	213	806	30	22
	230	339	1283	10	7.5	334	1284	20	15	329	1245	30	22	324	1226	40	30
	350	516	1953	15	11	511	1934	30	22	—	—	—	—	—	—	—	—

INDUSTRIAL DUTY

NO METAL-TO-METAL CONTACT  
IN THE COMPLETELY ISOLATED FLUID CHAMBER

STANDARD MATERIALS  
OF CONSTRUCTION

		Industrial	Standard
 <p>1</p>	Housing	Ductile Iron	Ductile Iron
		316 Stainless Steel	316 Stainless Steel
		Housing Bearing	DU*
<p>2. Top impeller completes suction cycle. Lower impeller starting to discharge.</p>	Faceplate	Ductile Iron	Ductile Iron
		316 Stainless Steel	316 Stainless Steel
<p>3. Top impeller is transferring liquid from suction to discharge. Lower impeller has started the suction cycle and is finishing the discharge cycle.</p>	Faceplate Bearing	Outboard Ball Bearing	Ductile Iron
			Carbon
<p>4. Top impeller starting discharge cycle. Lower impeller finishing suction cycle.</p>	Impellers	Ductile Iron	Ductile Iron
		316 Stainless Steel	316 Stainless Steel
<p>Shafts</p>		Hardened 1141 Carbon Steel	Hardened 1141 Carbon Steel
		316 Stainless Steel	316 Stainless Steel
<p>Gearcase</p>		Gray Iron	Gray Iron

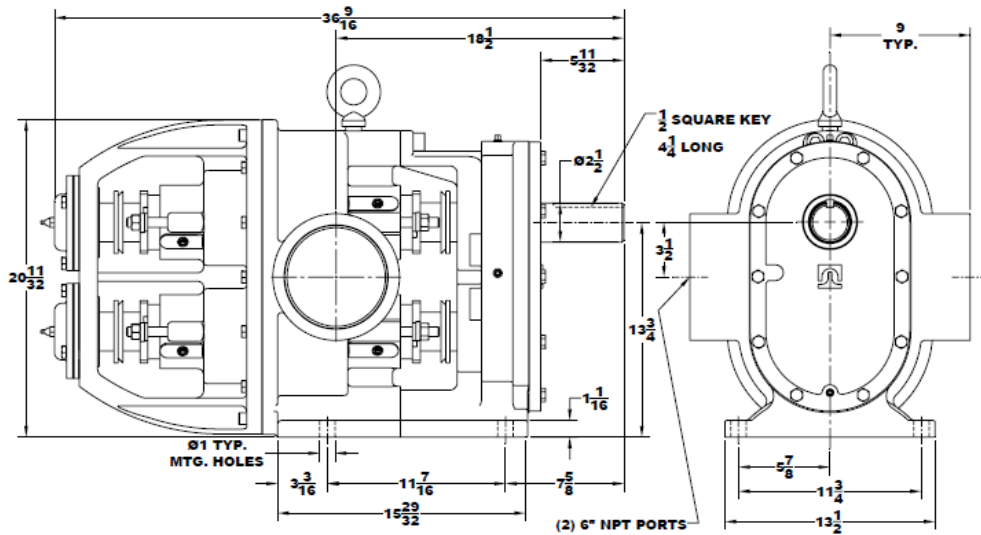
\*BRONZE IN MODEL 330



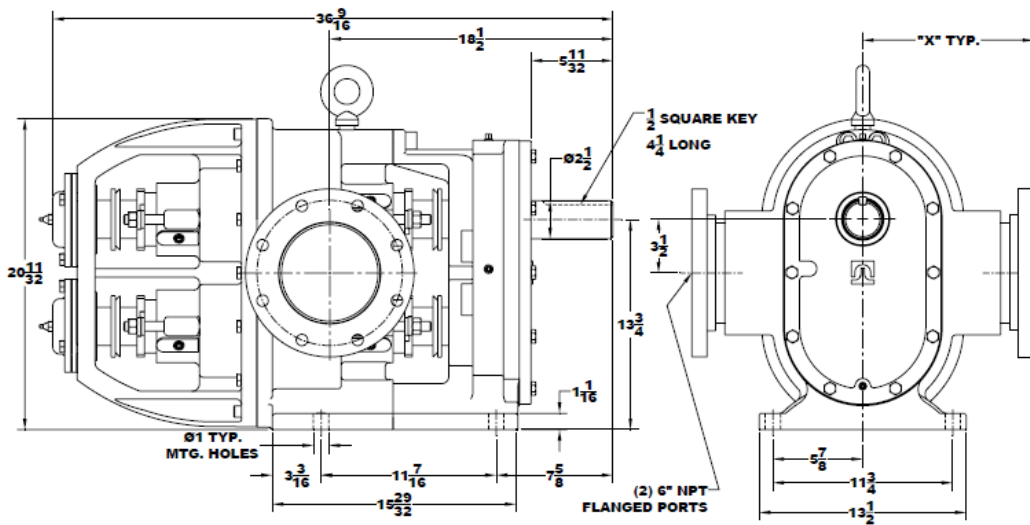
**TUTHILL  
Pump Group**

12500 South Pulaski Road  
Alsip, Illinois USA 60803  
Tel 708 389-2500 Fax 708 388-0869  
email: tuthillpump@tuthill.com  
www.tuthill.com

## 600 Pump Mounting Dimensions



## 600 Pump Mounting Dimensions with Flanged Ports



Flanged Port Dimensions ("X" & "Y" Dimensions)

Size	Iron		Stainless Steel		
	ANSI 125# F.F.	ANSI 250# R.F.	ANSI 150# F.F.	ANSI 150# R.F.	ANSI 300# R.F.
"X"	11 5/32" ± 1/2"	11 5/32" ± 1/2"	11 5/32" ± 1/2"	11 5/32" ± 1/2"	11 21/32" ± 1/2"

## ANEXO T

### ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE TUBERÍAS DE ACERO ASTM A 53 (CÉDULA 40)

DIAMETRO NOMINAL NPS	DIAMETRO EXTERIOR (Pulg.)	ESPELOR DE PARED (Pulg.)	PESO TUBO 6 M.		LARGO DEL TUBO (M)	PRESION DE PRUEBA (psi)
			Negro (kg)	Galvanizado (Kg)		
1/4"	0.540	0.088	3.793	4.137	6.00	700
3/8"	0.675	0.091	5.067	5.512	6.00	700
1/2"	0.840	0.109	7.597	8.155	6.00	700
3/4"	1.050	0.113	10.096	10.810	6.00	700
1"	1.315	0.133	14.990	15.891	6.00	700
1 1/4"	1.660	0.140	20.290	21.450	6.00	1200
1 1/2"	1.900	0.145	24.264	25.603	6.00	1200
2"	2.375	0.154	32.613	34.307	6.00	2300
2 1/2"	2.875	0.203	51.719	53.757	6.00	2500
3"	3.500	0.216	67.636	70.141	6.00	2220
4"	4.500	0.237	96.355	99.587	6.00	1900
6"	6.625	0.280	169.399	174.239	6.00	1520



## ANEXO U

# ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE FILTROS DE SUCCIÓN

The Fig. 285 Line Strainer Series are Y-type strainers used in pipelines to filter debris from flowing into and damaging equipment such as a pump or a meter. The strainer basket is removable for cleaning and/or replacement. Basket access is from the bottom.



I.D. Number	A	B	C	D	Length	Height	Weight
<i>6 Mesh</i>							
285—0100 AS	1.5"	Cl	A	N	10"	7.38"	10 lbs
285—0200 AS	2"	Cl	A	N	10"	7.31"	14.25 lbs
285—0400 AS	3"	Cl	A	N	12.38"	9.63"	27 lbs
285—2900 AS	1.5"	Cl	TF	N	10"	7.38"	10 lbs
285—3000 AS	2"	Cl	TF	N	10"	7.31"	14.25 lbs
285—3200 AS	3"	Cl	TF	N	12.38"	9.63"	27 lbs
<i>8 Mesh</i>							
285—7000 AS	4"	Cl	A	N	15.75"	12.31"	42.0 lbs
<i>10 Mesh</i>							
285—0500 AS	1.5"	Cl	A	N	10"	7.38"	10 lbs
285—0600 AS	2"	Cl	A	N	10"	7.31"	14.25 lbs
285—0800 AS	3"	Cl	A	N	12.38"	9.63"	27 lbs
285—3300 AS	1.5"	Cl	TF	N	10"	7.38"	10 lbs
285—3400 AS	2"	Cl	TF	N	10"	7.31"	14.25 lbs
285—3600 AS	3"	Cl	TF	N	12.38"	9.63"	27 lbs
<i>14 Mesh</i>							
285—7200 AS	4"	Cl	A	N	15.75"	12.31"	42.0 lbs
<i>20 Mesh</i>							
285—0900 AS	1.5"	Cl	A	N	10"	7.38"	10 lbs
285—1000 AS	2"	Cl	A	N	10"	7.31"	14.25 lbs
285—1200 AS	3"	Cl	A	N	12.38"	9.63"	27 lbs
285—3700 AS	1.5"	Cl	TF	N	10"	7.38"	10 lbs
285—3800 AS	2"	Cl	TF	N	10"	7.31"	14.25 lbs
285—4000 AS	3"	Cl	TF	N	12.38"	9.63"	27 lbs

### CHART KEY:

A—Size: 1.5", 2", 3" or 4"  
 B—Body and Cap Material: Cast Iron (Cl)  
 C—Gasket: Armstrong (A) Teflon (TF)  
 D—Flanged: Yes (Y); No (N)  
**Length**—Dimension Across Strainer  
**Height**—Dimension From Base to Top  
**Weight**—Shipping Weight

Operating Pressure is 50 PSI; Yoke is malleable iron; Strainer is stainless steel.

I.D. Number	A	B	C	D	Diameter	Height	Weight
<i>40 Mesh</i>							
285—1300 AS	1.5"	Cl	A	N	10"	7.38"	10 lbs
285—1400 AS	2"	Cl	A	N	10"	7.31"	14.25 lbs
285—1600 AS	3"	Cl	A	N	12.38"	9.63"	27 lbs
285—4100 AS	1.5"	Cl	TF	N	10"	7.38"	10 lbs
285—4200 AS	2"	Cl	TF	N	10"	7.31"	14.25 lbs
285—4400 AS	3"	Cl	TF	N	12.38"	9.63"	27 lbs
<i>60 Mesh</i>							
285—1700 AS	1.5"	Cl	A	N	10"	7.38"	10 lbs
285—1800 AS	2"	Cl	A	N	10"	7.31"	14.25 lbs
285—2000 AS	3"	Cl	A	N	12.38"	9.63"	27 lbs
285—4500 AS	1.5"	Cl	TF	N	10"	7.38"	10 lbs
285—4600 AS	2"	Cl	TF	N	10"	7.31"	14.25 lbs
285—4800 AS	3"	Cl	TF	N	12.38"	9.63"	27 lbs
<i>80 Mesh</i>							
285—2100 AS	1.5"	Cl	A	N	10"	7.38"	10 lbs
285—2200 AS	2"	Cl	A	N	10"	7.31"	14.25 lbs
285—2400 AS	3"	Cl	A	N	12.38"	9.63"	27 lbs
285—4900 AS	1.5"	Cl	TF	N	10"	7.38"	10 lbs
285—5000 AS	2"	Cl	TF	N	10"	7.31"	14.25 lbs
285—5200 AS	3"	Cl	TF	N	12.38"	9.63"	27 lbs
<i>100 Mesh</i>							
285—2500 AS	1.5"	Cl	A	N	10"	7.38"	10 lbs
285—2600 AS	2"	Cl	A	N	10"	7.31"	14.25 lbs
285—2800 AS	3"	Cl	A	N	12.38"	9.63"	27 lbs
285—5300 AS	1.5"	Cl	TF	N	10"	7.38"	10 lbs
285—5400 AS	2"	Cl	TF	N	10"	7.31"	14.25 lbs
285—5600 AS	3"	Cl	TF	N	12.38"	9.63"	27 lbs
285—7700 AS	4"	Cl	A	N	15.75"	12.31"	42 lbs
<i>No Screen</i>							
285—6500 AS	1.5"	Cl	A	N	10"	7.38"	9.75 lbs
285—6600 AS	2"	Cl	A	N	10"	7.31"	14 lbs
285—6800 AS	3"	Cl	A	N	12.38"	9.63"	25.25 lbs
285—7800 AS	4"	Cl	A	N	15.75"	12.31"	40.25 lbs

**Morrison Bros. Co.**  
 Established 1855

P.O. Box 238 • Dubuque, Iowa 52004-0238  
 563.583.5701 (tel) • 800.553.4840 • 563.583.5028 (fax)  
 www.morbros.com



The Fig. 286 Line Strainer Series are Y-type strainers used in pipelines to filter debris from flowing into and damaging equipment such as a pump or a meter. The strainer basket is removable for cleaning and/or replacement. Basket access is from the top.

I.D. Number	A	B	C	D	E	F	Length	Height	Weight
<i>6 Mesh</i>									
286--0100 AS	2"	CI	A	N	N		9.125	11.19	17 lbs
286--0300 AS	3"	CI	L	N	N		12	14.19	38 lbs
286FDI2200 AS	3"	DI	TF	Y	N	4	14.25	16.63	45 lbs
286FDI2300 AS	4"	DI	TF	Y	N	8	20.31	19.75	93 lbs
<i>10 Mesh</i>									
286--0400 AS	2"	CI	A	N	N		9.125	11.19	17 lbs
286--0600 AS	3"	CI	L	N	N		12	14.19	38 lbs
286FDI2500 AS	3"	DI	TF	Y	N	4	14.25	16.63	45 lbs
286FDI2600 AS	4"	DI	TF	Y	N	8	20.31	19.75	93 lbs
<i>14 Mesh</i>									
286U-0100 AS	2"	CI	B	N	Y		9.125	11.19	17.25 lbs
<i>20 Mesh</i>									
286--0700 AS	2"	CI	A	N	N		9.125	11.19	17 lbs
286--0900 AS	3"	CI	L	N	N		12	14.19	38 lbs
286FDI2800 AS	3"	DI	TF	Y	N	4	14.25	16.63	45 lbs
286FDI2900 AS	4"	DI	TF	Y	N	8	20.31	19.75	93 lbs
<i>24 Mesh</i>									
286U-0200 AS	2"	CI	B	N	Y		9.125	11.19	17.25 lbs
<i>40 Mesh</i>									
286--1000 AS	2"	CI	A	N	N		9.125	11.19	17 lbs
286--1200 AS	3"	CI	L	N	N		12	14.19	38 lbs
286FDI3100 AS	3"	DI	TF	Y	N	4	14.25	16.63	45 lbs
286FDI3200 AS	4"	DI	TF	Y	N	8	20.31	19.75	93 lbs
<i>60 Mesh</i>									
286--1300 AS	2"	CI	A	N	N		9.125	11.19	17 lbs
286--1500 AS	3"	CI	L	N	N		12	14.19	38 lbs
286FDI3400 AS	3"	DI	TF	Y	N	4	14.25	16.63	45 lbs
286FDI3500 AS	4"	DI	TF	Y	N	8	20.31	19.75	93 lbs
<i>80 Mesh</i>									
286--1600 AS	2"	CI	A	N	N		9.125	11.19	17 lbs
286--1800 AS	3"	CI	L	N	N		12	14.19	38 lbs
286FDI3700 AS	3"	DI	TF	Y	N	4	14.25	16.63	45 lbs
286FDI3800 AS	4"	DI	TF	Y	N	8	20.31	19.75	93 lbs
<i>100 Mesh</i>									
286--1900 AS	2"	CI	A	N	N		9.125	11.19	17 lbs
286--2100 AS	3"	CI	L	N	N		12	14.19	38 lbs
286FDI4000 AS	3"	DI	TF	Y	N	4	14.25	16.63	45 lbs
286FDI4100 AS	4"	DI	TF	Y	N	8	20.31	19.75	93 lbs
<i>No Screen</i>									
286--8300 AS	2"	CI	A	N	N		9.125	11.19	17 lbs
286--8500 AS	3"	CI	L	N	N		12	14.19	37.25 lbs



Fig. 286

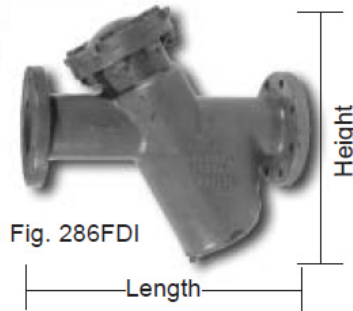


Fig. 286FDI

**CHART KEY:**

- A—Size: 2", 3" or 4"
- B—Body and Cap Material: Cast Iron (CI); Ductile Iron (DI)
- C—Gasket: Armstrong (A) Teflon (TF), Lydall (L), Buna (B)
- D—Flanged: Yes (Y); No (N)
- E—UL Listed: Yes (Y); No (N)
- F—Number of Bolt Holes
- Length—Dimension Across Strainer Face to Face
- Height—Dimension From Base to Top
- Weight—Shipping Weight

Operating Pressure is 50 PSI, except the 4" 286FDI which is 125.

Yoke is malleable iron; Strainer is stainless steel.

The Armstrong Gasket is a synthetic cork/rubber composite.

Flange gaskets, nuts, bolts and washers available.



P.O. Box 238 • Dubuque, Iowa 52004-0238  
 563.583.5701 (tel) • 800.553.4840 • 563.583.5028 (fax)  
 www.morbros.com

## **ANEXO V**

### **PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO**

Este programa de mantenimiento ha sido elaborado teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

**Registro de equipos.-** Es el primer paso dentro de la elaboración del programa de mantenimiento preventivo. Sirve para inventariar y recopilar información de todos los equipos que van a ser instalados e identificar su ubicación física, según una ruta que coincida con el recorrido del aceite por las diferentes instalaciones y unidades de proceso.

Una vez inventariados los equipos, se procede a agruparlos por secciones, codificarlos y clasificarlos. En este caso hay tres secciones: Recepción, trasvase y despacho de aceite reciclado.

Cada equipo de bombeo es codificado mediante un código alfanumérico y para clasificarlos se debe tener en cuenta el nivel de criticidad del equipo:

**Criticidad 1:** Equipo absolutamente necesario para garantizar la continuidad de operación de la planta. Si deja de operar en la planta ocasionaría graves perjuicios al servicio.

**Criticidad 2:** Necesario para la operación de la planta, pero puede ser parcial o totalmente reemplazado.

**Criticidad 3:** No esencial para los procesos de la planta, fácilmente reemplazable.

Con la información recopilada de cada equipo, se elabora una ficha con formato denominada "Registro de equipo", que sirve para identificar al equipo y contiene los datos o características técnicas más importantes, entre ellos: Código del equipo, sección, fecha de adquisición e instalación, capacidad, fabricante, modelo, número de serie, partes principales, criticidad, etc. La cantidad de estas fichas dependerá del número de equipos existentes en la planta de tratamiento de aceite.

REGISTRO DEL EQUIPO						
Nombre de la empresa:	NOMBRE DEL EQUIPO			Sección:		
Código del Equipo:				Inventario N°:		
				Tipo:		
Marca:	Serie N°:	Modelo:	Críticidad:			
Proceso de adquisición			Indicaciones			
Fecha:	Adquisición:	Capacidad:	Alt. Man.			
	Instalación:	Fabricante:	Distribuidor			
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS						
	Tensión (Voltios)			Caudal	Velocidad	Diámetro
	110	220	440	G.P.M.	R.P.M.	Impulsor
Amperaje (Amp.)						
OTROS						
	Eje	Rodamientos		Diámetro de Succión:		
Diámetro:		Anterior:		Diámetro de Descarga:		
Longitud:		Posterior:		Peso:		

**FIGURA 12. FICHA DE REGISTRO PARA EQUIPOS DE BOMBEO**

**Descripción de actividades de mantenimiento.-** Es una ficha que contiene el conjunto de actividades que se deben realizar en cada equipo con la

finalidad de resolver o disminuir los problemas más frecuentes que provocan la paralización intempestiva de uno o más equipos de bombeo.

Estas actividades se obtienen del manual del fabricante, de la experiencia de los trabajadores, etc. y tienen una duración anual, según se vaya comprobando su grado de eficiencia y aplicabilidad.

En la siguiente figura se muestra el formato de una ficha de descripción de actividades para el mantenimiento en el área de recepción de aceite.

<b>DESCRIPCIÓN DE ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO</b>			
Nombre de la Empresa: _____			
Sección: _____		Realizado por: _____	
Número de actividad	Actividad	Frecuencia de trabajo	Materiales y repuestos

**FIGURA 13. FICHA DE DESCRIPCIÓN DE ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO**

En la primera columna de la ficha se colocan números en forma correlativa a cada actividad. En la siguiente columna se describen las actividades de

mantenimiento, seguidas de la frecuencia de trabajo y de los materiales o repuestos indispensables para ejecutar dicha actividad.

La frecuencia de trabajo describe la periodicidad con que se debe realizar dichas actividades. Para esto se adopta la siguiente simbología para poder representar los periodos de intervención:

**H:** Actividad que se realiza cada hora

**D:** Diariamente

**S:** Semanalmente

**Q:** Quincenalmente

**M:** Mensualmente

**2M:** Cada 2 meses

**3M:** Cada 3 meses

**6M:** Cada 6 meses

**A:** Anualmente

**3A:** Cada 3 años

Una vez estructurada la descripción de las actividades se elabora un plan estratégico.

**Plan estratégico.-** Sirve específicamente para atender las actividades que se deben realizar para el mantenimiento de frecuencia diaria durante un mes.

En la siguiente figura se muestra un ejemplo del contenido de un plan estratégico.

<b>PLAN ESTRATÉGICO DE MANTENIMIENTO</b>																		
Nombre de la Empresa:																		
Sección:										Realizado por:								
Mes:										Año:								
Número de actividad	O: Programado							X: Ejecutado										
	Día del Mes																	
	1	2	3	4	5	6	7						25	26	27	28	29	30
1																		
2																		

**FIGURA 14. FICHA DE PLAN ESTRATÉGICO DE MANTENIMIENTO**

En la primera columna de la ficha se ubica el número de actividad que se va a realizar y en las siguientes columnas los días del mes.

Para esta ficha se ha tomado en cuenta la siguiente simbología: El símbolo “O” representa la actividad programada y “X” se introduce una vez cumplida la ejecución de la actividad.



Si el plan estratégico contempla realizar actividades diferentes de la inspección de los equipos, como desmontaje, cambio de piezas, etc. Se debe elaborar fichas de trabajo.

**Fichas de trabajo.-** Para cumplir con las actividades del programa de mantenimiento se debe elaborar fichas de trabajo que contemplen órdenes, materiales y repuestos, para finalmente reportar y hacer un historial de los equipos. Esto servirá para retroalimentar el programa de mantenimiento. Entre los principales tipos de fichas, están las siguientes:

**Orden de trabajo.-** Depende del plan estratégico en el que se especifican los cambios, reparaciones o emergencias que serán atendidos por el equipo. Esta orden será solicitada por el jefe de turno y aprobada por el encargado de mantenimiento. Debe tenerse en cuenta que ningún trabajo podrá iniciarse sin la respectiva orden y sin que las condiciones requeridas para dicha labor hayan sido verificadas personalmente por el encargado de mantenimiento. Para esto se debe tener en cuenta la siguiente jerarquía:

**Emergencia:** Son aquellos trabajos concernientes a la seguridad de la planta, averías que significan grandes pérdidas de dinero o que pueden ocasionar graves daños a otras unidades. Estos trabajos pueden durar horas extras, deben iniciarse de forma inmediata y ser ejecutados de forma continua hasta su completa finalización.

**Urgente:** Son trabajos en los que debe intervenir lo antes posible, en el plazo de 24 a 48 horas después de solicitada la orden. Este tipo de trabajos sigue el procedimiento normal de programación. No requiere sobre tiempos, salvo que ello sea solicitado explícitamente por la dependencia correspondiente.

**Normal:** Son trabajos rutinarios cuya iniciación es tres días después de solicitada la orden de trabajo, pero puede iniciarse antes, siempre que exista la disponibilidad de recursos. Sigue un procedimiento normal de programación.

**Permanente:** Son trabajos que pueden esperar un buen tiempo, sin dar lugar a convertirse en críticos. Su límite de iniciación es dos semanas después de haberse solicitado la orden de trabajo. Sigue la programación normal y puede ser atendido en forma cronológica de acuerdo con lo programado.

En la siguiente figura se presenta un formato de la ficha “Orden de trabajo”, donde se debe anotar el código del equipo, la sección de trabajo, el número de actividad que se debe realizar, el nivel de prioridad (emergencia, urgente, etc.), la fecha, la mano de obra, los materiales, etc.

Nombre de la empresa:				Orden de trabajo N°				Fecha:	
Número de actividad:		Solicitado por:		Aprobado por:			Turno:		
Código del equipo:				Especificación del trabajo a realizar				Equipo	
Sección:									
Prioridad	Emergencia				Naturaleza de la inspección			Previsión	
	Urgente:					Eléctrica			
	Normal:					Mecánica		Inicio	
	Permanente:					Auxiliar		Termino	
Mano de Obra					Materiales y repuestos utilizados				
Trabajo realizado por:		Tiempo	Salario	Costo:	Descripción:	Cant.	Unid.	Costo	
								Unit.	Tot.
Costo de mano de obra:					Costo de materiales:		Costo total:		
Relatorio					Observaciones				
Jefe de Mantenimiento					Responsable del trabajo				

**FIGURA 15. FICHA DE ORDEN DE TRABAJO**

**Solicitud de repuestos y materiales.-** Es una ficha que sirve para proveer materiales y repuestos al personal de mantenimiento. Asimismo servirá para llevar un control adecuado de estos. Va acompañada de la orden de trabajo.

En la siguiente figura se muestra un formato de la ficha de “Solicitud de repuestos y materiales”, donde se debe anotar el número de solicitud, la

fecha, el turno, el código del equipo, la sección y la descripción de los repuestos o materiales que se requiere.

<b>SOLICITUD DE MATERIALES Y REPUESTOS</b>				
Nombre de la empresa: _____				
Solicitud N°: _____		Código del equipo: _____		
Fecha: _____		Sección: _____		
Turno: _____				
Ítem	Descripción	Unid	Cant.	Firma
OBSERVACIÓN: _____				

**FIGURA 16. FICHA DE SOLICITUD DE MATERIALES Y REPUESTOS**

**Reporte semanal de mantenimiento.-** Sirve para registrar los servicios efectuados durante la semana y llevar un mejor control de los trabajos de prevención y de los costos de los materiales empleados.

En la siguiente figura se presenta el formato de la ficha de “Reporte semanal de mantenimiento”, donde se debe registrar la fecha, el código del equipo, el número de orden, el trabajo que se realizó, los materiales y los costos.



HISTORIAL DEL EQUIPO				
Nombre de la empresa: .....				
Equipo: .....		Código del equipo: .....		
Fecha	Orden de trabajo N°	Descripción de servicios y reposiciones realizadas	Materiales utilizados	Responsable

**FIGURA 18. FICHA DE HISTORIAL DEL EQUIPO**

**Manual de mantenimiento.-** Proporciona la información técnica de los proveedores y fabricantes, donde se indica el procedimiento correcto y los pasos que se deben seguir para realizar un adecuado mantenimiento de los equipos de bombeo.

Cuando los proveedores no pueden proporcionar estos elementos, es necesario consultar a técnicos expertos en el área para elaborar este manual.

**Manual para eliminar averías.-** Sirve para dar orientación al personal de mantenimiento referente a la detección y corrección de averías.

En la siguiente figura se presenta un típico manual para eliminar averías de una bomba de desplazamiento positivo.



**FIGURA 19. MANUAL PARA ELIMINAR AVERÍAS**

**Control de repuestos y materiales.-** Es importante llevar un control de inventario de repuestos y materiales, pues el no hacerlo afectaría los programas de trabajo de mantenimiento. Esta actividad sirve para conocer lo siguiente:

- Que se debe tener en stock
- Cuando hacer un pedido de repuestos
- Como codificarlos para uso

Con la elaboración de la ficha de repuestos y materiales se consigue un registro de los artículos que se encuentran almacenados en la bodega de repuestos. Asimismo, servirá para tener un almacén seguro y eficaz de materiales, repuestos, etc.

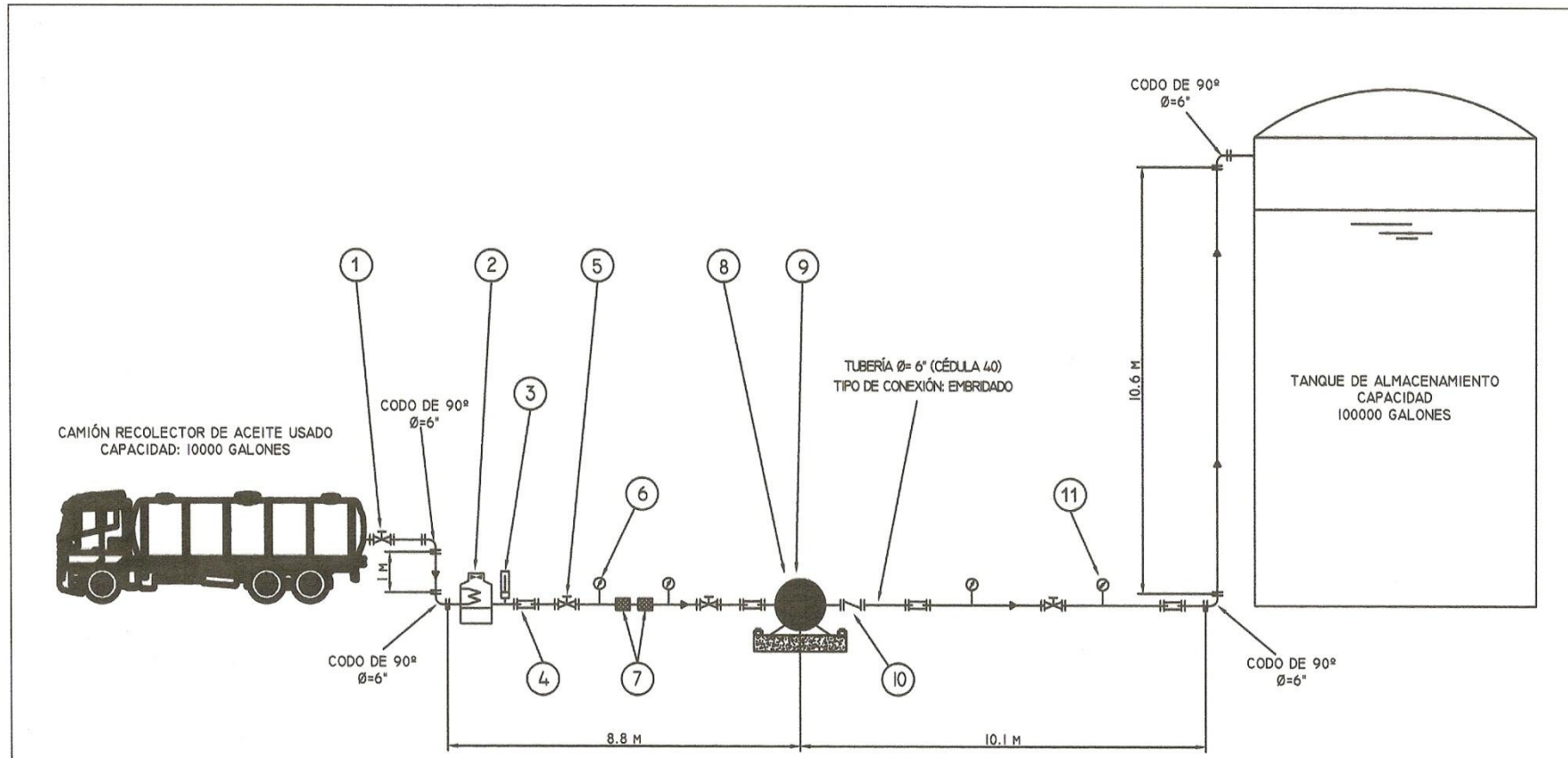
En la siguiente figura se presenta un formato de la ficha “Repuestos por máquina”, donde se debe registrar el código del repuesto o material con su respectiva descripción y la cantidad o stock disponible en la bodega.

<b>REPUESTOS POR MÁQUINA</b>			
Código Máquina: .....		Máquina: .....	
Código Repuesto (material)	Repuesto (material)	Cantidad mínima Stock	Cantidad en Stock

**FIGURA 20. FICHA DE REPUESTOS POR MÁQUINA**

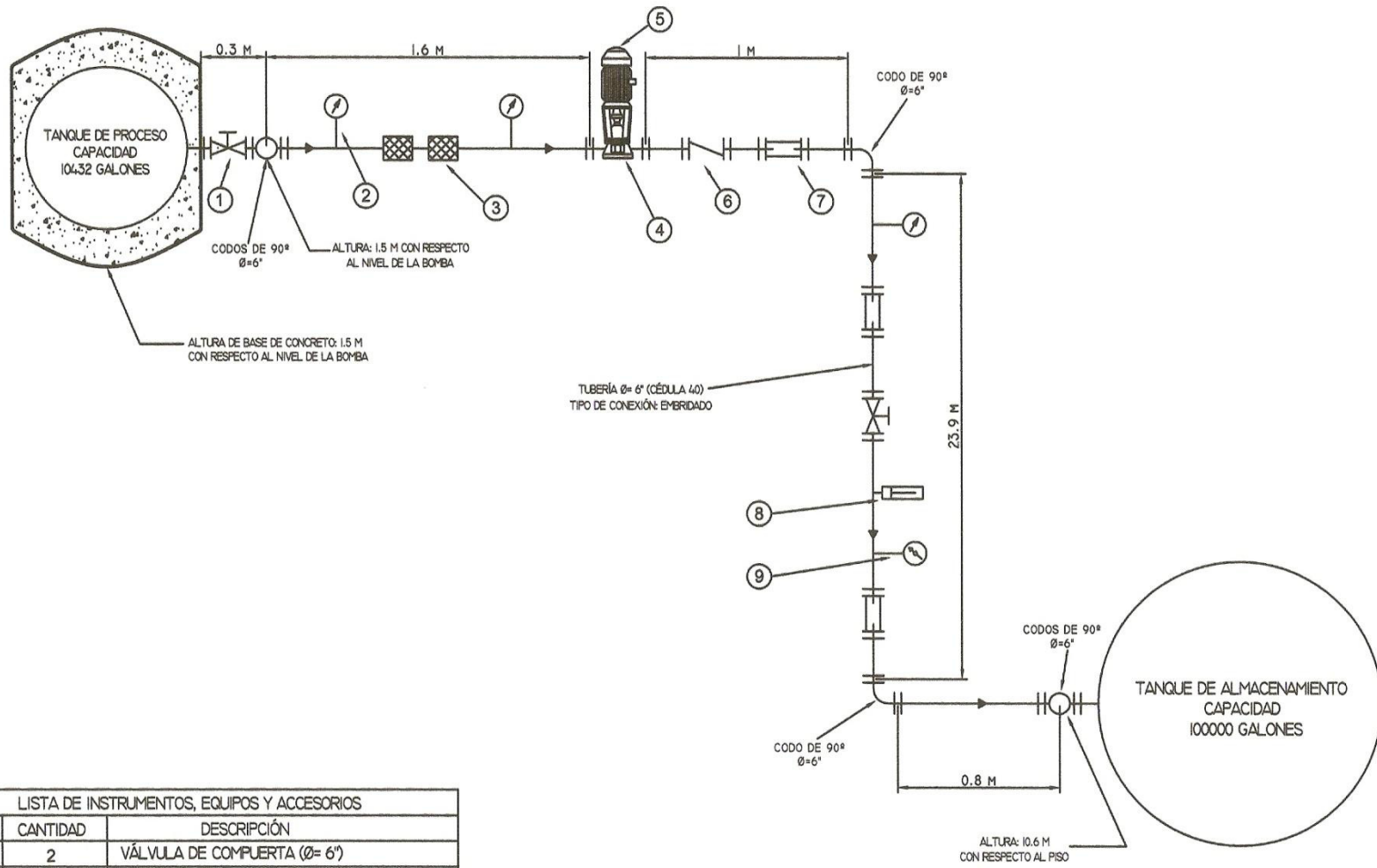


# PLANOS



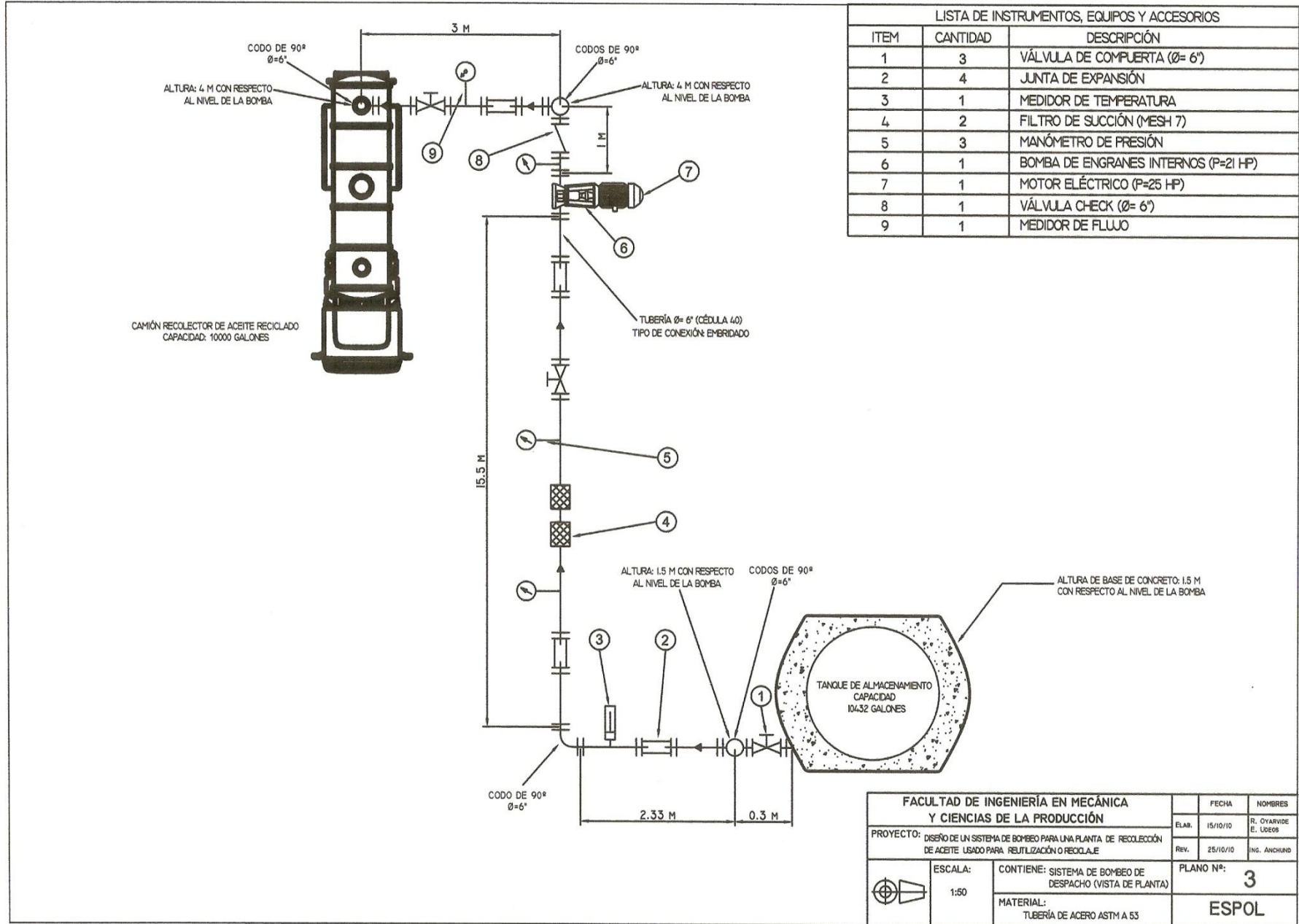
LISTA DE INSTRUMENTOS, EQUIPOS Y ACCESORIOS		
ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
1	1	VÁLVULA DE DESCARGA DEL CAMIÓN TANQUERO
2	1	INTERCAMBIADOR DE CALOR
3	1	MEDIDOR DE TEMPERATURA
4	4	JUNTA DE EXPANSIÓN
5	3	VÁLVULA DE COMPUERTA (Ø= 6")
6	3	MANÓMETRO DE PRESIÓN
7	2	FILTRO DE SUCCIÓN (MESH 7)
8	1	BOMBA DE ENGRANES INTERNOS (P=24 HP)
9	1	MOTOR ELÉCTRICO (P=30 HP)
10	1	VÁLVULA CHECK (Ø= 6")
11	1	MEDIDOR DE FLUJO

FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		FECHA	NOMBRES
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE BOMBEO PARA UNA PLANTA DE RECOLECCIÓN DE ACEITE USADO PARA REUTILIZACIÓN O RECICLAJE		ELAB.	15/10/10 R. OYARVIDE E. USIGES
		REV.	25/10/10 ING. ANCHUND
 ESCALA: 1:100	CONTIENE: SISTEMA DE BOMBEO DE RECEPCIÓN	PLANO N°: 1	
	MATERIAL: TUBERÍA DE ACERO ASTM A 53	ESPOL	



LISTA DE INSTRUMENTOS, EQUIPOS Y ACCESORIOS		
ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
1	2	VÁLVULA DE COMPUERTA (Ø= 6")
2	3	MANÓMETRO DE PRESIÓN
3	2	FILTRO DE SUCCIÓN (MESH 7)
4	1	BOMBA DE PISTON CIRCUNFERENCIAL (P=20 HP)
5	1	MOTOR ELÉCTRICO (P=25 HP)
6	1	VÁLVULA CHECK (Ø= 6")
7	3	JUNTA DE EXPANSIÓN
8	1	MEDIDOR DE TEMPERATURA
9	1	MEDIDOR DE FLUJO

FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		FECHA	NOMBRES
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE BOMBEO PARA UNA PLANTA DE RECOLECCIÓN DE ACEITE USADO PARA REUTILIZACIÓN O RECICLAJE		ELAB. 15/10/10	R. OYARVIDE E. UDEGS
		REV. 25/10/10	ING. ANGLAND
 ESCALA: 1:20	CONTIENE: SISTEMA DE BOMBEO DE TRASFASE (VISTA DE PLANTA)	PLANO N°: 2	
	MATERIAL: TUBERÍA DE ACERO ASTM A 53	ESPOL	



LISTA DE INSTRUMENTOS, EQUIPOS Y ACCESORIOS		
ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
1	3	VÁLVULA DE COMPUERTA (Ø= 6")
2	4	JUNTA DE EXPANSIÓN
3	1	MEDIDOR DE TEMPERATURA
4	2	FILTRO DE SUCCIÓN (MESH 7)
5	3	MANÓMETRO DE PRESIÓN
6	1	BOMBA DE ENGRANES INTERNOS (P=21 HP)
7	1	MOTOR ELÉCTRICO (P=25 HP)
8	1	VÁLVULA CHECK (Ø= 6")
9	1	MEDIDOR DE FLUJO

FACULTAD DE INGENIERÍA EN MECÁNICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCIÓN		FECHA	NOMBRES
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE BOMBEO PARA UNA PLANTA DE RECOLECCIÓN DE ACEITE USADO PARA REUTILIZACIÓN O RECICLAJE		ELAB.	15/10/10 R. OYARVIDE E. UDEG
		REV.	25/10/10 ING. ANCHARD
ESCALA: 1:50	CONTIENE: SISTEMA DE BOMBEO DE DESPACHO (VISTA DE PLANTA)	PLANO Nº:	3
	MATERIAL: TUBERÍA DE ACERO ASTM A 53		ESPOL

## **BIBLIOGRAFÍA Y DIRECCIONES WEBS RECOMENDADAS**

1. BUILES SANTIAGO, Recuperación o Reciclado de Aceites Usados de Motor.
2. KARASSIK IGOR J. – KRUTZSCH WILLIAM C., Manual de Bombas: Diseño, Aplicación, Especificaciones, Operación Y Mantenimiento, Editorial CECSA.
3. KENNETH J. Y EL CUERPO DE REDACTORES DE CHEMICAL, Bombas: Selección, Uso y Mantenimiento, Editorial McGraw - Hill.
4. OPTIBELT, Manual Técnico de Correas Trapeciales.
5. SHAMES IRVING H., Mecánica de Fluidos, Editorial McGraw – Hill, 3<sup>ra</sup> Edición, Santa Fe - Colombia, 1995.
6. STERLING SIHI, Principios Básicos para el Diseño de Instalaciones de Bombas Centrífugas, 7<sup>ma</sup> Edición, 2003.
7. TORRES LEANDRO DANIEL, Mantenimiento: Su Implementación y Gestión, Universitas, 2<sup>da</sup> Edición, Buenos Aires - Argentina, 2005.

8. VARGAS ZÚÑIGA ANGEL, Organización del Mantenimiento Industrial, Editorial Series VZ, Guayaquil – Ecuador, 2<sup>da</sup> Edición.
9. VERSA-MATIC PUMP COMPANY, Quick Reference Chart. A Guide to Material Compatibility.
10. VIEJO ZUBICARAY MANUEL, Bombas: Teoría, Diseño y Aplicaciones, Editorial Limusa S.A, México D.F, 2000.
11. WEG, Catálogo de Motores de Baja Tensión.
12. [www.morbros.com](http://www.morbros.com)
13. [www.optibelt.com](http://www.optibelt.com)
14. [www.tuthill.com](http://www.tuthill.com)
15. [www.versamatic.com](http://www.versamatic.com)