

**UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA**

**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y  
FORMALES**

**PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA,  
MECÁNICA-ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA**



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE LUBRICACIÓN PARA UN  
MOLINO  
SAG 32´X 32´ DE 621 DMTPH DE CAPACIDAD”**

**Proyecto presentado por el  
Bachiller:  
NÚÑEZ LAZARTE  
GUSTAVO ALBERTO**

**Para optar el Título  
Profesional de:  
INGENIERO MECÁNICO  
ELÉCTRICISTA**

**AREQUIPA-PERÚ**

**2012**

## DEDICATORIA

A Dios todo poderoso por guiarme en cada instante de mi vida.

A mi madre por su gran apoyo, consejos y enseñanzas.

A mi esposa por ser mi fiel amiga y compañera por su paciencia y dedicación.



## AGRADECIMIENTOS

A mi madre por su apoyo incondicional y consejos por su perseverancia y paciencia.

A mi esposa por su incondicional amor, paciencia y apoyo.

A las empresas en las cuales he podido laborar por su gran aporte a mi vida profesional.



## RESUMEN

Dados los constantes cambios en las industrias en conjunto con el crecimiento económico de algunos sectores, actualmente se opta por producir más realizando proyectos de ampliación o comprando nuevos equipos logrando así contribuir con el desarrollo de la empresa. El comprar equipos y accesorios demanda un costo adicional; una manera de reducción de costos es realizando diseños propios o simplemente realizar la selección de equipos bajo parámetros específicos de operación y normas internacionales y/o nacionales sin hacer uso de contratistas o empresas terceras.

En este sentido el presente trabajo de tesis desarrolla el diseño de un sistema de lubricación para un Molino SAG, desarrollando cálculos de ingeniería para el sistema de tuberías, cálculo y selección de bombas, selección de motores, selección de filtros, selección de intercambiadores de calor y otros equipos auxiliares haciendo uso de normas internacionales tales como ASME, ASTM, API, MSS-SP58, MSS-SP59, NEC; como también la selección y diseño de soportes entre otros elementos para el correcto funcionamiento del sistema basándose en parámetros de operación previamente establecidos en la filosofía de control del equipo.

## SUMMARY

On today's world and in all the industries together with the growth on the economy, it is well known that companies want to produce more, therefore they need to expand or invest in new projects, this means that new equipment have to be purchased by the companies which are directly related to the budget of the companies. A best way to reduce costs is to make proper designs and selection of equipment based on parameters of equipment's and by using international standards without using any contracts or specialized engineering companies.

The following thesis proposes a design of a lubrication system for a SAG Mill, developing the hydraulic engineering, selection of pumps, heat transfer systems and other auxiliary equipment using international standards such as: ASME, ASTM, API, MSS-SP58, MSS-SP59, NEC as well the selection and design of supports and other auxiliary equipment basing the design on operational parameters on the control philosophy.

## INTRODUCCIÓN

Los sistemas de lubricación son elementos fundamentales de cualquier equipo que utilice aceite como medio de lubricación o enfriamiento, la falla de estos sistemas producirá altas pérdidas operativas del equipo.

En el caso de los molinos de proceso, los sistemas de lubricación son el corazón del equipo, estos son los encargados de brindar la lubricación a los rodamientos denominados trunnions, estos trabajan sobre una película de aceite permitiendo así que el molino pueda girar y cumplir el objetivo de moler el mineral.

En el caso de los molinos de gran tamaño los sistemas de lubricación presentan mayor complejidad, estos involucran sistemas de alta presión y de baja presión.

El siguiente trabajo desarrolla diez capítulos:

El primer capítulo desarrolla las generalidades y objetivos del trabajo de tesis.

En el segundo capítulo hablaremos sobre las plantas de proceso.

En el tercer capítulo se hablara de la lubricación de los molinos de mineral.

En el cuarto capítulo se hablara sobre la filosofía de control del molino, aquí es de donde obtenemos los parámetros operativos para el diseño y cálculo del sistema de lubricación.

En el quinto capítulo se desarrollara los cálculos para el sistema de alta y baja presión.

En el capítulo seis se desarrollan la selección de los sistemas auxiliares.

En el capítulo siete se desarrolla el cálculo de los soportes de las tuberías de alta presión y soportes distribuidores.

En el capítulo ocho se desarrolla el diseño del tanque de lubricación.

En el capítulo nueve se desarrollara el sistema eléctrico de arranque y control del sistema de lubricación.

En el capítulo diez se listan los costos aproximados del sistema de lubricación, las conclusiones y recomendaciones.



## CAPITULO I

### GENERALIDADES

#### 1.1 Nombre del Proyecto:

El presente trabajo de tesis lleva por título:

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE LUBRICACIÓN PARA UN MOLINO SAG  
32' X 32' DE 621 DMTPH DE CAPACIDAD”**

#### 1.2 Definición del Proyecto:

El diseño del sistema de lubricación estará dado por los siguientes parámetros:

- Un sistema de alta presión, con una presión de trabajo de 1500 psig y 15.4 m<sup>3</sup>/h de flujo de aceite para lubricación de los cojinetes del molino.
- Un sistema de baja presión, con una presión de trabajo de 70 psig y 50 m<sup>3</sup>/h de flujo de aceite para alimentar y filtrar al sistema de alta presión.
- Un tanque de almacenamiento del fluido hidráulico de 5680 litros de capacidad.
- El sistema de lubricación será diseñado bajo los parámetros establecidos por la lógica de control del equipo.

#### 1.3 Objetivos Generales:

- Diseño y selección de equipos auxiliares de un sistema de lubricación para un Molino SAG 32'x32' de 621 dmtph (dry metric tonnes per hour, toneladas métricas secas por hora) de capacidad.



- Interconectar el sistema motriz de un Molino SAG con la fuente hidráulica.

#### **1.4 Objetivos Específicos:**

- Realizar el diseño y selección de componentes auxiliares del sistema de lubricación de alta presión.
- Realizar el diseño y selección de componentes auxiliares del sistema de baja presión.
- Comprender el diseño hidráulico de un sistema de lubricación.
- Adaptar el diseño a condiciones prácticas de nuestra industria y mercado de equipos.

#### **1.5 Justificación Técnica:**

El presente trabajo permitirá garantizar el correcto funcionamiento de un sistema de lubricación para un Molino SAG. De esta manera la propuesta de diseño permitirá tener en cuenta las limitaciones del sistema y las exigencias del mismo en caso se sometan a casos que comprometan la operación del equipo. Esta alternativa de solución podrá ser usada como modelo para otros diseños hidráulicos en diferentes equipos; siempre y cuando se tengan presentes los parámetros operativos.

De igual forma se pretende ofrecer una alternativa de solución al diseño de sistemas de lubricación complejos.

#### **1.6 Alcances:**

El siguiente trabajo de tesis está orientada al desarrollo de cálculos de ingeniería, selección de tuberías, selección de motores, selección de bombas hidráulicas, selección de filtros, propuestas de soportes,

propuesta del diseño del tanque principal de lubricación y propuesta para el arranque y control eléctrico del sistema de lubricación; mediante el uso de normas indicados por el fabricante. El mismo contiene planos de tuberías e instrumentación (P&ID) y planos esquemáticos del sistema, no contempla planos de instalación, fabricación o montaje de los sistemas antes mencionados. Tampoco se contempla el diseño de la lógica de control del sistema de lubricación, el mismo se ha tomado como referencia de un molino SAG real, información proporcionada gracias a la empresa Metso Minerals.



## CAPITULO II

### PLANTAS DE PROCESO

#### 2.1 Plantas de proceso:

Se llama planta de proceso al lugar en el que se desarrollan diversas operaciones industriales, entre ellas operaciones unitarias, con el fin de transformar, adecuar o tratar alguna materia prima en particular a fin de obtener productos de mayor valor agregado.

Todas las plantas de proceso requieren para operar, además de equipos sofisticados, instrumentos en general, materia prima y recurso humano, recursos energéticos, agua, e insumos.

Los profesionales que operan los diversos equipos y que forman parte de las líneas de mando en una planta de procesos a menudo son ingenieros y técnicos con conocimientos en determinados tipos de procesos. En el caso de las empresas mineras con plantas concentradoras el proceso se detalla a continuación:

1. Perforación
2. Extracción en el área denominada mina.
3. Chancado
4. Molienda
5. Flotación
6. Espesadores
7. Secado y filtrado de material
8. Fundición
9. Moldeo de ánodos

10. Refinería electrolítica

11. Embarque

## 2.2 Equipos de proceso:

Se llaman equipos de proceso a aquellos equipos que tratan alguna materia prima para así poder procesarla, transformarla y transportarla hacia otro sistema de proceso.

Entre los equipos más comunes tenemos:

Fajas transportadoras, bombas centrífugas, ciclones, chancadoras, zarandas, celdas de flotación, columnas de flotación, secadores, sopladores, molinos, turbinas a gas, compresores entre otros.



Figura N° 01 Zarandas



Figura N° 02 Bombas



Figura N° 03 Molinos



Figura N° 04 Chancadora

### 2.2.1 Molinos de bolas SAG:

Entre los equipos de proceso más importantes que tiene una planta concentradora están los molinos.

El molino está formado de un casco o shell soldado eléctricamente, con anillos de acero fundido calzados en caliente.

Para proteger al molino de un rápido desgaste, la carga interna del casco se reviste interiormente de placas o chaquetas de acero al manganeso o de otro mineral como, cromo-molibdeno o de caucho, de acuerdo a las clases de mineral que se muele.

Funciona girando sobre sus muñones o trunnions de apoyo a una velocidad determinada para cada tamaño de molino.

En calidad de agente de molienda se usa bolas de acero de diferentes diámetros, de distinta dureza y composición siderúrgica. Cuando el molino gira, las bolas junto con el mineral es elevado por las ondulaciones de una chaqueta y suben hasta una altura determinada, de donde caen girando sobre si y golpeándose entre ellas y contra las chaquetas o revestimiento. Luego vuelven a subir y caer y así sucesivamente. En cada vuelta del molino hay una serie golpes producidos por las bolas, estos golpes son los que van moliendo el mineral.

Normalmente los molinos de bolas trabajan 70% a 78% de sólidos, dependiendo del peso específico del mineral y del tipo de molino a utilizar en el proceso.

La cantidad de bolas que se coloca dentro de un molino depende en gran cantidad disponible de energía para mover el molino está en un rango de 40% a 48% generalmente nunca se llega a 50% del volumen.

La carga de bolas debe ser correcta y bien proporcionada, con bolas lo suficientemente grandes para triturar las partículas de mineral más grande y duras, pero no las muy finas.

Los molinos de bolas dan un producto más fino que los molinos de barras porque la acción de molienda es frenada por las partículas de mineral más gruesas que se interpolen entre barra y barra. Estos molinos trabajan y operan en circuito cerrado con algún tipo de clasificador de rastrillo, espiral o hidrociclón.

Estos molinos de bolas pueden ser accionados por una transmisión de correas trapezoidales y engranajes de mando o una reducción.

En el sistema de molienda el mineral ya molido hasta la finura indicada, circula hasta que termine que molerse las pocas partículas de mineral grandes no fraccionadas, lo cual aumenta el consumo de fuerza motriz por unidad de producción y disminuye el rendimiento del molino.

Al operar el molino por vía húmeda, el mineral finamente molido es extraído con agua de los intersticios entre las bolas y por tanto no perjudica la molienda de las partículas de mineral gruesas.

La potencia necesaria para el accionamiento del molino es proporcional a su carga.

En la operación por vía húmeda se agrega un 50% a 60% de agua en peso, para asegurar una descarga rápida del mineral.

La cantidad de mineral que se puede cargar en un molino de bolas oscila de 0.4 a 0.5 toneladas por metro cúbico de capacidad. El molino de bolas normalmente emplea bolas grandes con un mineral alimentado grueso para rendir un producto relativamente grande.

En algunos molinos se colocan aros ajustados por la unión de la tolva de alimentación por la cual ingresa el mineral al molino. Sobre el casco cilíndrico se monta una rueda dentada de acero fundido con dientes fresados, para el accionamiento del molino, los molinos modernos ahora vienen con un motor de gigante de hasta 17 MW, en estos casos el molino actúa como un rotor gigante.

La alimentación de carga del mineral debe ser constante y uniforme, la cantidad se regula mediante la faja de alimentación.

Normalmente los molinos trabajan con 70% a 78% de sólidos, dependiendo del peso específico del mineral, la cantidad de mineral que se puede cargar en un molino de bolas oscila de 0.45 toneladas por m<sup>3</sup> de capacidad.

Al operar el molino por vía húmeda, el mineral finalmente molido es extraído con agua de los intersticios entre las bolas y por lo tanto no perjudica la molienda de las partículas de mineral gruesas, por ende en la operaciones se agrega un 50% a 60% de agua en peso, para asegurar una descarga rápida del mineral. El exceso de agua dentro del

molino lavara las bolas y cuando se hace funcionar el molino pues el mineral no está pegado en las bolas, haciendo una pulpa demasiado fluida que saca la carga de mineral demasiado rápida, no dando tiempo a moler y disminuyendo el tiempo de molienda, dando como resultado una molienda excesivamente gruesa. Consumo exagerado de bolas y desgaste de chaquetas, todas estas condiciones unidas representan un aumento del costo de producción y una baja eficiencia de la molienda.

En el circuito las cargas circulares elevadas tienden a aumentar la producción y disminuir la cantidad de mineral fino no deseado.

Respecto a la cantidad de bolas que se coloca dentro de un molino esta depende en gran parte de la cantidad de energía disponible para mover el molino.

Generalmente nunca llega al 50% de volumen, aunque una carga de bolas igual a 50% del volumen del molino da la capacidad máxima, el volumen total de las bolas no debe ser menor que el 20% del volumen interior (las cargas normales varían de 40 a 50%)

Donde quiera que se desee una producción mínima de finos debe usar una carga de bolas cuyo diámetro está relacionado al tamaño del mineral que se alimenta, el aumento de la carga de bolas, hace elevar el gasto de energía hasta alcanzar un valor máximo, por encima del cual la energía necesaria disminuye al aumentar la carga, por acercarse al centro de gravedad de esta al eje de rotación.



La carga se puede aumentar elevando el peso de bolas cargado al molino aumentando la densidad de sólidos de la pulpa a moler, o trabajando a nivel de líquidos más alto.

Este nivel de pulpa, que es función de la cantidad de molienda, constituye un factor muy importante en el funcionamiento del molino de bolas.

Normalmente la carga de bolas se debe determinar mediante ensayos metalúrgicos por estudios detenidos. La potencia necesaria es máxima cuando el contenido en sólidos de alimentación es del orden del 75%.

El consumo de bolas esta dado en función al tonelaje tratado, a la dureza del mineral, al tamaño de la carga de mineral.

Cuanto más pequeñas sean las bolas mayor será la finura del producto final, la calidad de las bolas se fabrican de acero moldeado, fundido, laminado o forjado, normalmente se emplea acero al manganeso al cromo.

En resumen la elección de las dimensiones de un molino es función de muchos factores entre los cuales: la dureza del mineral, el tamaño promedio de la alimentación, como también el grado de finura a obtenerse, humedad de la pulpa, la cual forma de las superficies de los de los forros ya sean onduladas o lisas y se emplean para molienda gruesas y finas respectivamente, la velocidad el molino afecta a la capacidad y también al desgaste , en proporción directa hasta el 85% de la velocidad critica.

Para controlar un molino en operación tenemos las siguientes variables:

- Sonido de las bolas.
- Densidad del mineral.
- Corriente del motor.

El sonido de las bolas nos indica la cantidad de carga dentro del molino.

El sonido deberá ser claro. Si las bolas producen un ruido muy sordo u opaco, es porque el molino está sobrecargando por exceso de carga o falta de agua.

Si el ruido de las bolas es excesivo, es porque el molino esta descargado o vacío, por falta de carga o mucho agua.

El grado de densidad de densidad en la salida del molino debe ser tal que la pulpa sea espesa y avance por su muñón de descarga con facilidad, sin atorarse, la pulpa no debe ser de densidad muy baja.

El amperímetro es un aparato eléctrico que esta intercalado en el circuito del motor eléctrico del molino su función es de determinar y medir el consumo de amperes de la intensidad de la corriente que hace el motor eléctrico. Generalmente el amperímetro del motor eléctrico del molino debe marcar entre ciertos límites normales en cada planta concentradora.

Las partes del molino son las siguientes:

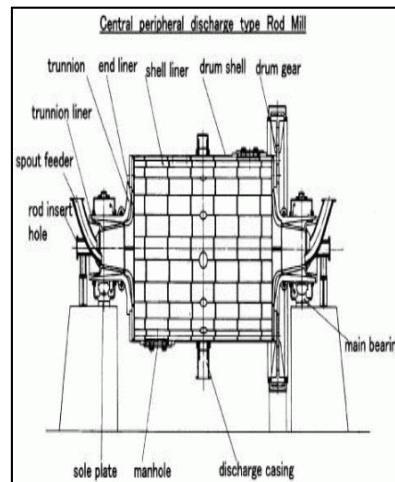


Figura N°05 Partes de molino

- a) **Spout feeder o chute de entrada:** Por acá hace el ingreso el mineral para ser molido, por acá también ingresan las bolas de acero que son el elemento que ayudara a moler el mineral.



Figura N°06 Spout Feeder

- b) **Trunnion liner:** Este pieza del molino sirve para mantener las bolas en interior del molino y evitar que estos salgan conforme el molino gira.



Figura N° 07 Trunnion Liner

- c) **Trunnion:** Este es el cojinete del molino, es acá en donde el molino se soporta en las chumaceras, es un eje maquinado el cual gira montado sobre unos cojinetes de bronce o pads de babbit .



Figura N°08 Trunnion

- d) **Casco:** Este es la carcasa del molino, es acá en donde van montadas las corazas de acero llamado liners, estos son instalados para evitar que las bolas y el mineral abrasivo lleguen hacer contacto con la carcasa del molino. Este en el interior tiene instalado los forros los cuales ayudan a levantar el

mineral y el medio de molienda, por lo general son de acero, estos protegen al casco de no perforarlo debido al trabajo que realiza el molino.

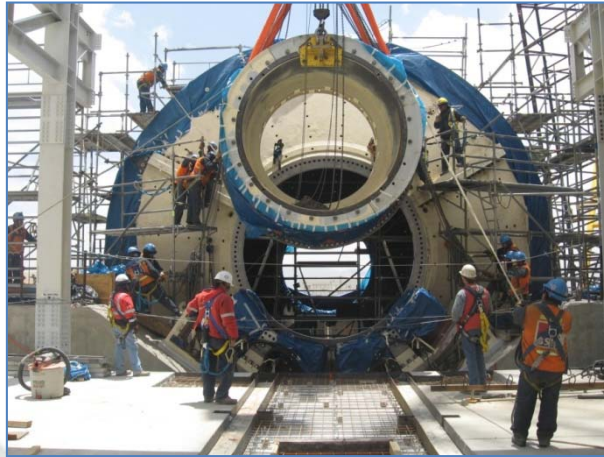


Figura N° 09 Casco y trunnion

- e) **Corona:** Este es el engranaje por el cual el molino recibirá el movimiento para poder moler el mineral. Estos son de diferentes tamaños y por lo general son designados en pies. Estos son bastante costosos y necesitan de un mantenimiento cuidadoso para el correcto funcionamiento del molino.



Figura N° 10 Molino con Corona

- f) **Piñón:** Este es el engranaje motriz de mucho menor diámetro que la corona, este va conectado por lo general a una caja reductora y posterior mente al motor.

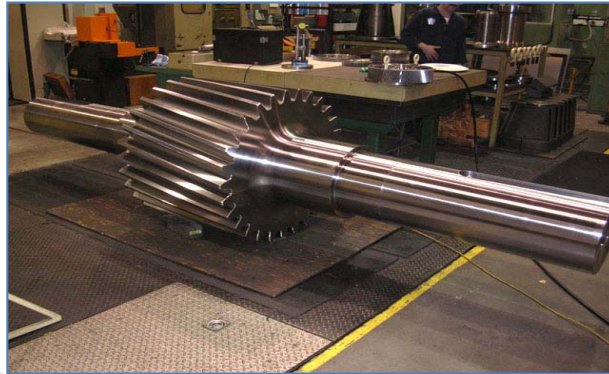


Figura N°11 Piñón de molino.

- g) **Sistema motriz:** Este está compuesto por el motor el cual deberá de tener la fuerza necesaria para poder romper la inercia del molino y así poder moverlo para que pueda moler el mineral.
- h) **Sistema de lubricación:** Este es el sistema por el cual se suministra aceite a los trunnions del molino y así permitir que este pueda girar sin que los trunnion sufran daño.



Figura N°12  
Sistema de lubricación Molino de  
bolas 14'x 16'



Figura N°13  
Sistema de  
Baja presión de molino SAG  
32'x32'

**i) Chumaceras:**

Es el elemento en el cual el trunnion se apoya, por acá hace el ingreso el aceite para levantar el molino y así poder girar.

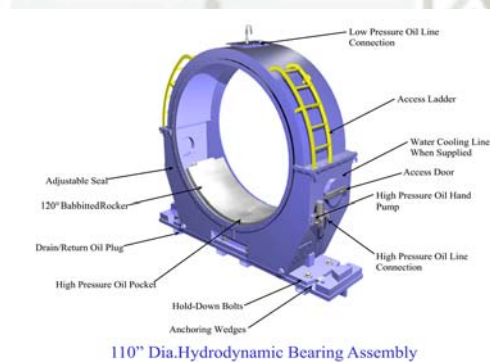


Figura N°14 Chumacera de molino.

**2.2.1.1 Otros tipos de molinos:**

- a. Molinos Autógenos (AG):
- b. Molinos Semiautogenos (SAG):
- c. Molinos de bolas:
- d. Molinos de barras:
- e. Molinos Verticales:

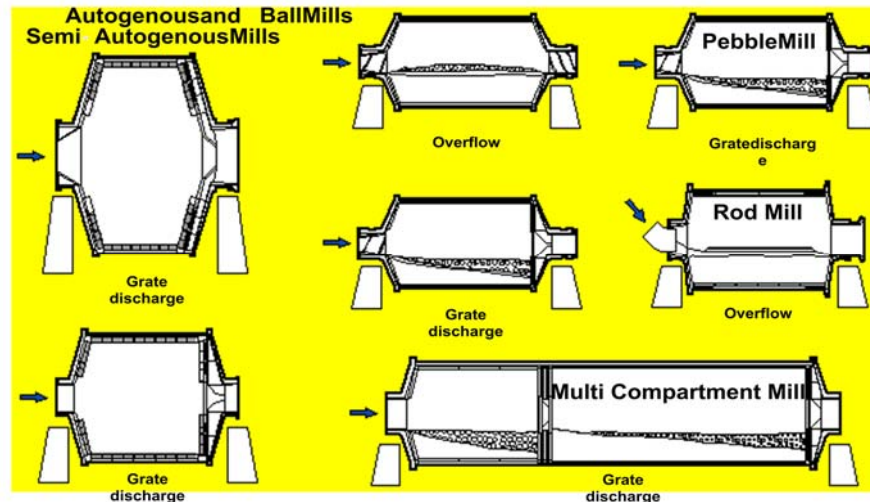


Figura N° 15 Tipos de molinos

**a) Molinos Autógenos (AG):**

- Estos molinos pueden moler material de 200 mm a 400 mm.
- El medio de molienda consiste en el mineral mismo a moler y rocas.
- Reemplaza el chancado fino y a los molinos de rodillos.
- Consumen mayor potencia.
- Son de mayor altura y de longitud más corta.

**b) Molinos Semiautógenos (SAG):**

- Estos molinos pueden moler material de 200 mm a 400 mm.
- El medio de molienda consiste en el mismo material más una carga de bolas de acero de diferentes diámetros que van desde 3/4 hasta 8" en algunos casos. La carga de bolas va entre 4% a 12% y puede llegar a 20% en algunos casos.
- Son de diámetro menor y más largos que los molinos AG.
- Demandan menor espacio que los molinos AG.



**c) Molinos de bolas:**

- Molinos de 4 pies a 26 pies de diámetro.
- Potencias de 2 hp a 21 000 hp.
- Material a moler desde 12 mm.
- Existen molinos primarios y secundarios, los primarios son usados para moler el material proveniente de las chancadoras y los molinos secundarios son los que procesan el material proveniente de los molinos AG, SAG, molinos primarios o molinos de barras.

**d) Molinos de barras:**

- Molinos con diámetros que van entre 1.5 m a 4.6 m.
- Longitud máxima de 20 pies.
- Producto a moler va entre 3 mm a 500 micrones.

**e) Molinos verticales:**

- Son utilizados para aplicaciones de remolienda, por lo general después de las celdas de flotación.
- Ideales para molienda húmeda para tamaños de mineral de hasta 300 micrones.
- Las bolas de acero a utilizar son de 30 mm.
- Ocupan poco espacio.
- Son bastante silenciosos y eficientes.

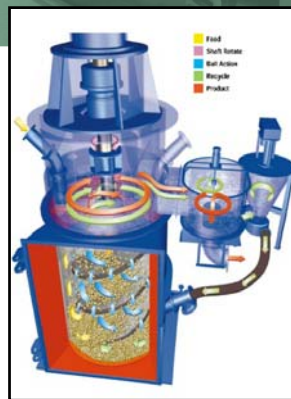
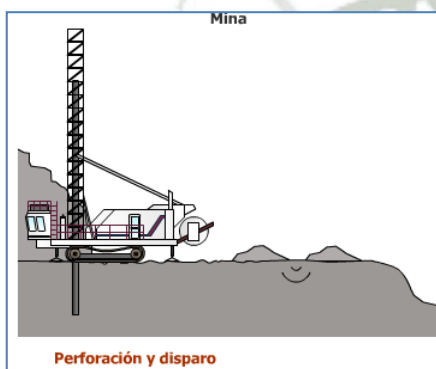


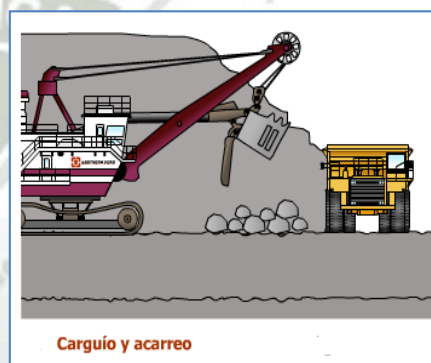
Figura N° 16 Molino Vertical VTM1500

A continuación se presenta un esquema con los procesos que se llevan a cabo en una planta concentradora.

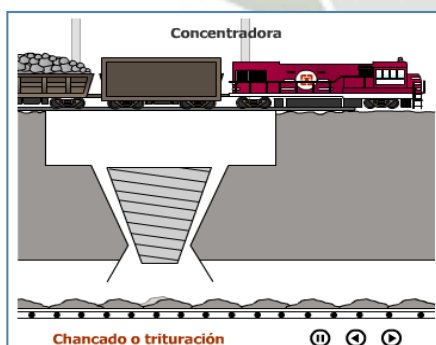
1. Perforación.



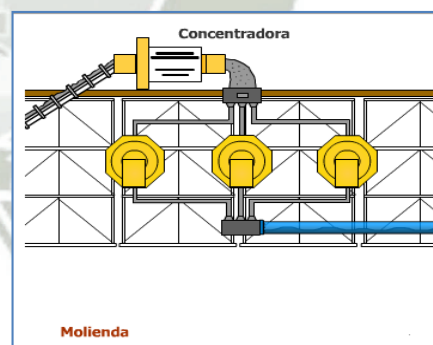
2. Extracción desde mina.



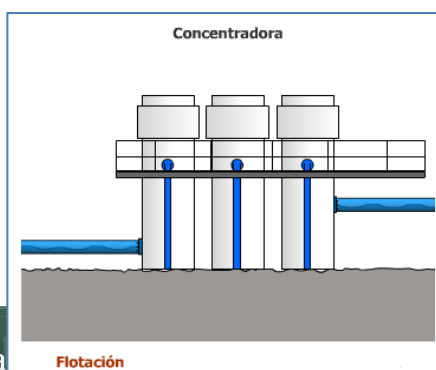
3. Chancado.



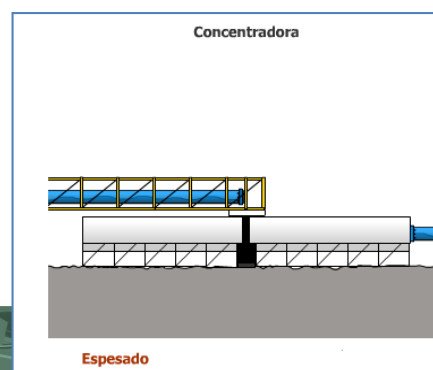
4. Molienda.



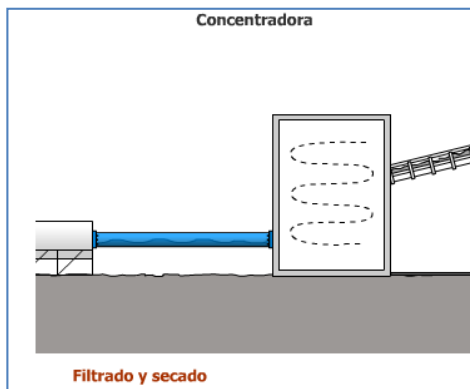
5. Flotación.



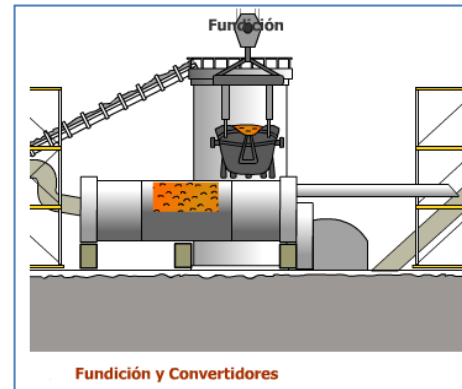
6. Espesado



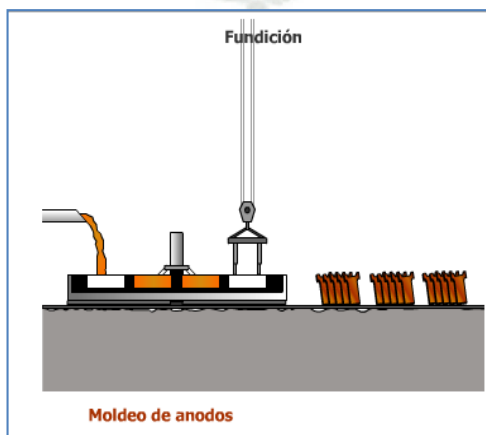
7. Filtrado y secado.



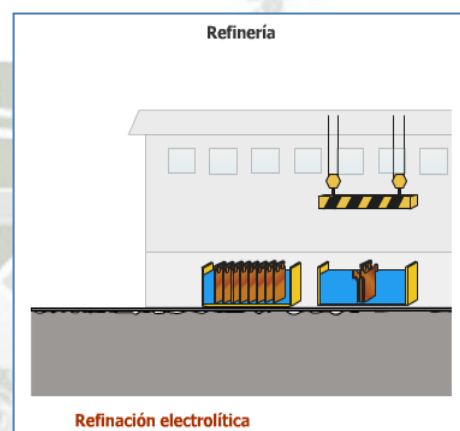
8. Fundición.



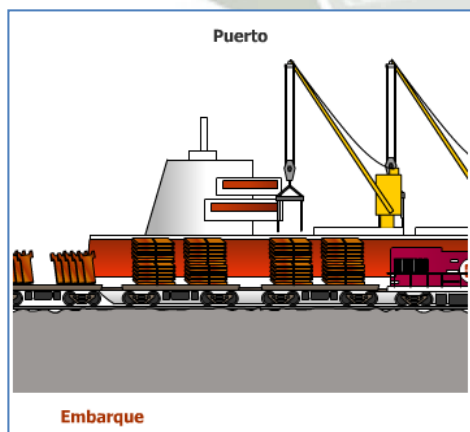
9. Moldeo de Anodos.



10. Refinación electrolítica.



11. Embarque.



## CAPITULO III

### LUBRICACIÓN DE LOS MOLINOS DE MINERAL

#### 3.1 Rodamientos en molinos:

Los rodamientos de los molinos son una de las partes más importantes del equipo, hay que acotar que todo el peso descansa en los rodamientos.

Los sistemas de lubricación son parte fundamental para que estos trabajen correctamente.

Estos están lubricados mediante aceite, los tipos de lubricación utilizados para los rodamientos se explican a continuación.

#### 3.2 Tipos de lubricación en molinos:

El tipo de lubricación que usan los molinos es de dos tipos, hidrostática y tipo hidrodinámica.

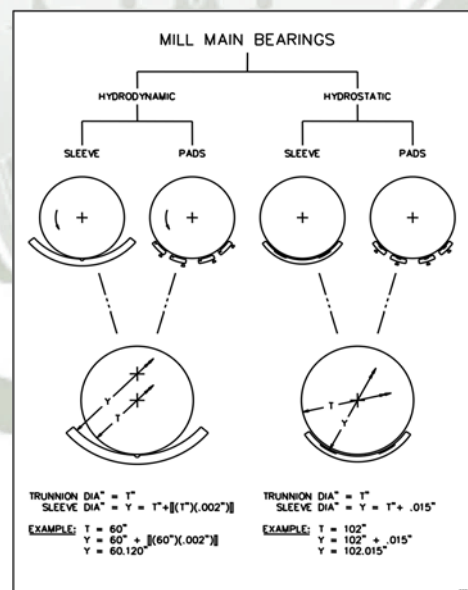


Figura N°17 Tipos de lubricación

Ref. Metso Minerals

### a) Lubricación Hidrostática:

El principio de lubricación es mediante alta presión, el aceite lubricador ingresa por compartimientos a alta presión, de tal manera que el molino es levantado aproximadamente 0.20 mm, es en este momento en que el molino puede girar y poder ejecutar el trabajo de molienda. Las presiones de trabajo están comprendidas entre 600 psi a 3000 psi.

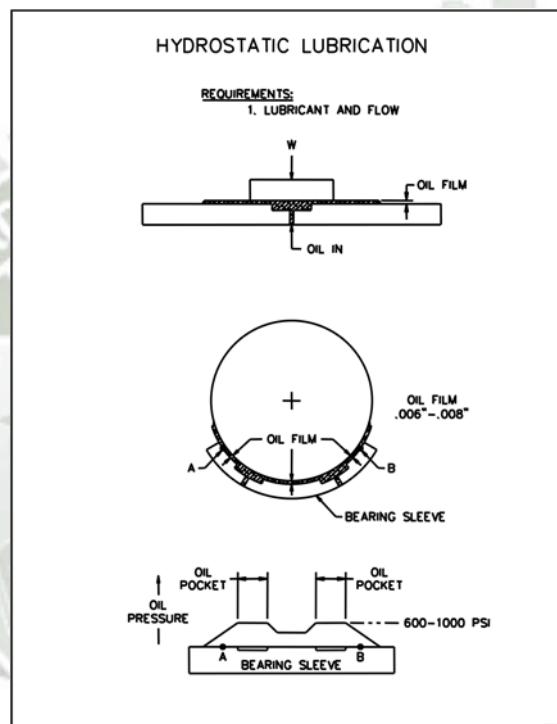


Figura N°18 Lubricación Hidrostática

Ref. Metso Minerals

### b) Lubricación Hidrodinámica:

Este principio de lubricación se basa en la formación de una cuña de aceite entre el trunnion y el rodamiento. El molino es levantado mediante alta presión, luego el motor principal hace girar el molino y un sistema de baja presión suministra aceite una vez que el molino se

encuentra girando, el sistema de alta se apaga una vez que el molino confirma que se encuentra estable.

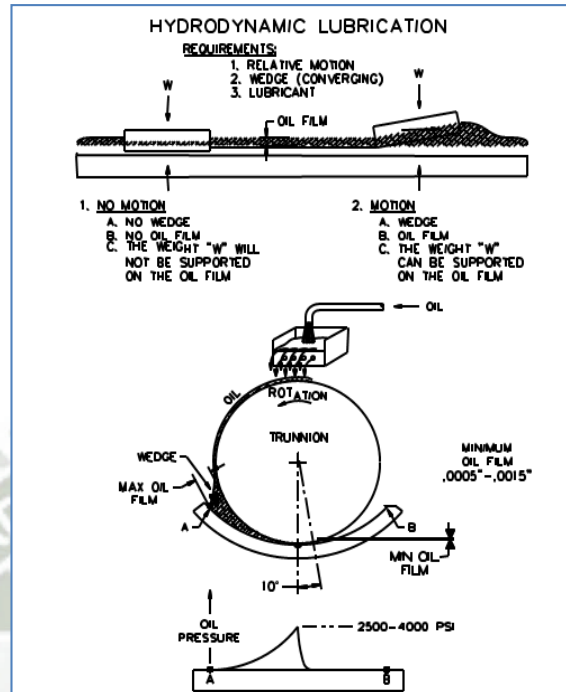


Figura N°19 Lubricación Hidrodinámica

Ref. Metso Minerals

La elección del tipo de rodamiento está en función al tamaño del molino, al tener un molino más grande se prefiere usar el tipo hidrostático debido a factores económicos.

A continuación se presentan las ventajas y desventajas del tipo de rodamiento.

❖ **Rodamiento Hidrodinámico:**

1. **Ventajas:**

- El sistema de lubricación es más sencillo de diseñar.
- Menos espacio.
- Más baratos.

## 2. Desventajas:

- Más susceptibles al desgaste.
- Los rodamientos deben de ser más pesados.
- El arranque inicial es riesgoso.

### ❖ Rodamientos Hidrostáticos:

#### 1. Ventajas:

- Los trunnion son más económicos de fabricar.
- Las tapas son más económicas de fabricar.
- La película de aceite es más gruesa por lo que el desgaste es menor.
- El arranque inicial es menos riesgoso.

#### 2. Desventajas:

- El sistema de lubricación es más complejo.
- El sistema de lubricación es más costoso.
- Se necesitan más sistemas de control para asegurar que el molino no resulte dañado.

### 3.3 Lubricación de los trunnions o muñones del molino:

Consta de un sistema cerrado de lubricación y se realiza en forma permanente. La circulación de aceite es mediante el uso de una bomba de desplazamiento positivo, la presión constante asegura una lubricación normal del molino. Cualquier caída de presión actuara sobre el circuito eléctrico del molino parándolo de inmediato. De igual manera una temperatura superior a los 46-50 °C hará sonar la alarma indicando con esto la necesidad de parar el molino. Por lo cual se deberá pararse de

inmediato o de lo contrario puede fundirse las chumaceras principales del molino

### 3.3.1 Lubricación:

Las funciones básicas de un lubricante son: reducción de la fricción, disipación del calor y dispersión de los contaminantes.

El diseño de un lubricante para realizar estas funciones es una tarea compleja, que involucra un cuidadoso balance de propiedades, tanto del aceite de base como de los aditivos.

La reducción de la fricción se realiza manteniendo una película de lubricante entre las superficies que se mueven una con respecto de la otra, previniendo que entren en contacto y causen un daño superficial. La fricción es un elemento común en la vida diaria. Una persona puede caminar por una rampa inclinada sin resbalar debido a la alta fricción entre la suela de sus zapatos y la rampa, y puede deslizarse montaña abajo en sus esquís porque la fricción entre éstos y la nieve es baja. Ambos casos ilustran la fricción entre dos superficies ordinarias.

La cantidad de resistencia al movimiento debido a la fricción se puede expresar en términos del coeficiente de fricción. Este coeficiente es casi constante para cualquier par de superficies. Para metales limpios, con una terminación superficial ordinaria, expuestos a la atmósfera, el valor es aproximadamente 1. Para el mismo metal, contaminado por el manipuleo, el valor cae a alrededor de 0,3. Para sistemas bien diseñados y lubricados, el coeficiente puede ser tan bajo como 0,005. Bajo condiciones muy



especiales, se pueden obtener valores tan bajos como 0,000005. En contraste, los coeficientes para superficies metálicas limpias en el vacío, pueden ser tan altos como 200 o más, y la soldadura en frío debido a la adhesión puede ocurrir. La lubricación es de dos tipos generales basado en el ambiente operacional, esto es, carga y velocidad del equipamiento y viscosidad del lubricante. Las superficies lisas separadas por una capa de lubricante no entran en contacto, y por lo tanto no contribuyen a las fuerzas de fricción. Esta condición se llama lubricación hidrodinámica. Se llega al límite de la lubricación cuando hay un contacto intermitente entre las superficies, resultando en fuerzas de fricción significativas.

Mantener una capa de líquido intacta entre superficies que se mueven una respecto de la otra, se logra generalmente mediante el bombeo del aceite. Entre un cigüeñal y su asiento existe una capa de aceite que hace que el cigüeñal flote. El espesor de esta capa depende de un balance entre la entrada y la salida de aceite.

### **3.3.2 Lubricación Elasto-hidrodinámica:**

A medida que la presión o la carga se incrementan, la viscosidad del aceite también aumenta. Cuando el lubricante converge hacia la zona de contacto, las dos superficies se deforman elásticamente debido a la presión del lubricante. En la zona de contacto, la presión hidrodinámica desarrollada en el lubricante causa un incremento adicional en la viscosidad que es suficiente para separar las superficies en el borde de ataque del área de contacto.

Debido a esta alta viscosidad y al corto tiempo requerido para que el lubricante atraviese la zona de contacto, hacen que el aceite no pueda escapar, y las superficies permanecerán separadas.

La carga tiene un pequeño efecto en el espesor de la capa, debido a que a estas presiones, la capa de aceite es más rígida que las superficies metálicas. Por lo tanto, el efecto principal de un incremento en la carga es deformar las superficies metálicas e incrementar el área de contacto, antes que disminuir el espesor de la capa de lubricante.

#### **3.4 Pérdida de lubricación:**

Bajo ciertas condiciones - tales como carga repentina, alta carga durante largo tiempo, alta temperatura, baja velocidad, o baja viscosidad el sistema de lubricación no se mantiene en régimen hidrodinámico. Se llega a una situación en la cual existe un contacto intermitente entre las superficies metálicas, resultando en un aumento significativo de la temperatura, y una posterior destrucción de las superficies en contacto. Bajo estas circunstancias, la capa fluida no es capaz de proteger las superficies, y se deben emplear otras técnicas, como ser el agregado de aditivos formantes de capas protectoras sobre las superficies móviles.

#### **3.5 Viscosidad del lubricante:**

La viscosidad es una de las propiedades más importantes de un aceite lubricante. Es uno de los factores responsables de la formación de la capa de lubricación, bajo distintas condiciones de espesor de esta capa. La

viscosidad afecta la generación de calor en rodamientos, cilindros y engranajes debido a la fricción interna del aceite. Esto afecta las propiedades sellantes del aceite y la velocidad de su consumo. Determina la facilidad con la que las máquinas se pueden poner en funcionamiento a varias temperaturas, especialmente a las bajas. La operación satisfactoria de una dada pieza de un equipo depende fundamentalmente del uso de un aceite con la viscosidad adecuada a las condiciones de operación esperadas.

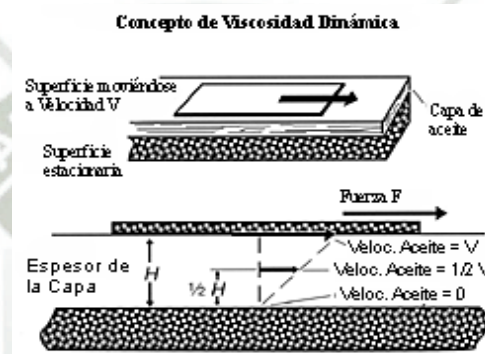


Figura N°. 20 Viscosidad Dinámica

El concepto básico de la viscosidad se muestra en la figura 20, donde una placa se mueve a una velocidad constante  $V$  sobre una capa de aceite. El aceite se adhiere a ambas caras de las placas, la móvil y la estacionaria. El aceite en contacto con la cara de la placa móvil viaja a la misma velocidad que ésta, mientras que el aceite en contacto con la placa estacionaria tiene velocidad nula. Entre ambas placas, se puede visualizar al aceite como si estuviera compuesto por muchas capas, cada una de ellas siendo arrastrada por la superior a una fracción de la velocidad  $V$ , proporcional a su distancia de la placa estacionaria. Una fuerza  $F$  debe ser aplicada a la

placa móvil para vencer a la fricción entre las capas fluidas. Dado que esta fricción está relacionada con la viscosidad, la fuerza necesaria para mover la placa es proporcional a la viscosidad. La viscosidad se puede determinar midiendo la fuerza necesaria para vencer la resistencia a la fricción del fluido en una capa de dimensiones conocidas. La viscosidad determinada de esta manera se llama dinámica o absoluta.

La viscosidad dinámica normalmente se expresa en poise (P) o centipoise (cP, donde  $1 \text{ cP} = 0,01 \text{ P}$ ), o en unidades del Sistema Internacional como pascuales-segundo (Pa-s, donde  $1 \text{ Pa-s} = 10 \text{ P}$ ). La viscosidad dinámica, la cual es función sólo de la fricción interna del fluido, es la cantidad usada más frecuentemente en el diseño de cojinetes y el cálculo de flujo de aceites. Debido a que es más conveniente medir la viscosidad de manera tal que tenga en cuenta la densidad del aceite, para caracterizar a los lubricantes normalmente se utiliza la viscosidad cinemática.

La viscosidad cinemática de un fluido es su viscosidad dinámica dividida por su densidad, ambos medidos a la misma temperatura, y expresada en unidades consistentes. Las unidades más comunes que se utilizan para expresar la viscosidad cinemática son: stokes (St) o centistokes (cSt, donde  $1 \text{ cSt} = 0,01 \text{ St}$ ), o en unidades del SI como milímetros cuadrados por segundo ( $\text{mm}^2/\text{s}$ , donde  $1 \text{ mm}^2/\text{s} = 1 \text{ cSt}$ ).

La viscosidad dinámica en centipoise se puede convertir en viscosidad cinemática en centistokes dividiéndola por la densidad del fluido en gramos por centímetro cúbico ( $\text{g}/\text{cm}^3$ ) a la misma temperatura. La viscosidad

cinemática en milímetros cuadrados por segundo se puede convertir en viscosidad dinámica en pascal-segundos multiplicando por la densidad en gramos por centímetro cúbico y dividiendo el resultado por 1000.

Se han utilizado otros sistemas de medida, incluyendo Saybolt, Redwood y Engler, debido a su familiaridad para muchas personas, pero son raros los instrumentos desarrollados para realizar las mediciones en estas unidades. La mayoría de las determinaciones de viscosidad se realizan en centistokes y se convierten a valores de otros sistemas. La viscosidad de cualquier fluido cambia con la temperatura, incrementándose a medida que baja la temperatura, y disminuyendo a medida que ésta aumenta. La viscosidad también puede cambiar con un cambio en el esfuerzo o velocidad de corte.



## CAPITULO IV

### FILOSOFÍA DE CONTROL DEL MOLINO

#### 4.1 Filosofía de operación para el diseño del sistema de lubricación:

El sistema de lubricación de almohadillas hidrostáticas de cojinetes proporciona aceite filtrado para enfriar y levantar hidrostáticamente los cojinetes de las almohadillas de los cojinetes de carga y descarga durante la puesta en marcha y operación del molino. Para fines descriptivos, el sistema de lubricación de almohadillas hidrostáticas de cojinetes se divide en las diferentes áreas.

#### 4.2 Deposito de aceite:

El tanque de lubricación tiene una capacidad aproximada de  $5.6 \text{ m}^3$ , el cual tiene como objetivo almacenar aceite hidráulico para el sistema de lubricación. El depósito de aceite y las bombas forman un conjunto integral. El depósito de aceite está dividido en dos (2) compartimentos. El primer compartimiento recibe el retorno del aceite de los cojinetes de las almohadillas hidrostáticas, el cual está separado del segundo compartimiento por medio de una especie de dique. El aceite luego se filtra y enfría, llenando el segundo compartimiento. Una mirilla de indica el nivel del aceite de retorno dentro del tanque. Un indicador de temperatura está montado dentro del compartimiento, este indica la temperatura del aceite dentro de dicho compartimiento

El aceite se extrae del segundo compartimiento por medio de bombas de empuje, bombas de alta presión.

La instrumentación y los enclavamientos asociados con el depósito de aceite son los siguientes:

#### **4.2.1 Interruptor de nivel de aceite de retorno al depósito de aceite:**

Este interruptor viene pre calibrado y brinda una entrada digital hacia un PLC y hacia el control eléctrico. Cuando el nivel de aceite está por arriba del punto de ajuste, el interruptor se cierra, el contacto está cerrado, lo que proporciona un permiso y enclavamiento de arranque para las bombas de baja y alta presión. Cuando el nivel de aceite se encuentra debajo del punto de ajuste, el contacto del interruptor de nivel se abre, lo que se invierte en la lógica para proporcionar una indicación de alarma de nivel bajo de aceite en la pantalla del operador y evita que las bombas de alta y baja se enciendan.

#### **4.2.2 Calentamiento y enfriamiento del fluido:**

En el segundo compartimiento, se proporcionan calentadores de inmersión volumétrica de baja potencia. Los calentadores son controlados mediante el uso de RTDs montados en el primer y segundo compartimiento. Una válvula motorizada de control reguladora de la temperatura del agua instalada en la línea de entrada de agua regula el agua de enfriamiento mediante el uso de un RTD a la salida del aceite del intercambiador térmico para mantener una temperatura de aceite de aproximadamente 38 ° C (100 ° F). La instrumentación y los enclavamientos asociados con el depósito de aceite y la válvula de control motorizada del agua de enfriamiento son los siguientes:

Temperatura  $> 27^{\circ}\text{C}$  ( $80^{\circ}\text{F}$ ) deberá usarse para el permiso de arranque de la bomba de baja presión.

- Una temperatura  $> 46^{\circ}\text{C}$  ( $115^{\circ}\text{F}$ ) causa una alarma de temperatura alta-alta en la pantalla del operador.
- Una temperatura  $> 43^{\circ}\text{C}$  ( $110^{\circ}\text{F}$ ) causa una alarma de temperatura alta en la pantalla del operador.
- Una temperatura  $< 21^{\circ}\text{C}$  ( $70^{\circ}\text{F}$ ) causa una alarma de temperatura baja en la pantalla del operador.
- Una temperatura  $< 27^{\circ}\text{C}$  ( $80^{\circ}\text{F}$ ) deberá usarse para el permiso de arranque automático de los calentadores de inmersión del aceite de retorno, siempre y cuando el nivel de aceite se encuentre por arriba del punto de referencia del interruptor de nivel. Si los calentadores están encendidos durante un período de diez (10) minutos y la temperatura permanece inferior a  $27^{\circ}\text{C}$ , los calentadores se apagarán.
- Una temperatura  $> 32^{\circ}\text{C}$  ( $90^{\circ}\text{F}$ ) deberá usarse para el enclavamiento de apagado automático de los calentadores de inmersión del aceite de retorno.

Válvula de control del flujo de entrada del agua del intercambiador térmico del aceite lubricante: El rango de la salida analógica para la válvula de control de flujo es de 0-100%. La temperatura del aceite de salida detectada por el RTD controla la posición de la válvula de control de flujo del agua de entrada del enfriador de aceite con respecto al punto de referencia del operador. El rango del punto de ajuste del operador debe fijarse en un valor entre  $35^{\circ}\text{C}$  y  $43^{\circ}\text{C}$  en la



pantalla del operador para permitir el ajuste. La válvula de control de flujo de agua se ha de controlar para mantener una temperatura de aceite de salida de 38 °C (100°F).

El flujo de agua a utilizar es de 200 gpm, la temperatura de ingreso es de 24°C y la temperatura de salida del agua es de 28°C.

#### 4.3 Sistema de baja presión:

Este sistema incluye dos (2) bombas para servicio pesado (una en operación y una de reserva) dimensionadas para operación las 24 horas del día. El sistema de bomba de acondicionamiento de baja presión extrae aceite desde el primer compartimiento del depósito, filtra y enfría el aceite. Las bombas de aceite de baja presión pueden cambiarse en línea; sin embargo, la bomba de operación debe detenerse antes de arrancarse la bomba de reserva dado que el sistema no está dimensionado para manejar el flujo desde dos bombas de operación.

**NOTA:** Esta operación debe realizarse dentro de 10 segundos. Si el flujo de aceite de retorno de baja presión es  $< 38,6 \text{ m}^3/\text{hr}$  (170 gpm) o ambas bombas de aceite de baja presión se detienen durante  $> 10$  segundos, entonces esto proporcionará un enclavamiento de apagado al motor del molino.

Referente al flujo de aceite que circulara en el sistema tenemos:

- Flujo normal de trabajo es de  $50.0 \text{ m}^3/\text{hr}$  con una presión de trabajo de 70 psig y una temperatura de 46 °C a 37 °C.

- Si el flujo  $< 42 \text{ m}^3/\text{hr}$  (185 gpm) y cualquiera de las bombas de aceite de baja presión están en funcionamiento durante 10 segundos, causará una indicación de alarma de flujo bajo de aceite en la pantalla del operador.
- Si el flujo  $< 38,6 \text{ m}^3/\text{hr}$  (170 gpm) durante un período de tiempo de más de dos (2) segundos, y cualquiera de las bombas de aceite de baja presión está en funcionamiento durante 10 segundos, proporcionará un enclavamiento de apagado a los motores de la bomba de aceite de baja presión, lo que causa una parada del molino y causa una indicación de alarma de flujo de aceite bajo- bajo en la pantalla del operador.

#### 4.4 Sistema de alta presión:

El aceite de levantamiento hidrostático se suministra a las almohadillas de cojinete por medio de dos (02) de tres (03) bombas hidrostáticas de alta presión. La presión de trabajo de estas bombas es de 1500 psig (llegando a una presión máxima de 2500 psig si el molino esta sobrecargado) con un caudal aproximado de  $15.4 \text{ m}^3/\text{h}$ . Este sistema suministra aceite hasta los trunnion de los molinos (lado carga y lado libre). El aceite llega a un rack distribuidor el cual está a 25.4 pies (7.7 metros) de altura sobre el tanque de lubricación, desde este punto es que se reparte el fluido hacia los trunnions del molino, la máxima caída de presión ya en el molino no debe de superar 950 psig.

Son necesarias dos bombas para suministrar aceite a cada cojinete. La tercera bomba es una bomba de reserva que puede usarse para cualquiera de los cojinetes y puede ponerse en línea con la conexión apropiada de válvulas y el procedimiento correcto de puesta en marcha.

Es necesario mencionar que el cambio de válvulas se hace únicamente de forma manual. Las bombas de alta presión tienen válvulas de alivio y válvulas de retención antes de las válvulas de aislamiento de la salida de la bomba que protegen las bombas de daños cuando se hace funcionar una bomba con las válvulas cerradas. Las válvulas de aislamiento de la bomba y las válvulas de cruce están equipadas con interruptores de límite de tipo abierto/cerrado que proporcionan la información necesaria para advertir al operador que una válvula está cerrada. Las bombas de alta presión pueden cambiarse para permitir un tiempo de funcionamiento equivalente de la bomba de reserva. El procedimiento para el operador es tal que el operador deberá cambiar a la válvula de cruce correcta, anular la selección de la bomba de operación para detenerla y luego seleccionar la bomba que desea operar. Seguidamente, el operador deberá activar el cambio pulsando el botón de activación del DCS (Sistema de control discreto) en la pantalla DCS para cambiar el estado operativo de las dos bombas involucradas con el cambio. La lógica se programa de manera tal que las válvulas se encuentren en la posición correcta para permitir el cambio.

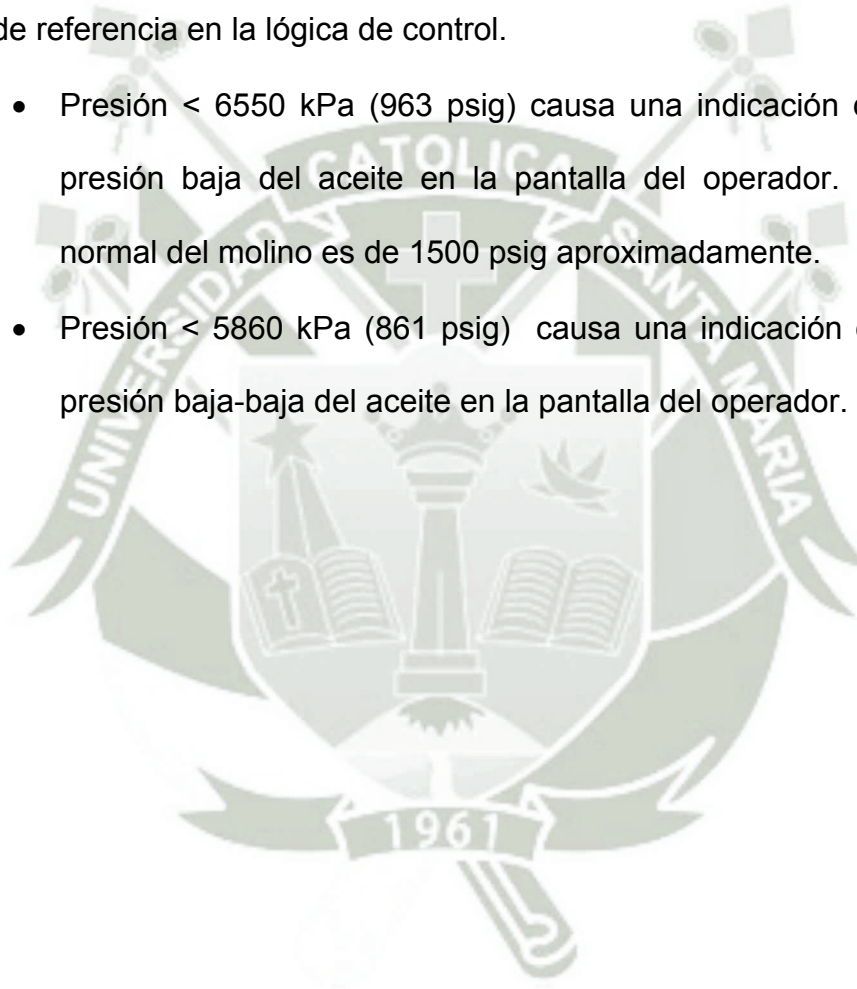
El aceite proveniente de cada bomba de aceite hidrostático de alta presión se descarga a un divisor de flujo giratorio con compensación de presión ubicado en los bastidores de instrumentos del extremo fijo (carga) y flotante (descarga). El divisor de flujo giratorio separa el aceite en cuatro (4) partes iguales entre las cuatro (4) almohadillas de cojinete ubicadas en cada alojamiento de cojinete. Cada almohadilla tiene cinco (5) cavidades de levantamiento hidrostático, una cavidad central grande y cuatro (4)

cavidades esquineras. El flujo de aceite a cada cavidad esquinera es de  $0,27 \text{ m}^3/\text{hr}$  y el flujo de aceite hacia la cavidad central es de  $2,76 \text{ m}^3/\text{hr}$ , dando un flujo total aproximado de  $15.4 \text{ m}^3/\text{hr}$ .

Transmisores de presión de los cojinetes hidrostáticos Fijos (carga) de almohadilla:

Es necesario calibrar cada transmisor de presión dentro de los límites de  $0-17237 \text{ kPa}$  ( $0-2500 \text{ psig}$ ). Es necesario configurar los siguientes puntos de referencia en la lógica de control.

- Presión  $< 6550 \text{ kPa}$  ( $963 \text{ psig}$ ) causa una indicación de alarma de presión baja del aceite en la pantalla del operador. La operación normal del molino es de  $1500 \text{ psig}$  aproximadamente.
- Presión  $< 5860 \text{ kPa}$  ( $861 \text{ psig}$ ) causa una indicación de alarma de presión baja-baja del aceite en la pantalla del operador.



## CAPITULO V

## DISEÑO DEL SISTEMA DE ALTA Y BAJA PRESIÓN

## Objetivos:

- Determinar el diámetro ideal para el sistema de alta presión y de baja presión.
- Determinar el espesor (Schedule) para la tubería de alta y baja presión
- Seleccionar las válvulas de alivio del sistema de baja y alta presión.
- Seleccionar accesorios auxiliares para los sistemas de alta y baja presión.

**Nota:**

Para mayores detalles sobre el sistema de alta y baja presión ver planos de tuberías e instrumentación: 100-2010; 700-2010; 800-2010; 900-2010.

**5.1 Cálculo del diámetro tentativo de tuberías del sistema de alta presión:**

Para el cálculo del diámetro de tubería se empieza con un diámetro mínimo sin contar pérdidas de accesorios, para esto se hará uso de la siguiente fórmula de diseño.

$$D = 0.66 \left[ \epsilon^{1.25} \left( \frac{LQ^2}{gh_L} \right)^{4.75} + \nu Q^{9.4} \left( \frac{L}{gh_L} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

(Ecu. 5.1)

(Ref. Mecánica de Fluidos, Robert Moot, Streeter, Wylie)

Dónde:

- D = Diámetro interior de tubería (m, pies)
- $\epsilon$  = Rugosidad (m, pies)

- $L$  = Longitud de tubería (m, pies)
- $Q$  = Caudal ( $m^3/s$ ,  $l/s$ ,  $pies^3/s$ )
- $g$  = Gravedad ( $m^2/s$ ,  $pies^2/s$ )
- $h_L$  = Pérdida de energía (m, pies)
- $\nu$  = Viscosidad Cinemática ( $pies^2/s$ ,  $m^2/s$ )

**Nota:**

La ecuación 5.1 es válida para:

- $3 \times 10^3 \leq Re \leq 3 \times 10^8$
- $10^{-6} \leq \frac{\epsilon}{D} \leq 2 \times 10^{-2}$

Cálculo del diámetro de tubería para el sistema de Alta Presión antes del Rack distribuidor.

**5.1.2 Diámetro inicial:**

El cálculo se inicia con un diámetro tentativo, este solo contempla alturas, presiones y longitud de tuberías. Después de hacer el cálculo tentativo del diámetro de tubería se agregaran las pérdidas por accesorios basándonos en el diámetro previamente calculado, y se evaluarán las presiones deseadas del sistema.

En el caso de los molinos, la presión del sistema depende del tipo de rodamiento que se tenga, puede ser Hidrostático o Hidrodinámico, en este trabajo de tesis, el tipo de rodamiento es del tipo Hidrostático, este tipo de rodamiento mantiene una presión constante estimada de trabajo entre 600 psig y 1500 psig, dependiendo del tamaño del molino, para mantener el molino en suspensión, estas pueden llegar hasta 2800 psig en algunos casos.

Entre los datos de operación para el sistema de alta presión del molino tenemos:

Datos para el diseño:

- $P_1 = 1500$  psig (En la descarga de bomba, presión de trabajo)
- $P_2 = 1300$  psig (Antes de llegar al Rack distribuidor)
- $Z_1 = 0$  pies
- $Z_2 = 25.44$  pies (Altura hasta llegar al rack distribuidor)
- $\rho = 53.688$  lb/pies<sup>3</sup>

Entre los datos del fluido a utilizar tenemos (Ref. Mobil DTE 20 Ver anexo A para mayor detalle):

Datos del aceite a utilizar:

- **Nombre del Aceite: MOBIL DTE 20**
- **Densidad relativa: 0.860**
- **Viscosidad cinemática: 21cSt (21 mm<sup>2</sup>/seg) o (0.000226 pies<sup>2</sup>/s)**

Con los datos anteriormente mencionados se calculan las **pérdidas únicamente de tubería** con la ecuación 5.2, sin añadir pérdidas de accesorios, donde  $v_1=v_2$  (velocidades), ya que es el mismo diámetro:

$$h_L = \frac{(P_1 - P_2)}{\gamma} + Z_1 - Z_2$$

(Ecu.5.2)

Dónde:

$P_1$ = Presión en punto 1 (psig)

$P_2$ = Presión en punto 2 (psig)

$\gamma$  = Peso específico del fluido (lb/ pies<sup>3</sup> o kg/ m<sup>3</sup>)

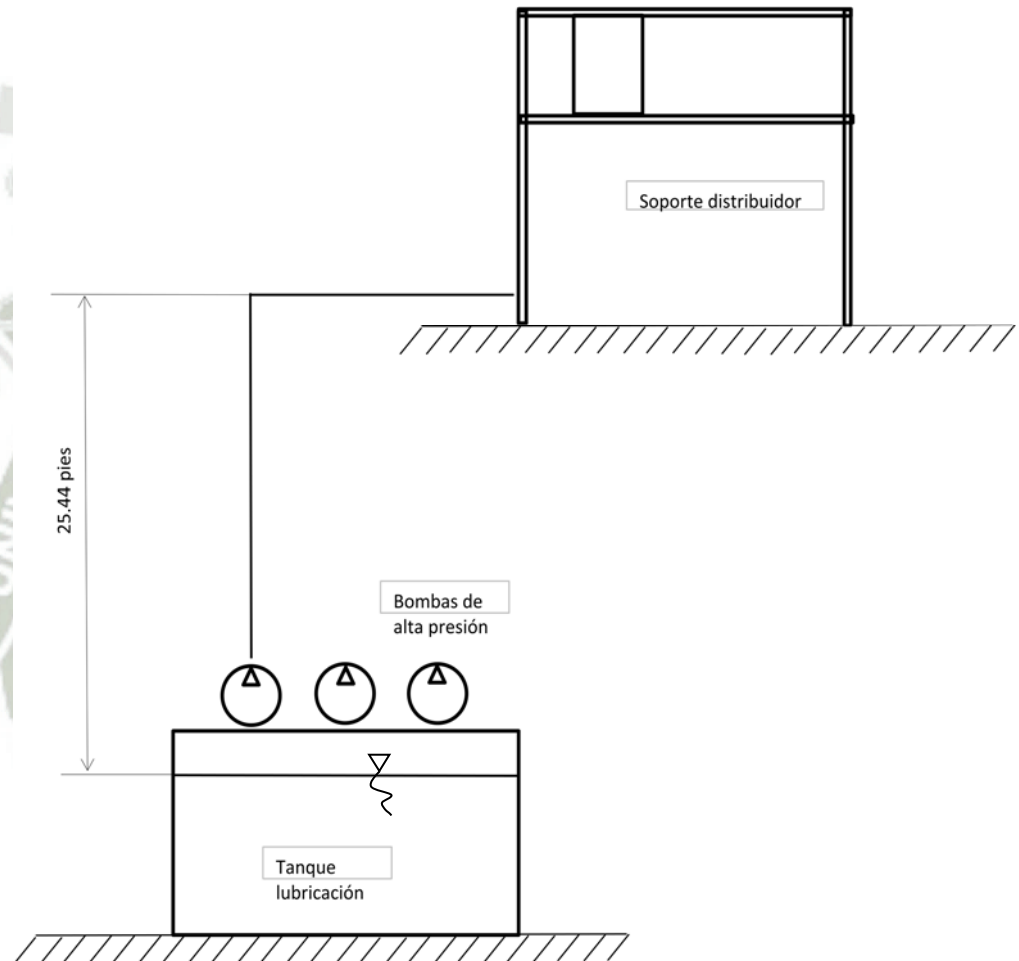
$Z_1$ = Elevación del punto 1 = 0 (pies)

$Z_2$ = Elevación del punto 2 = 25.44 (pies)

**Nota:**

Para mayores detalles sobre el sistema de alta presión ver planos de tuberías e instrumentación: 90-2010 al 200-2010;700-2010 al 900-2010.

Gráfica 01: Esquema del Sistema de Alta Presión



Remplazamos los datos anteriores en la ecuación 5.2; previo obtenemos el peso específico:

Densidad Relativa del aceite = 0.86

Tenemos:  $0.860 \times 1000 \text{ kg/m}^3$

$\gamma = 860 \text{ kg/ m}^3$



$$\gamma = 53.688 \text{ lb/pies}^3$$

$$h_L = \frac{(1500 - 1300) \times 144}{53.688} + 0 - 25.44$$

$$h_L = 510.99 \text{ pies}$$

#### Datos adicionales de operación:

- $Q = 0.15 \text{ pies}^3/\text{s}$  o  $15.4 \text{ m}^3/\text{h}$ .
- Longitud de tubería = 30 pies
- Rugosidad de tubería =  $1.50 \times 10^{-4}$  pies (Rugosidad para el acero comercial o soldado, referencia Mecánica de Fluidos, Robert Moot, 6ta edición)

Con los datos anteriormente mencionados se realiza el cálculo del diámetro mínimo de tubería utilizando la ecuación 5.1.

$$D = 0.66 \left[ (1.5 \times 10^{-4})^{1.25} \left( \frac{30 \times 0.15^2}{32.2 \times 510.99} \right)^{4.75} + 2.26 \times 10^{-4} \times 0.15^{9.4} \left( \frac{30}{32.2 \times 510.99} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

$$D = 0.66 \times [(5.06 \times 10^{-26})]^{0.04}$$

$$D = 0.0642 \text{ pies} = 0.77 \text{ pulgadas}$$

#### Conclusiones:

Diámetro mínimo de tubería a utilizar sería de 0.77 pulgadas.

Luego de varios tanteos se determina que la tubería final será de 2 pulgadas utilizando SCH160; los cálculos se presentan a continuación.

Los tanteos se muestran en el anexo M.

#### 5.1.3 Diámetro de 2 pulgadas con pérdidas menores:

La selección final de tubería se realiza mediante tanteos que dependen de la presión deseada al final de la tubería, se empieza con un diámetro

de 1 pulgada (ya que el diámetro de 0.77 pulgadas no es comercial) luego se confirma si con esta tubería se satisface la presión al final de la tubería requerida. (Los tanteos realizados se muestran en el anexo M)

Finalmente se utilizara un diámetro de 2 pulgadas la cual cumple con las presiones deseadas.

De la Tabla 01 se obtienen los valores de los diámetros comerciales.

Tabla 01: Tabla de espesores de tubería

Tamaño Nominal de Tubería (Pulgadas)	Diámetro Exterior(Pulgadas)	Espesor de Pared (Pulgadas)						
		SCH 5	SCH 10	SCH 30	SCH 40	SCH 80	SCH 120	SCH 160
1/8	0.405	0.035	0.049	0.057	0.068	0.095	NA	NA
1/4	0.540	0.049	0.065	0.073	0.088	0.119	NA	NA
3/8	0.675	0.049	0.065	0.073	0.091	0.126	NA	NA
1/2	0.840	0.065	0.083	0.095	0.109	0.147	0.170	0.188
3/4	1.050	0.065	0.083	0.095	0.113	0.154	0.170	0.219
1	1.315	0.065	0.109	0.114	0.133	0.179	0.200	0.250
1-1/4	1.660	0.065	0.109	0.117	0.140	0.191	0.215	0.250
1-1/2	1.900	0.065	0.109	0.125	0.145	0.200	0.225	0.281
2	2.375	0.065	0.109	NA	0.154	0.218	0.250	0.344
2-1/2	2.875	0.083	0.120	NA	0.203	0.276	0.300	0.375
3	3.500	0.083	0.120	NA	0.216	0.300	0.350	0.438
3-1/2	4.000	0.083	0.120	NA	0.226	0.318	NA	NA

Fuente: Flow Control Accesorios (Ver anexo B)

### 5.1.3.1 Cálculo de parámetros de operación para tubería de 2 pulgadas:

a) Determinamos el área :

$$A2" = \frac{\Pi(D)^2}{4}$$

(Ecu.5.3)

Con los datos de la Tabla 01 y usando SCH 160 de 2 pulgadas obtenemos:

$$A2'' = \frac{\Pi(0.1405)^2}{4}$$

$$A2'' = 0.0155 \text{ pies}^2$$

**b) Determinamos rugosidad relativa:**

$$\text{Rugosidad Relativa} = \frac{D}{\epsilon}$$

(Ecu.5.4)

$$\epsilon = \text{Acero comercial soldado} = 1.5 \times 10^{-4} \text{ pies}$$

(Referencia Mecánica de Fluidos, Robert Moot, 6ta edición)

$$\text{Rugosidad Relativa} = \frac{0.1405}{1.5 \times 10^{-4}}$$

$$\text{Rugosidad Relativa} = 936.66$$

**c) Longitud equivalente en diámetros de tubería:**

$$\text{Longitud Equivalente} = \frac{L}{D}$$

(Ecu. 5.5)

$$\text{Longitud Equivalente} = \frac{30}{0.1405}$$

$$\text{Longitud Equivalente} = 214 \text{ pies}$$

**d) Velocidad de flujo:**

$$v = \frac{Q}{A}$$

(Ecu. 5.6)

$$v = \frac{0.1510}{0.01550}$$

$$v = 9.74 \frac{\text{pies}}{\text{s}}$$

e) Carga de velocidad:

$$\text{Carga de Velocidad} = \frac{v^2}{2g}$$

(Ecu.5.7)

$$\text{Carga de Velocidad} = \frac{9.74^2}{2 \times 32.2} = 1.474 \text{ pies}$$

f) Número de Reynolds:

$$Nr = \frac{vD}{\nu}$$

(Ecu.5.8)

Dónde:

v: Velocidad (m/s)

D: Diámetro interior (mm o pulgadas)

$\nu$  : Viscosidad cinemática ( pies<sup>2</sup>/s o m<sup>2</sup>/s)

$$Nr = \frac{9.74 \times 0.1405}{2.26 \times 10^{-4}} = 6056.52$$

**Nota:**

Nr < 2000, Flujo Laminar

Nr > 4000, Flujo Turbulento

Mediante el uso del diagrama de Moddy (Ver anexo C) obtenemos un factor de fricción:

$$f = 0.039$$

**g) Calculamos las pérdidas del sistema:**

Antes de llegar al rack de distribución los accesorios y sus correspondientes pérdidas se listan en la Tabla 02.

Se realiza el cálculo de pérdidas usando la siguiente ecuación:

$$h_n = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

(Ecu.5.9)

Dónde:

f : Factor de fricción (a dimensional)

L: Longitud de la corriente del flujo (m, pies)

D: Diámetro de tubería (m, pies)

v : Velocidad promedio del flujo (m/s; pies/s)

Tabla 02: Accesorios para el sistema de alta presión y pérdidas

Pérdidas	Conexión	K	Cantidad	Pérdidas (pies)	L <sub>e</sub> /D
h <sub>1</sub>	Fricción en tubería K <sub>1</sub> = f(L/D) 2"	8.33	1	12.28	-----
h <sub>2</sub>	Válvula de Bola 2"	0.11	2	0.17	3
h <sub>3</sub>	Válvula de Bola 2" con switch	0.06	1	0.08	3
h <sub>4</sub>	Válvula de control de flujo 2"	0.15	1	0.22	8
h <sub>5</sub>	Válvula check 2"	1.90	1	2.80	100
h <sub>6</sub>	Codo 90° de 2"	3.42	6	5.04	30
h <sub>7</sub>	Te de 2"	0.76	2	1.12	20
h <sub>8</sub>	Pérdida en la entrada achaflanada de tubería de 2.5"	0.25	1	0.15	-----
h <sub>9</sub>	Pérdida en la descarga de tubería de 2"	1	1	1.47	
h <sub>L</sub> Total				<b>23.33</b>	

Fuente: Elaboración propia (Ver anexo D para las pérdidas de accesorios).

**Nota:**

El factor de fricción para accesorios de 2 pulgadas es de 0.019 (Referencia

Tabla 10.5, Mecánica de Fluidos, Robert Moot, 6ta edición)

### 5.1.3.2 Cálculo de pérdidas para tubería de 2 pulgadas:

#### 1. Pérdida de tubería :

$$h_1 = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Dónde:

$$f = 0.039$$

$$\frac{L}{D} = 214 \text{ pies}$$

$$\frac{v^2}{2g} = 1.474 \text{ pies}$$

$$h_1 = (0.039) \times (214) \times (1.474) = 12.28 \text{ pies}$$

#### 2. Pérdida en válvula de bola 2" (cantidad 02) :

$$h_2 = 2 \times f \times \frac{L_e}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Dónde:

$$f = 0.019$$

$$\frac{L_e}{D} = 3 \text{ pies}$$

$$\frac{v^2}{2g} = 1.474 \text{ pies}$$

Cantidad = 02

$$h_2 = 2 \times (0.019) \times (3) \times (1.474) = 0.17 \text{ pies}$$

**3. Pérdida en válvula de bola con switch:**

$$h_3 = f \times \frac{L_e}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Dónde:

$$f = 0.019$$

$$\frac{L_e}{D} = 3 \text{ pies}$$

$$\frac{v^2}{2g} = 1.474 \text{ pies}$$

$$h_3 = (0.019) \times (3) \times (1.474) = 0.08 \text{ pies}$$

**4. Pérdida en válvula de control de flujo:**

$$h_4 = f \times \frac{L_e}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Dónde:

$$f = 0.019$$

$$\frac{L_e}{D} = 8 \text{ pies}$$

$$\frac{v^2}{2g} = 1.474 \text{ pies}$$

$$h_4 = (0.019) \times (8) \times (1.474) = 0.22 \text{ pies}$$

**5. Pérdida en válvula check:**

$$h_5 = f \times \frac{L_e}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Dónde:

$$f = 0.019$$

$$\frac{L_e}{D} = 100 \text{ pies}$$

$$\frac{v^2}{2g} = 1.474 \text{ pies}$$

$$h_5 = (0.019) \times (100) \times (1.474) = 2.80 \text{ pies}$$

**6. Pérdida en codo de 90°:**

$$h_6 = 6xf \times \frac{L_e}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Dónde:

$$f = 0.019$$

$$\frac{L_e}{D} = 30 \text{ pies}$$

$$\frac{v^2}{2g} = 1.474 \text{ pies}$$

Cantidad = 06

$$h_6 = 6 \times (0.019) \times (30) \times (1.474) = 5.04 \text{ pies}$$

**7. Pérdida en T de 2 pulgadas:**

$$h_7 = 2xf \times \frac{L_e}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Dónde

$$f = 0.019$$

$$\frac{L_e}{D} = 20 \text{ pies}$$

$$\frac{v^2}{2g} = 1.474 \text{ pies}$$

Cantidad = 02

$$h_7 = 2 \times (0.019) \times (20) \times (1.474) = 1.12 \text{ pies}$$



**8. Pérdida en la entrada con una tubería de 2.5 pulgadas:**

$$h_8 = k \times \left( \frac{v^2}{2g} \right)$$

(Ecu.5.10)

Dónde:

- $k = 0.25$  (Tubería achaflanada; Referencia Mecánica de Fluidos, Robert Moot, 6ta edición)

$$\frac{v^2}{2g} = 0.585 \text{ pies}$$

$$h_8 = 0.25 \times 0.585 = 0.15 \text{ pies}$$

**9. Pérdida en la descarga con una tubería de 2 pulgadas:**

$$h_9 = k \times \left( \frac{v^2}{2g} \right)$$

Dónde:

- $k = 1$  (Referencia Mecánica de Fluidos, Robert Moot, 6ta edición)

$$\frac{v^2}{2g} = 1.47 \text{ pies}$$

$$h_9 = 1 \times 1.47 = 1.47 \text{ pies}$$

**10. Suma total de pérdidas:**

$$h_{L\text{Total}} = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 + h_7 + h_8 + h_9$$

$$h_{L\text{Total}} = 12.28 + 0.17 + 0.08 + 0.22 + 2.8 + 5.04 + 1.12 + 0.15 + 1.47$$

$$h_{L\text{Total}} = \mathbf{23.33 \text{ pies}}$$

Pasamos a calcular la presión en el extremo de la tubería:

$$P_2 = P_1 + \gamma \frac{\left( Z_1 - Z_2 + \frac{V_1^2}{(2 \times 32.2)} - \frac{V_2^2}{(2 \times 32.2)} - \Sigma h_L \right)}{144}$$

(Ecu. 5.11)

Dónde:

- $P_1 = 1500$  psig
- $P_2 = 1300$  psig
- $Z_1 = 0$  pies
- $Z_2 = 25.44$  pies
- $\frac{v_1^2}{2g} = 1.474$  pies/s
- $\frac{v_2^2}{2g} = 1.474$  pies/s
- $\Sigma h_L = 23.33$  pies
- $\gamma = 53.688$  lb/pies<sup>3</sup>

$$P_2 = 1500 + 53.688 \frac{(0 - 25.44 + 1.474 - 1.474 - 23.33)}{144}$$

$$P_2 = 1481.81 \text{ psig}$$

Según lo calculado, la presión real en el punto 2 es de 1481.81 psig. Si comparamos esta presión con la presión ideal de trabajo:

**Presión Real > Presión Ideal de trabajo**

$$1481.81 \text{ psig} > 1300 \text{ psig}$$

**SI CUMPLE**

Adicionalmente a este valor calculado se tiene que restar la pérdida que ocurren en los filtros seleccionados.

Para este sistema se hace la selección de un filtro dúplex HYDAC, seleccionamos el modelo de filtro:

**HYDAC FMND BN/HC 400 L D F 25 A 1 X 12 V**

Los cálculos de selección de este filtro se muestran a continuación:

Datos de operación:

- Q = 67.80 gpm (15.4 m<sup>3</sup>/h)
- Presión = 1500 psig
- Viscosidad cinemática = 21 mm<sup>2</sup>/s a 100 F°

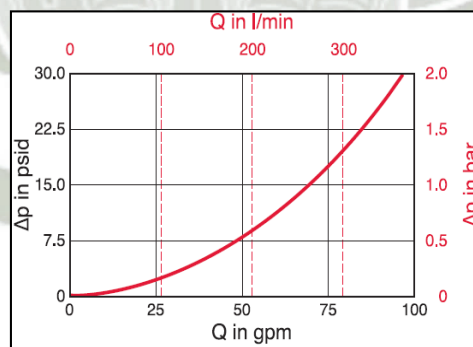
La pérdida total de presión en el filtro se calcula con la siguiente fórmula:

$$\Delta P = \Delta P \text{ en carcasa} + \Delta P \text{ en elemento filtrante}$$

(Ecu. 5.12) Ref. Filtros HYDAC

$\Delta P$  en carcasa, la obtenemos de la gráfica 02 del filtro.

Gráfica 02: Diferencial de presión en carcasa de filtro



Fuente: Filtro Hydac (Ver anexo E)

De acá obtenemos una caída de presión de 15 psig a 67.8 gpm. Ahora calculamos la diferencia de presión del elemento filtrante, para eso usamos la siguiente fórmula:

$$\Delta P \text{ en Elemento} = K \times \text{Caudal} \times \left( \frac{\text{Viscosidad SSU}}{141} \right) \times \left( \frac{\text{Gravedad específica}}{0.86} \right)$$

(Ecu. 5.13) Ref. Filtros HYDAC

Dónde:

K: Factor de diseño de filtro (Ref. filtros HYDAC) adimensional

Caudal: Caudal del fluido a filtrar (gpm)

El factor K sale de la Tabla 03:

Tabla 03: Factor K de elemento filtrante

Size	...DN...BN/HC			
	3 μm	6 μm	10 μm	25 μm
0160	0.439	0.306	0.202	0.143
0250	0.275	0.178	0.111	0.091
0400	0.178	0.110	0.073	0.055

Fuente: Filtros Hydac. (Ver anexo E)

Seleccionamos una limpieza de 25 micrones (referencia de fabricante) y un tamaño de filtro de 400 de tamaño ya que este soporta el caudal deseado para un elemento DN BN/HC y cumple con la limpieza de aceite requerida por fabricante.

Así obtenemos un valor K de 0.055.

La viscosidad en SSU es de: 102 SUS

Con estos datos procedemos a calcular:

$$P\Delta \text{ en Elemento} = 0.055 \times 67.8 \times \left( \frac{102}{141} \right) \times \left( \frac{0.860}{0.86} \right)$$

$$P\Delta \text{ en Elemento} = 2.6975 \text{ psig}$$

Utilizando la ecuación 5.13 obtenemos:

$$P\Delta = 15 \text{ psig} + 2.6975 \text{ psig} = 17.69 \text{ psig}$$

Este valor lo restamos de la presión final obtenida de la ecuación 5.11 y obtenemos:

$$\text{Presión final en punto 02} = 1481.81 - 17.69$$

$$\text{Presión final en punto 02} = 1464.12 \text{ psig}$$

Esta presión sigue siendo mayor a los 1300 psig que se desean en el mismo punto por tanto la selección del filtro y tubería es la correcta.

#### 5.1.4 Diámetro de tubería en el soporte distribuidor:

Para el cálculo del soporte distribuidor los datos de operación son los siguientes, ver plano 100-2010 para mayores detalles:

- $P_1 = 1300 \text{ psig}$
- $P_2 = 950 \text{ psig}$
- $Q = 0.0377 \text{ pies}^3/\text{s}$
- $Z_1 = 0$
- $Z_2 = 5.5 \text{ pies}$
- Longitud de tubería = 20 pies
- Rugosidad de tubería =  $1.50 \times 10^{-4} \text{ pies}$
- Peso específico del fluido =  $53.688 \text{ lb/ pie}^3$
- Viscosidad Cinemática =  $2.26 \times 10^{-4} \text{ pies}^2/\text{s}$

Con estos datos realizamos los cálculos para calcular el diámetro tentativo. Con la ecuación 5.2 calculamos las pérdidas.

$$h_L = \frac{(P_1 - P_2)}{\gamma} + Z_1 - Z_2$$

$$h_L = \frac{(1300 - 950)}{53.688} \times 144 - 5.5$$

$$h_L = 933.26 \text{ pies}$$

Con la ecuación 5.1 se calcula el diámetro mínimo, sin pérdidas:

$$D = 0.66 \left[ \epsilon^{1.25} \left( \frac{LQ^2}{gh_L} \right)^{4.75} + \nu Q^{9.4} \left( \frac{L}{gh_L} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

(Ecu. 5.1)

$$D = 0.66 \left[ (1.5 \times 10^{-4})^{1.25} \left( \frac{20 \times 0.0377^2}{32.2 \times 933.26} \right)^{4.75} + 2.26 \times 10^{-4} \times 0.0377^{9.4} \left( \frac{20}{32.2 \times 933.26} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

$$D = 0.03 \text{ pies} = 0.37 \text{ pulgadas}$$

El diámetro obtenido es de aproximadamente 3/8 de pulgada, utilizamos el inmediato mayor para obtener mejores resultados, después de varias iteraciones se llega a la conclusión de que el diámetro que satisface las necesidades del proyecto es de 1 1/2" pulgadas.

Mayores detalles sobre los cálculos tentativos de la tubería se encuentran en el anexo M.

A continuación se presentan los cálculos realizados con la tubería ya seleccionada de 1 1/2":

Tabla 01: Tabla de espesores comerciales

Tamaño Nominal de Tubería (pulgadas)	Diámetro Exterior(pulgadas)	Espesor de Pared (pulgadas)						
		SCH 5	SCH 10	SCH 30	SCH 40	SCH 80	SCH 120	SCH 160
1/8	0.405	0.035	0.049	0.057	0.068	0.095	NA	NA
1/4	0.540	0.049	0.065	0.073	0.088	0.119	NA	NA
3/8	0.675	0.049	0.065	0.073	0.091	0.126	NA	NA
1/2	0.840	0.065	0.083	0.095	0.109	0.147	0.170	0.188
3/4	1.050	0.065	0.083	0.095	0.113	0.154	0.170	0.219
1	1.315	0.065	0.109	0.114	0.133	0.179	0.200	0.250
1-1/4	1.660	0.065	0.109	0.117	0.140	0.191	0.215	0.250
1-1/2	1.900	0.065	0.109	0.125	0.145	0.200	0.225	0.281
2	2.375	0.065	0.109	NA	0.154	0.218	0.250	0.344
2-1/2	2.875	0.083	0.120	NA	0.203	0.276	0.300	0.375
3	3.500	0.083	0.120	NA	0.216	0.300	0.350	0.438

Fuente: Flow Control Accesories (Ver anexo B)

Al realizar el cálculo con una tubería de 1 1/2 pulgada obtenemos los siguientes resultados:

#### 5.1.4.1 Cálculo de pérdidas para tubería de 1 ½ pulgada:

a) Determinamos el área :

$$A_{1\ 1/2"} = \frac{\Pi(D)^2}{4}$$

(Ecu.5.3)

Con los datos de la Tabla 01 y usando SCH 120 con 1 ½” pulgadas y obtenemos:

$$A_{1\ 1/2"} = \frac{\Pi(0.1208)^2}{4}$$

$$A_{1\ 1/2"} = 0.01146 \text{ pies}^2$$

**b) Determinamos rugosidad relativa:**

$$\text{Rugosidad Relativa} = \frac{D}{\epsilon}$$

(Ecu.5.4)

$$\epsilon = \text{Acero comercial soldado} = 1.5 \times 10^{-4} \text{ pies}$$

$$\text{Rugosidad Relativa} = \frac{0.1208}{1.5 \times 10^{-4}}$$

$$\text{Rugosidad Relativa} = 805$$

**c) Longitud Equivalente en diámetros de tubería:**

$$\text{Longitud Equivalente} = \frac{L}{D}$$

(Ecu. 5.5)

$$\text{Longitud Equivalente} = \frac{20}{0.1208}$$

$$\text{Longitud Equivalente} = 166 \text{ pies}$$

**d) Velocidad de flujo:**

$$v = \frac{Q}{A}$$

(Ecu. 5.6)

$$v = \frac{0.0377}{0.01146}$$

$$v = 3.29 \frac{\text{pies}}{\text{s}}$$



**e) Carga de velocidad:**

$$\text{Carga de Velocidad} = \frac{v^2}{2g}$$

(Ecu.5.7)

$$\text{Carga de Velocidad} = \frac{3.29^2}{2 \times 32.2} = 0.169 \text{ pies}$$

**f) Número de Reynolds:**

$$Nr = \frac{vD}{\nu}$$

(Ecu.5.8)

$$Nr = \frac{3.29 \times 0.1208}{2.26 \times 10^{-4}} = 1760.70$$

**Nota:**

Nr &lt; 2000, Flujo Laminar

Nr &gt; 4000, Flujo Turbulento

El valor obtenido nos indica que tenemos un flujo laminar.

Determinamos el factor de fricción.

$$f = \frac{64}{Nr}$$

(Ecu. 5.14)

$$f = 0.0363$$

Aplicamos la formula para hallar pérdidas:

$$h_n = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

(Ecu.5.9)

Utilizando las respectivas longitudes equivalente L/D de cada accesorio y se obtiene lo siguiente.

Tabla 04: Accesorios del soporte distribuidor y pérdidas

Pérdidas	Conexión	K	Cantidad	Perdidas en pies	L/D
h <sub>1</sub>	Fricción de tubería 1.5"	6.02	1	1.01	-----
h <sub>2</sub>	Divisor de Flujo	10	1	1.69	-----
h <sub>3</sub>	Válvula de compuerta	0.672	4	0.11	8
h <sub>4</sub>	Codo 90 de 1.5"	3.78	6	0.64	30
h <sub>5</sub>	Codo 45 de 1.5"	1.344	4	0.23	16
h <sub>6</sub>	T de 1.5"	1.68	4	0.28	20
h <sub>7</sub>	Válvula check de 1.5"	4.2	4	0.71	50
h <sub>LTot</sub>				<b>4.66</b>	

Fuente: Elaboración propia (Ver anexo D para las pérdidas de accesorios).

$$h_{LTot} = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 + h_7$$

$$h_{LTot} = 1.01 + 1.69 + 0.11 + 0.64 + 0.23 + 0.28 + 0.71$$

$$h_{LTot} = 4.66 \text{ pies}$$

Pasamos a calcular la presión en el extremo de la tubería usamos la ecuación

5.11:

$$P_2 = P_1 + \gamma \frac{\left( Z_1 - Z_2 + \frac{v_1^2}{(2 \times 32.2)} - \frac{v_2^2}{(2 \times 32.2)} - \Sigma h_L \right)}{144}$$

Dónde:

$$P_1 = 1300 \text{ psig}$$

$$P_2 = 950 \text{ psig (Mínima presión, requerida)}$$

$$Z_1 = 0 \text{ pies}$$

$$Z_2 = 5.5 \text{ pies}$$

$$v_1 = 3.08 \text{ pies/s}$$

$$v_2 = 3.08 \text{ pies/s}$$

$$\Sigma h_L = 4.66 \text{ pies}$$

$$\gamma = 53.680 \text{ lb/pies}^3$$

$$P_2 = 1300 + 53.688 \frac{\left(0 - 5.5 + \frac{3.08^2}{(2 \times 32.2)} - \frac{3.08^2}{(2 \times 32.2)} - 4.66\right)}{144}$$

$$P_2 = 1296.21 \text{ psig}$$

Según lo calculado, la presión real en el punto 2 es de 1296.21 psig.

Si comparamos esta presión con la presión ideal de trabajo:

**Presión Real > Presión Ideal de trabajo**

$$1296.21 \text{ psig} > 950 \text{ psig}$$

**SI CUMPLE**

### 5.1.5 Conclusiones sobre espesor de tuberías:

Para el sistema de tuberías, desde el tanque hacia el rack distribuidor se seleccionara:

- Tubería de 2 pulgadas SCH 160.

Para el sistema de tuberías, del rack hacia los trunnions, se seleccionara:

- Tubería de 1 ½ pulgadas SCH 120.

### 5.1.6 Comprobación de Schedule en el sistema de alta presión:

Para comprobar que el Schedule seleccionado es el correcto lo comprobamos a continuación con la siguiente fórmula:

$$enom = 1.143 \times \left( \frac{PxD}{2(SxE + PxY)} + A \right)$$

(Ecu. 5.15) Ref. ASME B31.3, 304.1.2

Dónde:

- P = Presión de diseño (psig o Pa)
- $e_{nom}$  = Espesor básico de pared (pulg o mm)
- D = Diámetro exterior de la tubería (pulg o mm)
- S = Esfuerzo permisible en tensión (psi o MPa)
- E = Factor de calidad junta longitudinal (Tabla A-1A o Tabla A-1B Ref. ASME B31.3, ver anexo K).
- Y = Factor de corrección con base en el tipo de material y temperatura (Tabla 304 1.1 Ref. ASME B31.3)
- A = Tolerancia a la corrosión que se basa en las propiedades químicas de la tubería con el fluido y la vida de diseño de la tubería, los valores comunes a usar son 2 mm o 0.08 pulg.

**Nota:**

- El valor E, depende de cómo está hecha la tubería, adimensional.
- Para tuberías de acero sin costuras y aleación de níquel,
  - E = 1.00
  - Para tuberías soldada de aleación de níquel, E= 0.80
  - Para tuberías soldada con resistencia eléctrica E= 0.85
- El valor de Y es de 0.40 para el acero, aleaciones de níquel y metales no ferrosos a temperaturas de 900°F y menores.

#### 5.1.6.1 Cálculo de Schedule para tubería de 2 pulgadas SCH 160:

- Presión de trabajo máxima = 3000 psig
- Diámetro escogido = 2 pulgadas
- Diámetro Exterior = 2.375 pulgadas
- S = 20 ksi Ref. ASME B31.3 TABLA A-1 para acero inoxidable A268. (Referencia anexo F)
- E= 1 (Ref. ASME B31.3 TABLA A-1B, Ver anexo K)
- Y= 0.4 Material no ferroso. (Ref. ASME B31.3 Tabla 304.1.1)

$$e_{nom} = 1.143 \times \left( \frac{3000 \times 2.375}{2(20\,000 \times 1 + 3000 \times 0.4)} + 0.08 \right)$$

$$e_{nom} = 0.2835 \text{ pulgadas}$$

Comparamos este valor con el valor de la Tabla 01 y obtenemos que el espesor inmediato mayor es de 0.344 pulgadas correspondiente al SCH160.

#### 5.1.6.2 Cálculo de Schedule para tubería de 1 ½ pulgadas SCH 120:

- Presión de trabajo máxima = 2500 psig
- Diámetro escogido = 1 ½ pulgadas
- Diámetro Exterior = 1.9 pulgadas
- S = 20 ksi Ref. ASME B31.3 TABLA A-1 para acero inoxidable A 268.
- E = 0.8 (Ref ASME B31.3 TABLA A-1A, ver anexo F).
- Y = 0.4 Material no ferroso.

$$e_{nom} = 1.143 \times \left( \frac{2500 \times 1.9}{2(20\,000 \times 1 + 2500 \times 0.4)} + 0.08 \right)$$

$$e_{nom} = 1.143 \times (0.19)$$

$$\text{enom} = 0.22 \text{ pulgadas}$$

Comparamos este valor con el valor de la Tabla 01 y obtenemos el espesor inmediato mayor es de 0.225 pulgadas correspondiente al SCH 120.

### 5.1.7 Selección de la válvula de alivio para el sistema de alta presión:

Para seleccionar a válvula de alivio hacemos uso de la siguiente fórmula:

$$A = \left( \frac{11.78 \times Q}{K_d \times K_w \times K_c \times K_v} \times \sqrt{\frac{G_1}{P_1 - P_2}} \right)$$

(Ecu.5.16) Ref. Norma API 520 (5.8.1.3)

Donde:

- A: Área efectiva de descarga en (mm<sup>2</sup> o pulg<sup>2</sup>)
- Q: Flujo (l/min o m<sup>3</sup>/h)
- Kw: Factor de contrapresión, si es a la atmosfera entonces se considera 01.
- Kd:
  - 0.65 Cuando se instala sin disco de ruptura.
  - 0.62 Cuando se instala con disco de ruptura.
- Kc:
  - 1.0, Cuando no se instala disco de ruptura.
  - 0.9, Cuando se instala con disco de ruptura.
- Kv: Corrección de viscosidad.
- G1: Gravedad específica del fluido.
- P1: Presión de trabajo más sobre presión (kPag) (10% ASME B31.3 K322.6).
- P2: Contrapresión total (kPag)

Procedemos con el cálculo:

- $Q = 15.4 \text{ m}^3/\text{h} = 256.66 \text{ l/min}$
- $P_1 = 1500 + 10\% \text{ de sobrepresión psig} = 11376.3 \text{ kPag}$

$$A = \left( \frac{11.78 \times 256.66}{0.65 \times 1 \times 1 \times 1} \times \sqrt{\frac{0.86}{11376.3 - 0}} \right)$$

$$A = \left( 4651.46 \times \sqrt{\frac{0.86}{11376.3 - 0}} \right)$$

$$A = 4651.46 \times 0.00869$$

$$A = 40.42 \text{ mm}^2$$

$$A = 0.062 \text{ pulg}^2$$

De la Tabla 01, de Orificios estándares. (Ref API 526, 6. Orifice Area and Designations, ver anexo N), seleccionamos el área efectiva tipo D = 0.11 pulg<sup>2</sup>

Realizamos la corrección por viscosidad con el número de Reynolds.

$$Re = \frac{85220 \times Q}{U \times \sqrt{A}}$$

(Ecu.5.17) Ref. API 520, 5.8.1.4

Dónde:

- Q: Caudal (l/min)
- U: Viscosidad SSU (Saybolt Universal seconds)
- A: Área de descarga efectiva según API 526 (mm<sup>2</sup> o pulg<sup>2</sup>)

Resolvemos la ecuación:

$$Re = \frac{85220 \times 256.66}{1100 \times \sqrt{0.11}}$$

$$Re = 59953$$

De la Figura 37 (Ref. API 520) obtenemos el valor de Kv.

$$Kv = 0.98$$

Ahora calculamos el valor del área efectiva ya con la corrección de viscosidad.

$$A = \frac{Ar}{Kv}$$

(Ecu.5.18) Ref. API 520

$$A = \frac{0.062}{0.98}$$

$$A = 0.063 \text{ pulg}^2$$

### **Conclusión:**

Se utiliza un orificio tipo D de 0.11 pulg<sup>2</sup> (Referencia Tabla 01 del estándar API 526, ver anexo N).

## **5.2 Cálculo del diámetro de tubería para el sistema de Baja Presión:**

El sistema de baja presión, tiene como función enfriar y filtrar el aceite y luego mandarlo al sistema de alta presión, el aceite es enviado de un compartimiento a otro. La temperatura de operación del aceite varía entre 27°C y 46°C como máximo.

Los datos de operación del sistema de baja presión son:

- $P_1 = 70$  psig (salida de la bomba)
- $P_2 > 0$  psig (el tanque está abierto a la atmosfera).
- $Q = 220$  gpm ( 0.49 pies<sup>3</sup>/s)



- Temperatura de trabajo= 40°C.
- $Z_1= 0$  pies
- $Z_2= 0$  pies
- $L= 26$  pies (largo de tubería)
- $\gamma= 53.688$  lb/pies<sup>3</sup>

Al igual que en el cálculo para el sistema de alta presión hacemos uso de la fórmula de diseño 5.1 y calculamos el diámetro mínimo sin pérdidas.

$$D = 0.66 \left[ \epsilon^{1.25} \left( \frac{LQ^2}{gh_L} \right)^{4.75} + \nu Q^{9.4} \left( \frac{L}{gh_L} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

(Ecu. 5.1)

Hallamos las pérdidas admisibles sin pérdidas menores. Reemplazamos datos en la ecuación.

$$h_L = \frac{(P_1 - P_2)}{\gamma} + Z_1 - Z_2$$

$$h_L = \frac{(70 - 0)}{53.688} \times 144 + 0 - 0$$

$$h_L = 187.75 \text{ pies}$$

### 5.2.1 Diámetro Inicial:

Determinamos un diámetro mínimo con el que se debe trabajar.

Hacemos uso de la ecuación:

$$D = 0.66 \left[ (1.5 \times 10^{-4})^{1.25} \left( \frac{26 \times 0.49^2}{32.2 \times 187.75} \right)^{4.75} + 2.26 \times 10^{-4} \times 0.49^{9.4} \left( \frac{26}{32.2 \times 187.75} \right)^{5.2} \right]^{0.04}$$

$$D = 1.42 \text{ pulgadas}$$

Como este es un sistema de baja presión usaremos SCH 40 (más adelante se confirmara el SCH).

Primero se realizaron los tanteos con el diámetro de 1.5 pulgadas, encontrando que este diámetro no cumple con la presión deseada en el punto de descarga.

Se realizan cálculos tentativos con diámetros mayores llegando a la conclusión de que el diámetro ideal es de 3 pulgadas. (Ver detalles del cálculo de otros diámetros en el anexo P).

### 5.2.2 Diámetro de 3 pulgadas con pérdidas menores:

#### 5.2.2.1 Cálculos de parámetros de operación para tubería de 3 pulgadas:

##### a) Determinamos el área:

$$A_{3"} = \frac{\pi(D)^2}{4}$$

Con los datos de la Tabla 01 y usando SCH 40 de 3 pulgadas obtenemos:

$$A_{3"} = 0.051 \text{ pies}^2$$

##### b) Determinamos la rugosidad relativa:

$$\text{Rugosidad Relativa} = \frac{D}{\epsilon}$$

$$\text{Rugosidad Relativa} = \frac{0.255}{0.00015}$$

$$\text{Rugosidad Relativa} = 1700$$

##### c) Longitud equivalente en diámetros de tubería:

$$\text{Longitud Equivalente} = \frac{L}{D}$$

$$\text{Longitud Equivalente} = \frac{26}{0.25}$$

$$\text{Longitud Equivalente} = 102 \text{ pies}$$

**d) Velocidad de flujo:**

$$v = \frac{Q}{A}$$

$$v = \frac{0.49}{0.051}$$

$$v = 9.59 \frac{\text{pies}}{\text{s}}$$

**e) Carga de velocidad:**

$$\text{CargadeVelocidad} = \frac{v^2}{2g}$$

$$\text{CargadeVelocidad} = \frac{9.59^2}{2 \times 32.2}$$

$$\text{CargadeVelocidad} = 1.43 \text{ pies}$$

**f) Número de Reynolds:**

$$Nr = \frac{vD}{\nu}$$

$$Nr = \frac{9.59 \times 0.255}{0.00022604}$$

$$Nr = 10\ 823$$

Con esto determinamos que el flujo será turbulento.

**Nota:**

Nr < 2000, Flujo Laminar

Nr > 4000, Flujo Turbulento

Calculamos el factor de fricción haciendo uso del diagrama de Moody.

El factor de fricción es  $f = 0.03$

**g) Calculamos las pérdidas del sistema:**

Antes de llegar al rack de distribución los accesorios se listan en la Tabla 05.

Tabla 05: Accesorios para el sistema de Baja Presión

Pérdidas	Conexión	K	Cantidad	Pérdidas (pies)	L/D
h <sub>1</sub>	Fricción en tuberías	3.06	1	4.37	-----
h <sub>2</sub>	T de 3"	2.52	7	3.60	20
h <sub>3</sub>	Codo de 3"	5.4	10	7.72	30
h <sub>4</sub>	Válvula de bola 3"	0.378	7	0.54	3
h <sub>5</sub>	Filtro	NA	1	0.00	-----
h <sub>6</sub>	Intercambiador	NA	1	0.00	-----
h <sub>7</sub>	Pérdida en la entrada tubería de 4"	0.25	1	0.13	-----
h <sub>8</sub>	Pérdida en la salida de tubería de 3"	1	1	1.43	-----
h <sub>L</sub> Total				<b>17.79</b>	

Fuente: Elaboración propia (Ver anexo D para las pérdidas de accesorios).

Nota:

\* Pérdida en filtro de 4.58 psig.

\*\* Pérdida en intercambiador de 11.03 psig.

Ahora procedemos a hacer el cálculo de las pérdidas.

El cálculo de las pérdidas se realiza con la siguiente fórmula:

$$h_n = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

(Ecu.5.9)

El factor de fricción de los accesorios de 3 pulgadas es de 0.018  
(Referencia Tabla 10.5, Mecánica de Fluidos, Robert Moot, 6ta edición)

### 5.2.2.2 Cálculo de pérdidas para tubería de 3 pulgadas:

#### 1. Pérdida de tubería :

$$h_1 = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Dónde:

$$f = 0.03$$

$$\frac{L}{D} = 102 \text{ pies}$$

$$\frac{v^2}{2g} = 1.429 \text{ pies}$$

$$h_1 = 4.37 \text{ pies}$$

#### 2. Pérdida en T de 3 pulgadas (Cantidad 07):

$$h_2 = 7 \times f \times \frac{L_e}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Dónde:

$$f = 0.018$$

$$\frac{L_e}{D} = 20 \text{ pies}$$

$$\frac{v^2}{2g} = 1.429 \text{ pies}$$

Cantidad = 07

$$h_2 = 3.6 \text{ pies}$$

**3. Codo de 90° de 3 pulgadas (Cantidad 10):**

$$h_3 = 10 \times f \times \frac{L_e}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Dónde:

$$f = 0.018$$

$$\frac{L_e}{D} = 30 \text{ pies}$$

$$\frac{v^2}{2g} = 1.429 \text{ pies}$$

Cantidad = 10

$$h_3 = 7.72 \text{ pies}$$

**4. Válvulas de bola de 3 pulgadas (Cantidad 07) :**

$$h_4 = 7 \times f \times \frac{L_e}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

Dónde:

$$f = 0.018$$

$$\frac{L_e}{D} = 3 \text{ pies}$$

$$\frac{v^2}{2g} = 1.429 \text{ pies}$$

Cantidad = 7

$$h_4 = 0.54 \text{ pies}$$

**5. Pérdidas en la entrada de 4 pulgadas:**

Para la tubería de 4 pulgadas tenemos los siguientes cálculos:

En la succión del sistema se tiene una tubería de 4 pulgadas.

Para la entrada se calcularon los siguientes valores:

- Velocidad de flujo = 5.72 pies/s
- Área = 0.086 pies<sup>2</sup>
- Pérdida de velocidad = 0.510 pies
- Factor de fricción = 0.031 (Diagrama de Moody)
- Rugosidad relativa  $D/\epsilon = 2200$
- Reynolds = 8363.79

$$h_7 = kx \left( \frac{v^2}{2g} \right)$$

Dónde:

$K = 0.25$  (Referencia, Mecánica de Fluidos, Robert Moot, 6ta edición)

$$\frac{v^2}{2g} = 0.51 \text{ pies}$$

$$h_7 = 0.13 \text{ pies}$$

#### 6. Pérdidas en la salida de 3 pulgadas:

$$h_8 = kx \left( \frac{v^2}{2g} \right)$$

Dónde:

$K = 1$  Referencia, Mecánica de Fluidos, Robert Moot, 6ta edición)

$$\frac{v^2}{2g} = 1.429 \text{ pies}$$

$$h_8 = 1.43 \text{ pies}$$

### 7. Suma total de pérdidas:

$$h_{L\text{Total}} = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_7 + h_8$$

$$h_{L\text{Total}} = 4.37 + 3.6 + 7.72 + 0.54 + 0.13 + 1.43$$

$$h_{L\text{Total}} = 17.79 \text{ pies}$$

Pasamos a calcular la presión en el extremo de la tubería:

$$P_2 = P_1 + \gamma \frac{\left( Z_1 - Z_2 + \frac{v_1^2}{(2 \times 32.2)} - \frac{v_2^2}{(2 \times 32.2)} - \Sigma h_L \right)}{144}$$

Dónde:

- $P_1 = 70 \text{ psig}$
- $P_2 = 0 \text{ psig}$
- $Z_1 = 0 \text{ pies}$
- $Z_2 = 0 \text{ pies}$
- $v_1 = 9.59 \text{ pies/s}$
- $v_2 = 9.59 \text{ pies/s}$
- $\Sigma h_L = 17.79 \text{ pies}$
- $\gamma = 53.688 \text{ lb/pies}^3$

$$P_2 = 70 + 53.688 \frac{\left( 0 - 0 + \frac{9.59^2}{(2 \times 32.2)} - \frac{9.59^2}{(2 \times 32.2)} - 17.79 \right)}{144}$$

$$P_2 = 63.37 \text{ psig}$$

Según lo calculado, la presión real en el punto 2 es de 63.37 psig

Si comparamos esta presión con la presión ideal de trabajo:

Presión Real > Presión Ideal de trabajo

63.37 psig > Presión en tanque

**SI CUMPLE**



Tenemos que realizar el cálculo de la caída de presión de los filtros y comprobar si la presión de descarga sería afectada o no.

Para el sistema de baja presión hacemos la selección del siguiente filtro de la marca HYDAC.

**NFD BN/HC 1310 D A P 20 A 2.0 / A**

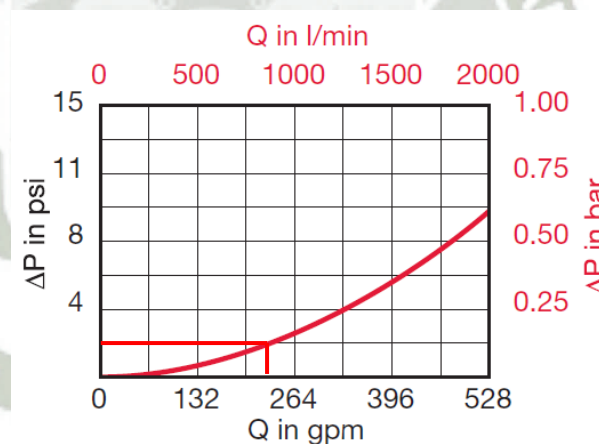
Para el cálculo de la selección del filtro y pérdidas de presión en el interior usamos la ecuación 5.12 como se hizo para el sistema de alta.

$$\Delta P = \Delta P \text{ en carcasa} + \Delta P \text{ en elemento filtrante.}$$

(Ecu.5.12) Ref. Filtros HYDAC

Hacemos el cálculo de la pérdida de la carcasa mediante el gráfico tomado de las especificaciones del filtro.

Gráfica 03: Caída de presión en carcasa de Filtro



Fuente: Filtro Hydac (Ver anexo E)

Con esta gráfica determinamos la caída de presión en la carcasa que, obtenemos: 2 psig

Ahora calculamos la caída de presión en el elemento filtrante:

$$\Delta P \text{ en Elemento} = K \times \text{Caudal} \times \left( \frac{\text{Viscosidad SSU}}{141} \right) \times \left( \frac{\text{Gravedad específica}}{0.86} \right)$$

(Ecu. 5.13) Ref. Filtros HYDAC

Hallamos el valor K de la Tabla 06.

Tabla 06: Factor K de elemento filtrante

Size	...R...BN4HC (Betamicon® Low Collapse)			
	3 µm	5 µm	10 µm	20 µm
1300	0.045	0.032	0.024	0.014
2600	0.023	0.016	0.011	0.007

Size	...R...ECO/N			
	3 µm	5 µm	10 µm	20 µm
1300	0.049	0.034	0.029	0.020
2600	0.024	0.017	0.014	0.010

Fuente: Filtros HYDAC. (Ver anexo E)

De la Tabla 06 obtenemos el siguiente valor K: 0.014 utilizando un elemento R BN4HC y 20 micrones.

Procedemos hacer el cálculo.

$$\Delta P \text{ en Elemento} = 0.014 \times 220 \times \left(\frac{100}{141}\right) \times \left(\frac{0.866}{0.86}\right)$$

$$\Delta P \text{ en Elemento} = 2.19 \text{ psig}$$

Entonces la pérdida total sería:

$$\Delta P = 2 + 2.19 = 4.19 \text{ psig}$$

Si restamos esta caída de presión al sistema (filtro e intercambiador de calor, para la caída de presión en el intercambiador ver punto 6.1):

$$P_2 = 63.37 - 4.19 - 11.03$$

$$P_2 = 45.20 \text{ psig}$$

Esta presión cumple con los parámetros de operación requeridos ya que la presión mínima debería ser mayor a la atmosférica.

### 5.2.3 Cálculo de Schedule en el sistema de baja presión:

Calculamos el espesor de pared.

$$e_{nom} = 1.143 \times \left( \frac{P \times D}{2(S \times E + P \times Y)} + A \right)$$

(Ecu. 5.15) Ref. ASME B31.3, 304.1.2

- Presión de trabajo= 100 psig
- Diámetro escogido = 3 pulgadas.
- Diámetro Exterior = 3.5 pulgadas

S= 20 ksi (139.7 Mpa o 20 015.2 psi) Ref. ASME B31.3 TABLA A-1 para acero inoxidable A 268.

E= 0.8 (Ref. ASME B31.3 TABLA A-1A)

Y= 0.4 Material no ferroso.

$$e_{nom} = 1.143 \times \left( \frac{100 \times 3.5}{2(20\,000 \times 0.8 + 100 \times 0.4)} + 0.08 \right)$$

$$e_{nom} = 0.103 \text{ pulgadas}$$

Como mínimo necesitamos un espesor de 0.103 pulgadas, de la Tabla 01 seleccionamos una mayor de 0.216 la cual nos da un SCH de 40.

### 5.2.4 Conclusión sobre el espesor de tubería:

La selección de la tubería para el sistema de baja presión sería:

- Tubería de 3 pulgadas SCH40.
- Material A 268 Acero inoxidable.

### 5.2.5 Selección de la válvula de alivio para el sistema de baja presión:

Similar cálculo al de la selección de la válvula de alivio de la válvula de alta presión.

Para seleccionar a válvula de alivio hacemos uso de la siguiente fórmula:

$$A = \left( \frac{11.78 \times Q}{K_d \times K_w \times K_c \times K_v} \times \sqrt{\frac{G_1}{P_1 - P_2}} \right)$$

(Ecu. 5.16) Ref. Norma API 520 (5.8.1.3)

- A: Área efectiva de descarga en (mm<sup>2</sup> o pulg<sup>2</sup>)
- Q: Flujo (l/min o m<sup>3</sup>/h)
- Kw: Factor de contrapresión, si es a la atmosfera entonces se considera 1.
- Kd:
  - 0.65 Cuando se instala sin disco de ruptura.
  - 0.62 Cuando se instala con disco de ruptura.
- Kc:
  - Cuando no se instala disco de ruptura.
  - 0.9 Cuando se instala con disco de ruptura.
- Kv: Corrección de viscosidad.
- G<sub>1</sub>: Gravedad específica del fluido.
- P<sub>1</sub>: Presión de trabajo más sobre presión (kPag) (10% ASME B31.3 K322.6).
- P<sub>2</sub>: Contrapresión total (kPag)
  - Q = 220 gpm = 832.79 l/min
  - P<sub>1</sub> = 70 +10% de sobrepresión psig = 530.89kPag

$$A = \left( \frac{11.78 \times 832.79}{0.65 \times 1 \times 1 \times 1} \times \sqrt{\frac{0.86}{530.89 - 0}} \right)$$

$$A = 607.45 \text{ mm}^2$$

$$A = 0.94 \text{ pulg}^2$$

De la Tabla 1, de Orificios estándares. (Ref API 526, 6. Orifice Area and Designations), seleccionamos el área efectiva  $J = 1.287 \text{ pulg}^2$   
Realizamos la corrección por viscosidad con el número de Re.

$$Re = \frac{85220 \times Q}{U \times \sqrt{A}}$$

(Ecu.5.17) Ref. API 520, 5.8.1.4

Dónde:

- Q: Caudal (l/min)
- U: Viscosidad SSU (Saybolt Universal seconds)
- Ar: Área efectiva de descarga API 526 ( $\text{pulg}^2$  o  $\text{mm}^2$ )

Resolvemos la ecuación:

$$Re = \frac{85220 \times 822.79}{1100 \times \sqrt{830.32}}$$

$$Re = 2212.15$$

De la Figura 37 (Ref. API 520 ver anexo O) obtenemos el valor de Kv.

$$Kv = 0.94$$

Ahora calculamos el valor del área efectiva ya con la corrección de viscosidad.

$$A = \frac{Ar}{Kv}$$

(Ecu.5.18) Ref. API 520

$$A = \frac{1.287}{0.94}$$

$$A = 1.37\text{pulg}^2$$

**Conclusión:**

Se utiliza un orificio tipo K de 1.838 pulg<sup>2</sup> (Referencia Tabla 01 del estándar API 526, ver anexo N).

**5.2.6 Resumen de cálculo del diámetro de tuberías:**

En la Tabla 07 se muestra un resumen de los diámetros seleccionados.

Tabla 07: Resumen de diámetros

Sistema	Diámetro	Schedule	Material
Sistema de alta presión previo a rack distribuidor	2 pulg.	160	A 268 Acero Inoxidable Austenítico
Sistema de alta presión en rack distribuidor	1 1/2 pulg.	120	A 268 Acero Inoxidable Austenítico
Sistema de baja presión	3 pulg.	40	A 268 Acero Inoxidable Austenítico

Fuente: Elaboración propia.

## CAPITULO VI

## SELECCIÓN DE EQUIPOS AUXILIARES

## 6.1 Selección del Intercambiador de Calor:

El fluido a enfriar será aceite hidráulico y el fluido para enfriar será agua.

Para la selección de los intercambiadores se hace uso de la siguiente ecuación de diseño:

$$Fs = \frac{Q}{(T_{si} - T_{so}) \times \text{Constante de liquido}}$$

(Ecu. 6.1) Ref. Manual Young Intercambiadores (Ver anexo G)

Dónde:

- $Fs$  = Flujo que atraviesa el intercambiador ( gpm o l/s)
- $T_{si}$  = Temperatura de aceite a la entrada del intercambiador ( $F^{\circ}$  o  $C^{\circ}$ )
- $T_{so}$  = Temperatura de aceite a la salida del intercambiador ( $F^{\circ}$  o  $C^{\circ}$ )
- $Q$  = Calor a remover del aceite (Btu/min o J/s)

Para el cálculo de nuestro sistema los datos serían los siguientes:

- $T_{si} = 46^{\circ}C$
- $T_{so} = 37^{\circ}C$
- Const. Líquido = Usamos la Tabla 06 del catálogo de intercambiadores Young (1800 J/I-C) de un aceite SAE 20 ya que la viscosidad cinemática del nuestro aceite a  $100^{\circ}C$  equivale a 4.5 cSt equivalente a un SAE 20. (Ver anexo G).

De la filosofía de control sabemos, que el agua tiene las siguientes temperaturas a la entrada y a la salida:

- $T_{ti}^{\circ}$  entrada =  $24^{\circ}C$

- Tto° salida = 28°C

Flujo de agua a utilizar = 200 gpm o 12.62 l/s

Con estos datos es posible calcular la cantidad de calor que se removerá del aceite caliente para poder enfriarlo. Para esto hacemos uso de la siguiente ecuación.

$$T_{ot} = T_{ti} + \frac{Q}{4200 \times F_t}$$

(Ecu.6.2) Ref. Manual Young Intercambiadores

Dónde:

- Tto° = Temperatura de agua a la salida (C° o F°)
- Tti° = Temperatura de agua a la entrada (C° o F°)
- Q = Calor a extraer (Btu/min o J/s)
- Ft = Flujo de agua de enfriamiento (gpm o l/s)

$$28 = 24 + \frac{Q}{4200 \times 12.62}$$

$$Q = 212\,016 \text{ J/s}$$

Con este valor calculamos el flujo que atraviesa el intercambiador.

$$F_s = \frac{212\,016}{(46 - 37) \times 1800}$$

$$F_s = 13.08 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

Ahora calculamos el LMTD (Logarithmic mean temperatura difference)

$$T_{si} - T_{to} = 46\text{C}^\circ - 28\text{C}^\circ = 18\text{C}^\circ$$

$$T_{so} - T_{ti} = 37\text{C}^\circ - 24\text{C}^\circ = 13\text{C}^\circ$$



$$LMTD = \frac{T_2 - T_1}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}$$

(Ecu.6.3)

Dónde:

- $T_2$ : Diferencia de temperatura entre aceite y agua (entrada de aceite y salida de agua) ( $C^\circ$  o  $F^\circ$ )
- $T_1$ : Diferencia de temperatura entre aceite y agua (salida aceite y entrada de agua) ( $C^\circ$  o  $F^\circ$ )

Realizamos el cálculo remplazando los datos anteriores:

$$LMTD = \frac{18 - 13}{\ln\left(\frac{18}{13}\right)}$$

$$LMTD = 15.36$$

Calculamos el factor de capacidad requerido tentativo:

$$X = \frac{Q}{LMTD}$$

(Ecu.6.4) Factor de capacidad requerido

$$X = \frac{21\,2016}{15.36}$$

$$X = 13\,803.125 \text{ J/s-C}^\circ$$

Con este valor determinamos el factor de capacidad requerido, multiplicamos el valor obtenido por el factor de la Tabla 04 del manual de Young de intercambiadores (Ver anexo G).

$$X = 13\,803.125 \times 1.28 = 17\,668 \text{ J/s-C}^\circ$$

Con el factor de capacidad encontrado se hace la selección del modelo, de la Tabla 09 del manual de Young se selecciona el modelo 1010TR

(Tabla 08), este tiene un factor de capacidad de 18000 J/s-C, mayor al encontrado pero cumple con el requerimiento.

Calculamos la caída de presión en el intercambiador:

$$Pls = \left( \frac{Fs}{\text{Flujo nominal}} \right)^2 \times pn \times fp$$

(Ecu.6.5) Caída de presión en intercambiador

Donde:

Pls: Caída de presión en intercambiador.

pn: Pérdida nominal

fp: Factor de pérdidas

$$Pls = \left( \frac{13.08}{15.8} \right)^2 \times 75 \times 1.48$$

$$Pls = 76.07 \text{ kPa}$$

$$Pls = 11.03 \text{ psig}$$

Con los datos obtenidos, calculamos las pasadas del intercambiador.

De la Tabla 08 del manual de Young seleccionamos (Ver anexo G)

1P con un diámetro de casco de 8 pulgadas.

**Conclusión:**

El modelo del intercambiador escogido sería:

**HF-1010-TR-1P-CN**

## 6.2 Cálculo y selección de la bomba de alta presión:

La fórmula a utilizar es la siguiente.

$$P = \frac{Q \times \Delta P}{600 \times n_g}$$

(Ecu. 6.6) Potencia de Bomba Ref. Manual Bombas Voith

Dónde:

- P = Potencia (kW)
- Q = Caudal ( l/min)
- $\Delta P$  = Presión (bar)
- $n_g$  = Eficiencia

Los datos para el cálculo y selección de la bomba son los siguientes:

- Q = 0.15 pies<sup>3</sup>/s o 254.852 l/min (como mínimo).
- $\Delta P$  = 2500 psig o 172.37 barg (presión máxima de operación)
- $n_g$  = 93% (Referencia Manual de bombas Voith) (Ver anexo H)

Se utilizara una bomba de desplazamiento positivo ya que se necesita alta presión y flujo constante.

El tipo de bomba a utilizar es una de bomba de engranajes internos de la marca Voith (Ver anexo H para mayores detalles).

Tabla 08: Datos técnicos de bomba

Technical data	
Design	Internal gear pump with radial and axial sealing gap compensation
Type	IPC
Mounting types	SAE hole flange; ISO 3019/1 or VDMA hole flange; ISO 3019/2
Line mounting	SAE suction and pressure flange J 518 C code 61
Rotation direction	clockwise or anti-clockwise
Mounting position	any
Shaft load	For details of radial and axial drive shaft loads, please contact your Voith Turbo representative
Input pressure	0.8...3 bar absolute pressure (at start, briefly 0.6...3 bar)
Pressure fluid	HLP mineral oils DIN 51524, part 2 or 3
Viscosity range of the pressure fluid	10...100 mm <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> (cSt)
Permissible start viscosity	max. 2000 mm <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> (cSt)
Permissible temperature of the pressure fluid	-20...+80 °C
Necessary purity of the pressure fluid in accordance with NAS 1638	Class 8
Filtration	Filtration quotient min. $\beta_{20} \geq 75$ , recommended $\beta_{10} \geq 100$ (longer service life)
Permissible ambient temperature	-10...+60 °C

Fuente: Bombas VOITH (Ver Anexo H)

Por datos de operación y por datos de operación de la bomba tenemos lo siguiente:

Tabla 09: Características de Bomba de alta (Ver anexo H)

Characteristics						
Type, size-delivery	Displacement per revolution [cm <sup>3</sup> ]	Speed		Delivery	Pressures within the range $n_{min} \dots n_{max}$	
		min.	max.	at 1500 min <sup>-1</sup>	Continuous pressure	Peak pressure
		[min <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[l/min]	[bar]	[bar]
IPC 4 – 20	20.7	400	3200	31.0	210	250
IPC 4 – 25	25.4	400	3000	38.1	210	250
IPC 4 – 32	32.6	400	3000	48.9	210	250
IPC 5 – 40	41.0	400	2800	61.5	210	250
IPC 5 – 50	50.3	400	2600	75.4	210	250
IPC 5 – 64	64.9	400	2600	97.3	210	250
IPC 6 – 80	80.7	400	2400	121.0	210	250
IPC 6 – 100	101.3	400	2200	151.9	210	250
IPC 6 – 125	126.2	400	2200	189.3	210	250
IPC 7 – 160	160.8	400	2000	241.2	210	250
IPC 7 – 200	202.7	400	1800	304.0	210	250
IPC 7 – 250	251.7	400	1800	377.5	210	250

Fuente: Bombas VOITH (Ver Anexo H)

De la Tabla 09 y de las condiciones de operación apreciamos que las bombas que cumplen con las condiciones de operación serían las siguientes:

- IPC6-100 (a 1500 revoluciones proporciona 151.9 litros/min)
- IPC6-125 (a 1500 revoluciones proporciona 189.3 litros/min)

Procedemos a calcular la potencia de la bomba:

$$P = \frac{254.852 \times 172.37}{600 \times 0.93}$$

$$P = 78.71 \text{ kW}$$

$$P = 105.5 \text{ hp}$$

De los catálogos de motores seleccionamos un motor comercial mayor o igual al obtenido en los cálculos anteriores:

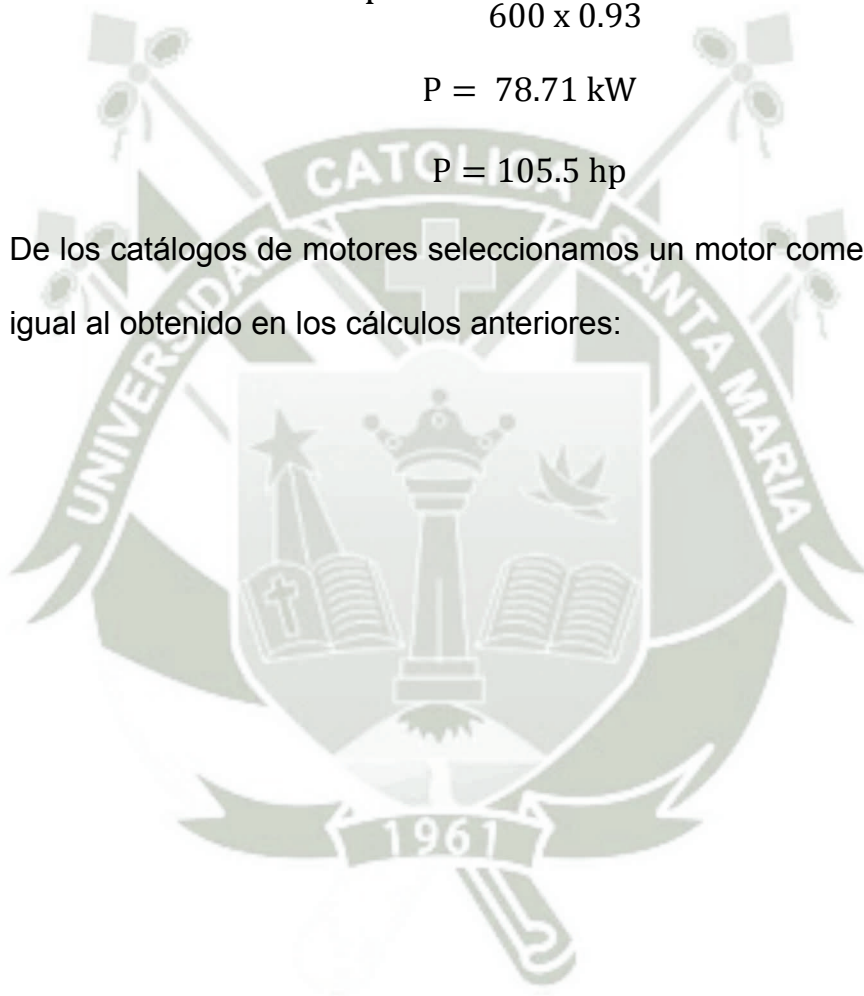


Tabla 10: Catalogo de motores Siemens

## Severe Duty - TEFC P-Base Motors

Vertical Solid Shaft - Normal Thrust

Stock/Modifiable

RGZVESD

HP	RPM	Frame	Voltage	Type	Cont. Thrust 1 Yr. Life Min.		Part Number	List Price \$	Multiplier Symbol	FL Amps 460V	FL Nom. Eff. (%)	Weig ht (lbs.)	Stock Model
					Up (lbs)	Down (lbs)							
40	3600	324HP	460	RGZVESD	1205	1005	1PC28113AA312TA3	3402	SA-7EN	45	92.4	565	✓
40	1800	324HP	460	RGZVESD	1570	1290	1PC28113AB312TA3	3428	SA-7EN	47	92.4	565	✓
40	1200	364HP	460	RGZVESD	2075	1675	1PC28113CC312TA3	5725	SA-7EN	52	92.4	800	
40	900	365HP	460	RGZVESD	2340	1840	1PC28113CD412TA3	7184	SA-7EN	63	90.2	875	
50	3600	326HP	460	RGZVESD	1215	995	1PC28113AA412TA3	4268	SA-7EN	55	92.4	710	✓
50	1800	326HP	460	RGZVESD	1585	1275	1PC28113AB412TA3	4065	SA-7EN	58	92.4	710	✓
50	1200	365HP	460	RGZVESD	2095	1660	1PC28113CC412TA3	6750	SA-7EN	66	92.4	875	
50	900	404HP	460	RGZVESD	2370	1810	1PC28114AD312TA3	8591	SA-7EN	67	90.2	1290	
60	3600	364HP	460	RGZVESD	1410	1080	1PC28113CA312TA3	5432	SA-7EN	68	92.4	800	✓
60	1800	364HP	460	RGZVESD	1795	1435	1PC28113CB312TA3	5389	SA-7EN	71	92.4	800	✓
60	1200	404HP	460	RGZVESD	2155	1595	1PC28114AC312TA3	7697	SA-7EN	74	93	1290	
60	900	405HP	460	RGZVESD	2410	1770	1PC28114AD412TA3	9742	SA-7EN	78	90.2	1420	
75	3600	365HP	460	RGZVESD	1420	1070	1PC28113CA412TA3	6715	SA-7EN	85	93	875	✓
75	1800	365HP	460	RGZVESD	1815	1415	1PC28113CB412TA3	6720	SA-7EN	87	93	875	✓
75	1200	405HP	460	RGZVESD	2195	1555	1PC28114AC412TA3	9025	SA-7EN	93	93.6	1420	
75	900	444HP	460	RGZVESD	2495	1685	1PC28114HD112TA3	12777	SA-7EN	94	91.7	1740	
100	3600	405HP	460	RGZVESD	1475	1015	1PC28114AA412TA3	8945	SA-7EN	108	93	1420	✓
100	1800	405HP	460	RGZVESD	1915	1315	1PC28114AB412TA3	8293	SA-7EN	113	93.6	1420	✓
100	1200	444HP	460	RGZVESD	2315	1435	1PC28114HC112TA3	12065	SA-7EN	117	93.6	1740	
100	900	445HP	460	RGZVESD	2565	1615	1PC28114HD212TA3	15655	SA-7EN	123	93	1930	
125	1800	444HP	460	RGZVESD	1975	1255	1PC28114HB112TA3	10857	SA-7EN	143	94.1	1740	
125	1200	445HP	460	RGZVESD	2385	1365	1PC28114HC212TA3	14585	SA-7EN	144	93.6	1930	
125	900	447HP	460	RGZVESD	2670	1510	1PC28114HD312TA3	17985	SA-7EN	152	92.4	2280	
150	1800	445HP	460	RGZVESD	2060	1170	1PC28114HB212TA3	12525	SA-7EN	170	94.5	1930	
150	1200	447HP	460	RGZVESD	2400	1350	1PC28114HC312TA3	18125	SA-7EN	170	94.1	2280	
150	900	447HP	460	RGZVESD	2730	1450	1PC28114HD412TA3	20451	SA-7EN	186	93	2280	
200	1800	447HP	460	RGZVESD	2115	1115	1PC28114HB312TA3	17120	SA-7EN	225	94.5	2280	
200	1200	449HP	460	RGZVESD	2450	1300	1PC28114HC512TA3	20650	SA-7EN	226	94.1	2600	
200	900	449HP	460	RGZVESD	2800	1380	1PC28114HD612TA3	23010	SA-7EN	241	93.6	2600	
250	1800	449HP	460	RGZVESD	2185	1045	1PC28114HB512TA3	19890	SA-7EN	281	94.5	2600	
250	1200	449HP	460	RGZVESD	2520	1230	1PC28114HC612TA3	22710	SA-7EN	280	94.1	2600	

Notes:  
1. Derate thrust capacity by 31% to obtain 3 year L10 bearing life.  
2. Non Reverse Ratchet available - contact factory.

Fuente: Motores Siemens (Ver anexo I)

El inmediato mayor sería un motor de 125 hp lo elegimos a 1200 rpm.

### Comprobación:

Mediante una regla de tres hayamos cuanto caudal es que la bomba desarrolla a 1200 rpm.

- IPC6-100 ( a 1500 revoluciones nos da 151.9 l/min)
- IPC6-125 ( a 1500 revoluciones nos da 189.3 l/min)

Para calcular el flujo de las bombas usamos la ecuación propuesta en el manual de Voith:

$$Q = V_{gth} \times n \times n_v \times 10^{-3}$$

(Ecu. 6.7) Flujo de bomba

Donde:

$V_{gth}$ : Flujo de bomba por revolución ( $\text{cm}^3$ )

n: Velocidad ( $\text{min}^{-1}$ )

$n_v$ : Eficiencia volumétrica (a dimensional)

Para la bomba IPC6-100 tenemos:

$$Q = 101.3 \times 1200 \times 0.98 \times 10^{-3}$$

$$Q = 119.12 \text{ l/min}$$

Para la bomba IPC6-125 tenemos:

$$Q = 126.2 \times 1200 \times 0.98 \times 10^{-3}$$

$$Q = 148.41 \text{ l/min}$$

El caudal total de las dos bombas sería:

$$Q = 119.12 + 148.41$$

$$Q = 267.53 \text{ l/min}$$

Comparamos este caudal con el mínimo requerido de 254.852 l/min y tenemos.

$$267.53 \text{ l/min} > 254.852 \text{ l/min}$$

**OK !!**

### 6.3 Cálculo del NPSH para la bomba de alta presión:

- Según la norma ANSI se especifica un margen de 10% para el NPSH<sub>d</sub> sobre el NPSH<sub>r</sub>

$$NPSH_d > 1.10 \times NPSH_r$$

$$\text{NPSH}_d = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp}$$

(Ecu. 6.8) Cálculo del  $\text{NPSH}_d$

**Dónde:**

- $p_{sp}$  = Presión estática absoluta sobre el fluido en el depósito (psia o kPa)
- $h_{sp}$  = Carga de presión estática absoluta sobre el fluido en el tanque de almacenamiento, (metros o pies)  $h_{sp} = p_{sp} / \gamma$ 
  - $h_s$  = Diferencia de elevación desde el nivel del fluido en el depósito a la línea central de la entrada de succión de la bomba (metros o pies)
    - Si la bomba está abajo del depósito,  $h_s$  es positiva.
    - Si la bomba está arriba del depósito  $h_s$  es negativa.
- $h_f$  = Pérdida de carga en la tubería de succión, debido a la fricción y pérdidas menores (m o pies).
- $p_{vp}$  = Presión de vapor del líquido a la temperatura a que se bombea (psia o kPa)
- $h_{vp}$  = Carga de presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo, (m o pies)  $h_{vp} = p_{vp} / \gamma$ .
- Presión Absoluta = Presión atmosférica + presión manométrica del tanque.

**a) Calculamos  $h_{sp}$ :**

La presión que está en el tanque es 14.7 psia ya que se encuentra abierto a la atmosfera.

Entonces tenemos:

$$h_{sp} = \frac{p_{abs}}{\gamma}$$



## (Ecu. 6.9) Cálculo de carga de presión estática

$p_{abs}$  = presión atmosférica + presión manométrica en tanque.

$$p_{abs} = 14.7 \text{ psia} + 0 = 14.7 \text{ psia}$$

$$h_{sp} = \frac{14.7 \text{ psia}}{53.680} \times 144 \frac{\text{pulg}^2}{\text{pies}^2} = 39.43 \text{ pies}$$

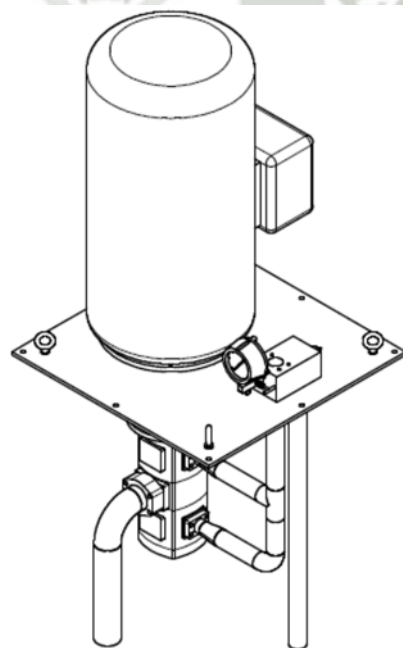
**b) Calculamos  $h_s$ :**

La bomba es de tipo sumergida, por tanto la succión está en contacto directo con el fluido a succionar.

Entonces.

$$h_s = -1 \text{ pie}$$

Figura 21: Bomba sumergible del sistema de alta

**c) Calculamos  $h_f$  pérdidas:**

Este estaría compuesto por una tubería y un codo, de 2.5 pulgadas SCH160.

$$A_{2.5"} = \frac{\Pi(D)^2}{4}$$

(Ecu. 5.3)

$$A_{2.5"} = 0.0246 \text{ pies}^2$$

**d) Velocidad:**

$$v = \frac{Q}{A}$$

(Ecu. 5.6)

$$v = \frac{0.1510}{0.0246}$$

$$v = 6.1396 \frac{\text{pies}}{\text{s}}$$

**e) Calculamos el número de Reynolds:**

$$Nr = \frac{vD}{\nu}$$

(Ecu.6.8)

$$Nr = \frac{6.1396 \times 0.177}{2.26 \times 10^{-4}} = 4807.57$$

Con el número de Reynolds y la rugosidad relativa calculamos el factor de fricción.

$$\text{Rugosidad Relativa} = \frac{D}{\epsilon}$$

(Ecu.5.4)

$$\epsilon = \text{Acero comercial soldado} = 1.5 \times 10^{-4} \text{ pies}$$

$$\text{Rugosidad Relativa} = \frac{0.177}{1.5 \times 10^{-4}}$$

$$\text{Rugosidad Relativa} = 1180$$

Se calcula el factor de fricción.  $f = 0.037$  (Diagrama de Moody)

Calculamos las pérdidas a la entrada, estas están compuestas por un codo de 90 grados y una tubería de 1 pie de longitud.

$$h_f = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} + f \times 30 \times \frac{v^2}{2g}$$

$$h_f = 0.037 \times \frac{1}{0.177} \times 0.585 + 0.037 \times 30 \times 0.585$$

$$h_f = 0.65 \text{ pies}$$

**f ) Cálculo de  $h_{vp}$  carga de presión de vapor:**

Calculamos  $h_{vp}$  carga de presión de vapor:

$$h_{vp} = \frac{p_{vp}}{\gamma}$$

(Ecu 6.10) Cálculo de pérdida de presión de vapor

$p_{vp}$  = Presión de vapor del aceite a utilizar (Ver anexo A)

$p_{vp(\text{absoluto})} = 0.013 \text{ kPa} = 0.2715 \text{ lbf/pies}^2$  (Ver anexo A)

$$h_{vp} = \frac{0.2715}{53.68}$$

$$h_{vp} = 0.005 \text{ pies}$$

Entonces procedemos a calcular el NPSHa:

$$NPSH_d = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp}$$

$$NPSH_d = 39.43 - 1 - 0.65 - 0.005$$

$$NPSH_d = 37.77 \text{ pies}$$

**Comparamos:**

$$NPSH_d > 1.10 NPSH_r$$

Según manual de bomba la presión de entrada debe de estar entre 0.8

bara y 3 bara. (Ver Tabla 08)

Si esto lo convertimos a altura en pies tenemos:

- 0.8 bara equivalen a 8.05 pies.

- 3 bara equivalen a 77.89 pies.

$$\text{NPSHr} = 8.05 \text{ pies}$$

Entonces:

$$\text{NPSH}_d > 1.10 \cdot 8.05$$

$$\text{NPSH}_d > 8.855$$

$$37.77 \text{ pies} > 8.855 \text{ pies}$$

**El valor obtenido es mayor al mínimo requerido.**

#### 6.4 Cálculo y selección de la bomba de baja presión:

Los valores para la selección de la bomba son los siguientes:

$$Q = 220 \text{ gpm o } 832.79 \text{ l/min}$$

$\Delta P = 70 \text{ psig}$  hasta  $100 \text{ psig}$  como máximo (la descarga de la bomba esta hacia la atmosfera).

Hacemos uso de la ecuación 6.5 con  $70 \text{ psig}$  ( $4.82 \text{ barg}$ ) como mínimo.

$$P = \frac{Q \times \Delta P}{600 \times n_g}$$

(Ecu. 6.5) Potencia de Bomba Ref. Manual Bombas IMO

$$P = \frac{832.79 \times 4.82}{600 \times 0.9}$$

$$P = 7.4 \text{ kW o } 9.9 \text{ hp}$$

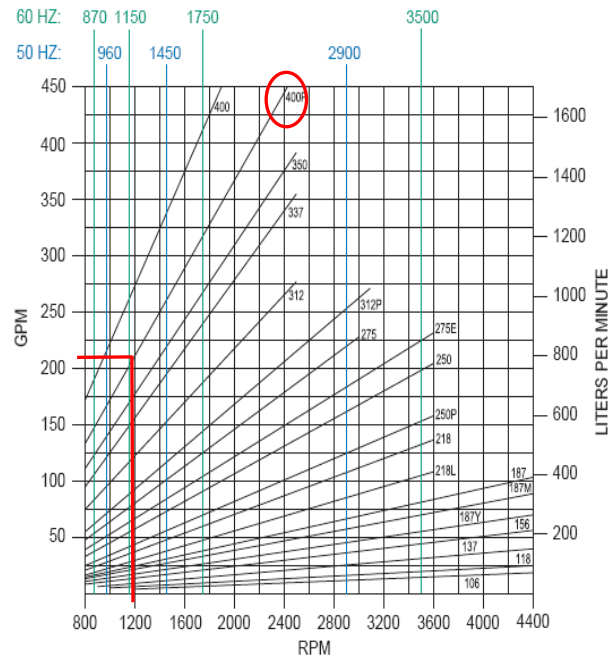
Ahora calculamos con  $90 \text{ psig}$  ( $6.20 \text{ barg}$ ).

$$P = \frac{832.79 \times 6.2}{600 \times 0.9}$$

$$P = 9.56 \text{ kW o } 12.8 \text{ hp}$$

Tabla 11: Tabla de Bomba IMO Modelo 400P

*Performance Shown at 250 PSID (17 BAR), 200 SSU (43 CST)*



Fuente: Bombas IMO (Ver anexo J)

Modelo de bomba : 400P

Galones por Minuto (gpm) : 220 gpm (dato de diseño).

RPM : 1210 aproximado.

Con estos datos procedemos a la selección del motor para la bomba.

Del catálogo de Siemens obtenemos motores a partir de 15 hp modelos RGZZVESD verticales.

Para nuestra aplicación necesitamos un motor bastante robusto ya que la operación de este será continua 365 días 24 horas al año.

Por tal motivo hacemos la selección de uno de 15 hp debido a las cargas que este puede soportar, como se muestra en la Tabla 13.

### 6.5 Cálculo del NPSH para la bomba de baja presión:

$$\text{NPSH}_d > 1.10 \times \text{NPSH}_r$$

$$\text{NPSH}_d = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp}$$

(Ecu. 6.8) Cálculo del NPSH<sub>d</sub>

#### a) Calculamos h<sub>sp</sub>:

La presión que está en el tanque es 14.7 psia ya que se encuentra abierto a la atmosfera.

Entonces tenemos:

$$h_{sp} = \frac{p_{abs}}{\gamma}$$

(Ecu. 6.9) Cálculo de carga de presión estática

$p_{abs}$  = presión atmosférica + presión manométrica en tanque.

$$p_{abs} = 14.7 \text{ psia} + 0 = 14.7 \text{ psia}$$

$$h_{sp} = \frac{14.7 \text{ psia}}{53.680} \times 144 \frac{\text{pulg}^2}{\text{pies}^2} = 39.43 \text{ pies}$$

#### b) Calculamos h<sub>s</sub>:

La bomba es de tipo sumergida, por tanto la succión está en contacto directo con el fluido a succionar.

Entonces:

$$h_s = -1 \text{ pie}$$

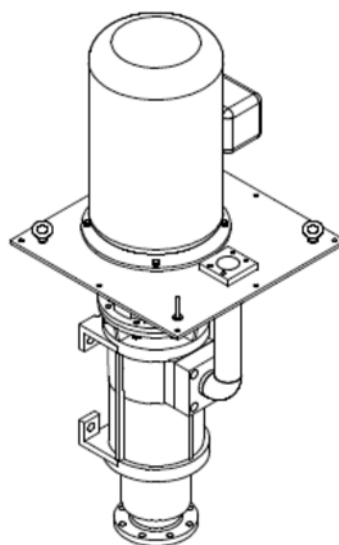


Figura 22: Bomba sumergible del sistema de baja presión

**c) Calculamos  $h_f$  pérdidas:**

Este estaría compuesto por una tubería y un codo de 4 pulgadas SCH 40.

$$A_{6"} = \frac{\Pi(D)^2}{4}$$

(Ecu. 5.3)

$$A = 0.086 \text{ pies}^2$$

**d) Velocidad:**

$$v = \frac{Q}{A}$$

(Ecu. 5.6)

$$v = \frac{0.49}{0.086}$$

$$v = 5.72 \frac{\text{pies}}{\text{s}}$$

**e) Calculamos el número de Reynolds:**

$$Nr = \frac{vD}{\nu}$$

(Ecu.6.8)

$$Nr = \frac{5.72 \times 0.33}{2.26 \times 10^{-4}} = 8363.8$$

Con el número de Reynolds y la rugosidad relativa calculamos el factor de fricción.

$$\text{Rugosidad Relativa} = \frac{D}{\epsilon}$$

(Ecu.5.4)

$$\epsilon = \text{Acero comercial soldado} = 1.5 \times 10^{-4} \text{ pies}$$

$$\text{Rugosidad Relativa} = \frac{0.49}{1.5 \times 10^{-4}}$$

$$\text{Rugosidad Relativa} = 2200$$

$$f = 0.036$$

Calculamos las pérdidas a la entrada, esta tiene una entrada achaflanada, donde  $k=0.25$

$$h_f = k \times \left( \frac{v^2}{2g} \right)$$

$$h_f = 0.25 \times \left( \frac{5.72^2}{2 \times 32.2} \right)$$

$$h_f = 0.1270 \text{ pies}$$

**f) Cálculo de  $h_{vp}$  carga de presión de vapor:**

Calculamos  $h_{vp}$  carga de presión de vapor:



$$h_{vp} = \frac{p_{vp}}{\gamma}$$

(Ecu 6.10) Cálculo de pérdida de presión de vapor

$p_{vp}$  = Presión de vapor del aceite a utilizar dato de la hoja técnica.

$p_{vp(\text{absoluto})} = 0.013 \text{ kPa} = 0.2715 \text{ lbf/pies}^2$  (Ver anexo A)

$$h_{vp} = \frac{0.2715}{53.68}$$

$$h_{vp} = 0.005 \text{ pies}$$

Entonces procedemos a calcular el NPSHa:

$$NPSH_d = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp}$$

$$NPSH_d = 39.43 - 1 - 0.1270 - 0.005$$

$$NPSH_d = 38.29 \text{ pies}$$

**Comparamos:**

$$NPSH_d > 1.10 NPSH_r$$

Según manual de bomba IMO la presión de entrada debe ser como máximo 50 psig.

Si esto lo convertimos a altura en pies tenemos:

- 50 psig equivalen a 134 pies **como máximo**.

Entonces:

$$NPSH_d > 1.10 * 134$$

$$NPSH_d > 147.7$$

$$38.29 \text{ pies} < 147.7 \text{ pies}$$

**El valor obtenido es menor al máximo requerido, pero como vemos el manual de la bomba nos da un valor máximo más no un mínimo (Ver a nexa J)**

Tabla 12: Catalogo Siemens Motor para el sistema de baja presión.

(Ver anexo I)

### Definite Purpose - TEFC P-Base Motors

RGZZVESD - VSS Normal Thrust - Class I, Group D, Division 1

High Efficiency

HP	RPM	Frame	Voltage	Type	Cont. Thrust 1Yr. Life Min.		Part Number	List Price \$	Multiplier Symbol	FL Amps*	FL Nom. Eff. (%)	Weight (lbs)	Stock Model
					Up (lbs)	Down (lbs)							
1	1800	143HP	230/460	RGZZVESD	380	355	1PC28411B8216TG3	816	SA-7EN	1.5	82.5	80	
1	1200	145HP	230/460	RGZZVESD	445	415	1PC28411BC316TG3	998	SA-7EN	1.6	82.5	85	
1	900	182HP	230/460	RGZZVESD	495	465	1PC28411DD116TG3	1331	SA-7EN	1.9	77	130	
1.5	3600	143HP	230/460	RGZZVESD	295	275	1PC28411BA216TG3	962	SA-7EN	1.9	82.5	80	
1.5	1800	145HP	230/460	RGZZVESD	385	330	1PC28411B8316TG3	896	SA-7EN	2.2	84	85	
1.5	1200	182HP	230/460	RGZZVESD	550	510	1PC28411DC116TG3	1124	SA-7EN	2.3	84	130	
1.5	900	184HP	230/460	RGZZVESD	615	570	1PC28411DD216TG3	1459	SA-7EN	2.6	78.5	135	
2	3600	145HP	230/460	RGZZVESD	295	275	1PC28411BA316TG3	998	SA-7EN	2.5	84	85	
2	1800	145HP	230/460	RGZZVESD	385	350	1PC28411B8416TG3	974	SA-7EN	2.7	84	85	
2	1200	184HP	230/460	RGZZVESD	550	510	1PC28411DC216TG3	1285	SA-7EN	3	85.5	135	
2	900	213HP	230/460	RGZZVESD	615	570	1PC28412AD316TG3	1681	SA-7EN	3.3	81.5	175	
3	3600	182HP	230/460	RGZZVESD	365	340	1PC28411DA116TG3	1214	SA-7EN	3.6	85.5	130	✓
3	1800	182HP	230/460	RGZZVESD	480	430	1PC28411DB116TG3	1140	SA-7EN	3.9	86.5	130	✓
3	1200	213HP	230/460	RGZZVESD	785	725	1PC28412AC316TG3	1586	SA-7EN	4	86.5	175	
3	900	215HP	230/460	RGZZVESD	875	810	1PC28412AD416TG3	2165	SA-7EN	4.7	82.5	195	
5	3600	184HP	230/460	RGZZVESD	375	330	1PC28411DA216TG3	1617	SA-7EN	5.8	86.5	135	✓
5	1800	184HP	230/460	RGZZVESD	485	425	1PC28411DB216TG3	1459	SA-7EN	6.5	86.5	135	✓
5	1200	215HP	230/460	RGZZVESD	790	720	1PC28412AC416TG3	2196	SA-7EN	6.8	87.5	195	
5	900	254HP	230/460	RGZZVESD	885	805	1PC28412BD316TG3	2550	SA-7EN	7.5	85.5	295	
7.5	3600	213HP	230/460	RGZZVESD	525	475	1PC28412AA316TG3	1923	SA-7EN	8.8	87.5	175	✓
7.5	1800	213HP	230/460	RGZZVESD	685	610	1PC28412AB316TG3	1974	SA-7EN	9.5	88.5	175	✓
7.5	1200	254HP	230/460	RGZZVESD	1130	1025	1PC28412BC316TG3	2533	SA-7EN	9.8	88.5	295	
7.5	900	256HP	230/460	RGZZVESD	1260	1150	1PC28412BD416TG3	3233	SA-7EN	11.5	86.5	365	
10	3600	215HP	230/460	RGZZVESD	530	470	1PC28412AA416TG3	2165	SA-7EN	12	88.5	195	✓
10	1800	215HP	230/460	RGZZVESD	690	605	1PC28412AB416TG3	2165	SA-7EN	12.5	88.5	195	✓
10	1200	256HP	230/460	RGZZVESD	1140	1015	1PC28412BC416TG3	3172	SA-7EN	13	88.5	365	
10	900	284HP	230/460	RGZZVESD	1275	1140	1PC28412CD316TG3	3808	SA-7EN	15	89.5	410	
15	3600	254HP	230/460	RGZZVESD	760	670	1PC28412BA316TG3	2428	SA-7EN	17	88.5	295	✓
15	1800	254HP	230/460	RGZZVESD	980	870	1PC28412BB316TG3	2869	SA-7EN	18.7	90.2	295	✓
15	1200	284HP	230/460	RGZZVESD	1170	985	1PC28412CC316TG3	4022	SA-7EN	20	89.5	410	
15	900	286HP	230/460	RGZZVESD	1310	1100	1PC28412CD416TG3	4677	SA-7EN	23	89.5	460	
20	3600	256HP	230/460	RGZZVESD	765	665	1PC28412BA416TG3	2984	SA-7EN	23	88.5	365	✓
20	1800	256HP	230/460	RGZZVESD	995	855	1PC28412BB416TG3	3157	SA-7EN	26	90.2	365	✓
20	1200	286HP	230/460	RGZZVESD	1190	965	1PC28412CC416TG3	4613	SA-7EN	26	90.2	460	
20	900	324HP	230/460	RGZZVESD	1330	1080	1PC28413AD316TG3	5781	SA-7EN	31	89.5	589	
25	3600	284HP	460	RGZZVESD	785	645	1PC28412CA312TG3	3565	SA-7EN	29	90.2	410	✓
25	1800	284HP	460	RGZZVESD	1020	830	1PC28412CB312TG3	3884	SA-7EN	29	91.7	410	✓
25	1200	324HP	460	RGZZVESD	1795	1535	1PC28413AC312TG3	5641	SA-7EN	33	91	589	
25	900	326HP	460	RGZZVESD	2000	1720	1PC28413AD412TG3	6393	SA-7EN	38	88.5	738	
30	3600	286HP	460	RGZZVESD	795	635	1PC28412CA412TG3	3803	SA-7EN	34	90.2	460	✓
30	1800	286HP	460	RGZZVESD	1035	815	1PC28412CB412TG3	4211	SA-7EN	35	91.7	460	✓
30	1200	326HP	460	RGZZVESD	1820	1510	1PC28413AC412TG3	6194	SA-7EN	39	91	738	
30	900	364HP	460	RGZZVESD	2320	1860	1PC28413CD312TG3	7898	SA-7EN	46.8	89.5	865	

## CAPITULO VII

### DISEÑO DE SOPORTES PARA TUBERÍA DE ALTA PRESIÓN Y SOPORTES DISTRIBUIDORES

#### 7.1 Diseño de soportes para tubería de alta presión:

El diseño de los soportes se realiza mediante el uso de la Norma MSS-SP58 “Pipe Hangers and Supports-Material, Design and Manufacture” y la norma MSS-SP69 “Pipe Hanger and Supports-Selection and Application”.

Por norma determinamos que el espacio máximo permisible para tuberías de acero dúctil es de 6.1 m (Referencia Tabla 3. MSS-SP69).

Para el caso de la tubería de alta presión que es la tubería que unirá el tanque de lubricación con el molino tenemos que el peso de tubería es el siguiente:

- 02 pulgadas Schedule 160 (Peso de 11.12 kg/m o 7.46 lb/pie) (Referencia: [www.alinox.es](http://www.alinox.es))
- En Newtons tendríamos una fuerza de: 109.08 N/m.

Para obtener el peso de la tubería utilizamos la siguiente fórmula:

$$M = 10.68 \times (Do-tw) \times tw$$

(Ecu. 7.1) Fuente: [www.engineeringtoolbox.com](http://www.engineeringtoolbox.com)

Dónde:

- Do: Diámetro Exterior (pulgadas)
- Tw: Espesor de tubería (pulgadas)
- M: Peso de Tubería en (lb/pie)

Como se detalla líneas arriba según norma, la distancia máxima entre soportes sería de 6.1 m, obteniendo así una fuerza de 665.38 N, entonces por apoyo se tendría una fuerza de 332.69 N (la mitad) ya que esta se

distribuye en dos puntos de apoyo; con esta fuerza es que se procede a realizar la selección del soporte.

Para la selección del soporte se utiliza el procedimiento de Módulo de Sección:

$$\sigma \text{ max} = \frac{M}{S}$$

(Ecu. 7.2) Esfuerzo Máximo

Dónde:

M: Momento (lb.pulgadas) o (Newton.metro)

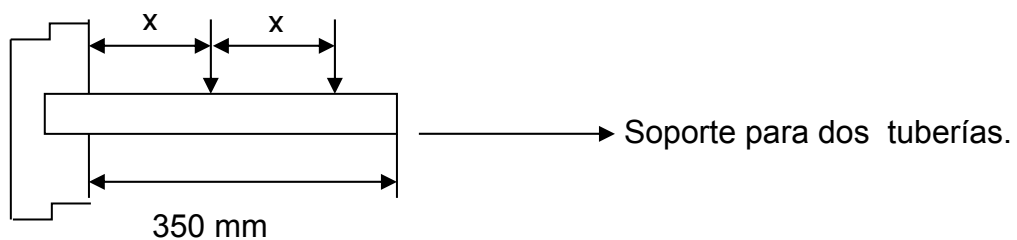
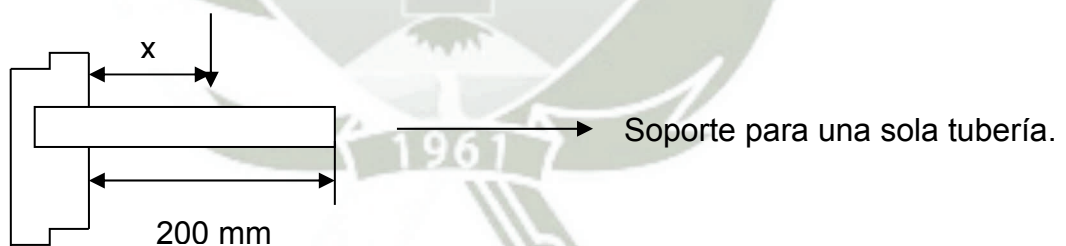
S: Módulo de sección ( pulg<sup>3</sup> o cm<sup>3</sup>)

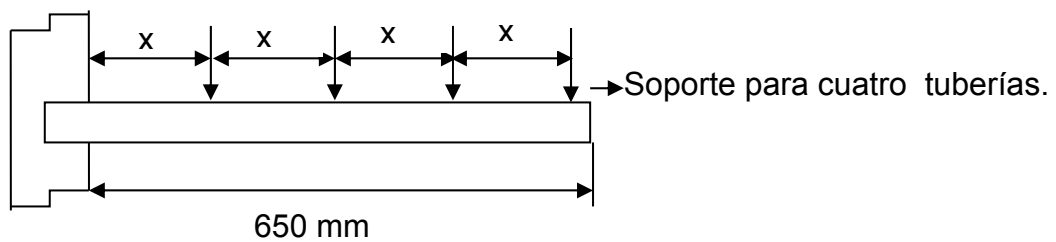
$\sigma$  : Esfuerzo ( lb/pulg<sup>2</sup>)

### 7.2 Cálculo de soportes para tuberías:

Se tendrán que elegir 4 soportes diferentes ya que la cantidad de tuberías que irán por soporte es variable.

Dibujamos el diagrama de cuerpo libre del soporte de los tres tipos que tendremos, donde  $x = 150$  mm:





a) Realizamos el cálculo para el primer soporte, una tubería:

Paso 1:

Calculamos la reacción y el momento en el empotramiento:

$$R_a = 332.85 \text{ N.}$$

$$M_a = 332.85 \text{ N} \times 0.15 \text{ m} = 49.93 \text{ N.m} = 441.85 \text{ lbf.pulg}$$

Usaremos un soporte cuadrado de acero estructural A36.

El acero estructural tiene un límite de fluencia de 36 000 lb/ pulg<sup>2</sup>

Paso 2:

De la Tabla 8.1 (Referencia "Resistencia de Materiales Aplicada" Robert Mott); tenemos que para cargas estáticas se utiliza un factor de diseño de N=2.

Paso 3:

Entonces tenemos:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{36\,000 \text{ lb/pulg}^2}{N}$$

$$\sigma_{\text{max}} = 18\,000 \text{ lb/pulg}^2$$

Momento máximo es = 441.85 lbf.pulg

$$S = \frac{441.85 \text{ lbf.pulg}}{18000 \text{ lbf/pulg}^2}$$

$$S = 0.024 \text{ pulg}^3$$

$$S = 0.4 \text{ cm}^3$$

Paso 4:

Hacemos la selección del soporte más apropiado, en este caso utilizaremos un perfil cuadrado, consultamos los perfiles comerciales y determinamos que el mínimo perfil que satisface nuestras necesidades sería:

- Perfil cuadrado estructural de 2x2x 1/4 de 0.766 pulg<sup>3</sup> de módulo de sección.

b) Realizamos el cálculo para el segundo soporte de 02 tuberías:

Paso1:

Calculamos la reacción y el momento en el empotramiento:

$$R_a = 332.85 \text{ N.}$$

$$M_a = 332.85 \text{ N} \times 0.15 \text{ m} = 49.93 \text{ N.m}$$

$$M_a = 332.85 \text{ N} \times 0.30 \text{ m} = 99.85 \text{ N.m}$$

$$\Sigma M_a = 149.78 \text{ N.m}$$

$$\Sigma M_a = 1325.57 \text{ lb.pulg}$$

Se utilizaran soportes de perfil cuadrado de acero estructural A36.

El acero estructural tiene un límite de fluencia de 36 000 lb/ pulg<sup>2</sup>

Paso 2:

De la Tabla 8.1 (Referencia “Resistencia de Materiales Aplicada” Robert Mott)

Tenemos que para cargas estáticas se utiliza un factor de diseño de N=2.

Paso 3:

Entonces tenemos:

$$\sigma_{\max} = \frac{36\,000 \text{ lbf/pulg}^2}{N}$$

$$\sigma_{\max} = 18\,000 \text{ lbf/pulg}^2$$

$$S = \frac{1325.57 \text{ lbf. pulg}}{18000 \text{ lbf/pulg}^2}$$

$$S = 0.074 \text{ pulg}^3$$

$$S = 1.203 \text{ cm}^3$$

Paso 4:

Hacemos la selección del soporte más apropiado, en este caso utilizaremos un perfil cuadrado, consultamos los perfiles comerciales y determinamos que el mínimo perfil que satisface nuestras necesidades sería:

- Perfil cuadrado estructural de 2x2x 1/4 de 0.766 pulg<sup>3</sup> de módulo de sección.

c) Realizamos el cálculo para el tercer soporte para 04 tuberías:

Paso1:

Calculamos la reacción y el momento en el empotramiento:

$$R_a = 332.85 \text{ N.}$$

$$M_a = 332.85 \times 0.15 \text{ m} = 49.93 \text{ N.m}$$

$$M_a = 332.85 \text{ N} \times 0.30 \text{ m} = 99.85 \text{ N.m}$$

$$M_a = 332.85 \text{ N} \times 0.45 \text{ m} = 149.78 \text{ N.m}$$

$$M_a = 332.85 \text{ N} \times 0.60 \text{ m} = 199.71 \text{ N.m}$$

$$\Sigma M_a = 499.275 \text{ N.m}$$

$$\Sigma M_a = 4418.58 \text{ lbf.pulg}$$

Los perfiles cuadrados de acero estructural A36 tiene un límite de fluencia de 36 000 lbf/ pulg<sup>2</sup>

Paso 2:

De la Tabla 8.1 (Referencia “Resistencia de Materiales Aplicada” Robert Mott)

Tenemos que para cargas estáticas se utiliza un factor de diseño de  $N=2$ .

Paso 3:

Entonces tenemos:

$$\sigma_{\max} = \frac{36\,000 \text{ lbf/pulg}^2}{N}$$

$$\sigma_{\max} = 18\,000 \text{ lbf/pulg}^2$$

$$S = \frac{4418.58 \text{ lbf. pulg}}{18000 \text{ lbf/pulg}^2}$$

$$S = 0.25 \text{ pulg}^3$$

$$S = 4.02 \text{ cm}^3$$

Paso 4:

Hacemos la selección del soporte más apropiado, en este caso utilizaremos un perfil cuadrado, consultamos los perfiles comerciales y determinamos que el perfil mínimo que satisface nuestras necesidades sería:

- Perfil cuadrado estructural de 2x2x 1/4 de 0.766 pulg<sup>3</sup> de módulo de sección.

**Nota:**

Como hemos podido apreciar los tamaños de los soportes no son de gran tamaño, esto debido a la carga de trabajo que van a soportar, con los cálculos anteriores se ha podido determinar la dimensión mínima requerida



para soportar las tuberías, el cliente tendrá la libertad de escoger soportes de mayor dimensión si así lo desea.

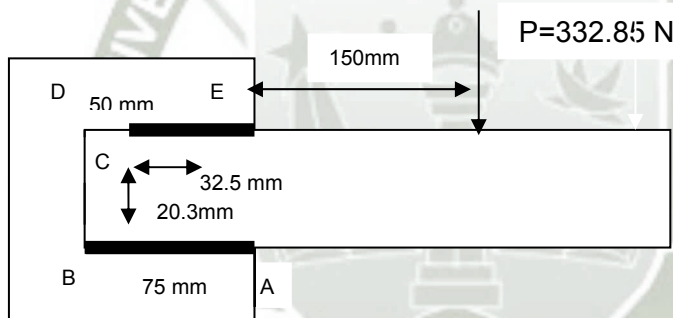
### 7.3 Cálculo de soldadura para soportes:

Para nuestro cálculo utilizamos los soportes cuadrados, así tenemos tres tipos de soportes:

- A. Para una tubería.
- B. Para dos tuberías.
- C. Para cuatro tuberías.

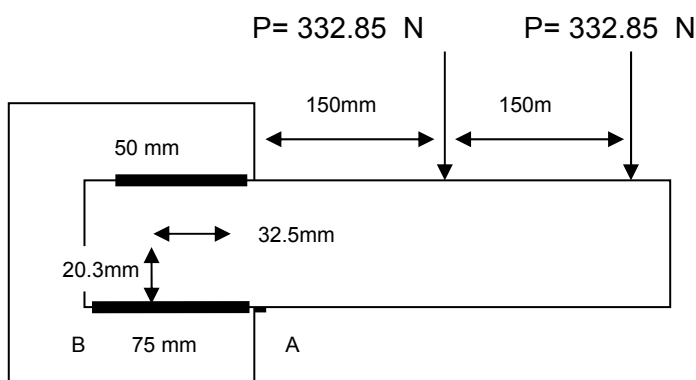
Gráfica 04: Soporte Tipo A

- Perfil cuadrado estructural 2x2x 1/4 para soporte de una tubería:



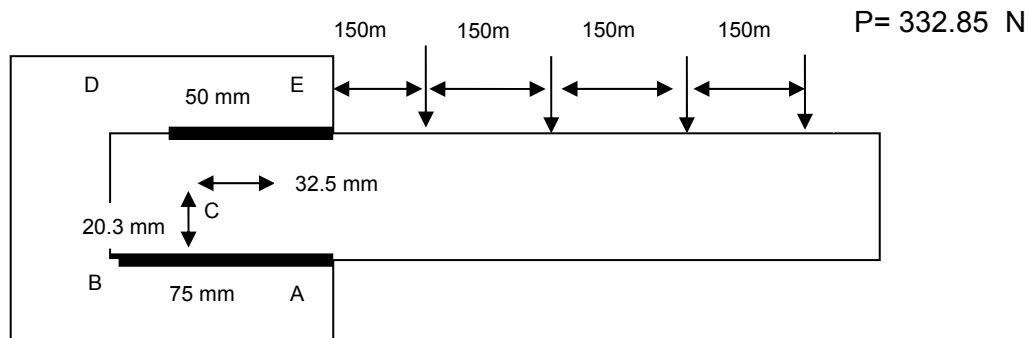
Gráfica 05: Soporte Tipo B

- Perfil cuadrado estructural 2x2x 1/4 para soporte de 2 tuberías:



Grafica 06: Soporte Tipo C

Perfil cuadrado estructural 2x2x 1/4 para soporte de cuatro tuberías:



El centro de gravedad de los cordones respecto al punto A, tiene las coordenadas siguientes para los tres tipos de soportes que tenemos.

$$Lx = \sum lx = (50 + 75)x = 50(25) + 75(37.5)$$

$$x = 32.5$$

$$Ly = \sum ly = 125y = 50(50.8)$$

$$y = 20.32 \text{ mm}$$

#### A. Cálculo de soldadura para ángulo con dos tuberías:

##### Cálculo de Momento:

$$M = Pe = (332.85)(150 + 32.5)$$

$$M = 60745.125 \text{ N.mm} = 60.745 \text{ KN.mm}$$

El momento para las demás tuberías se resume en la siguiente Tabla 13:

Tabla 13: Resumen de cargas y fuerzas para tuberías

Tuberías	Distancia entre fuerzas (mm)	Distancia hacia el centro eje x	Distancia hacia C eje x	Carga (N)	Momento total en KN.mm	Momento total en KN.mm
01 Tubería	150	32.5	182.5	332.85	60.7	60.7
02 Tuberías	300	32.5	332.5	332.85	110.5	171.41
03 Tuberías	450	32.5	482.5	332.85	160.6	332.01
04 Tuberías	600	32.5	632.5	332.85	210.5	210.5
04 Tuberías Final						<b>542.54</b>

Fuente: Elaboración propia.

El momento de inercia polar simplificado del grupo de soldaduras con respecto a C, es la suma de los valores de cada uno de los cordones. Recordando que X y Y son las coordenadas del centro de cada cordón respecto de C, se obtiene:

$$I_{pn} = Lx \left( \frac{1}{12} L^2 + X^2 + Y^2 \right)$$

(Ecu.7.3) Momento de Inercia Polar

Dónde:

$I_{pn}$ : Momento de inercia ( $\text{mm}^3$ )

L: Longitud de cordón (mm)

X: Coordenada x del centro del cordón al punto C (mm)

Y: Coordenada y del centro del cordón al punto C (mm)

$$I_{p(ab)} = 75x \left( \frac{75^2}{12} + 5^2 + 20.32^2 \right)$$

$$I_{p(ab)} = 67\,998.93 \text{ mm}^3$$

$$I_p(\text{de}) = 50x \left( \frac{50^2}{12} + 7.5^2 + 30.48^2 \right)$$

$$I_p(\text{de}) = 59\,680.68 \text{ mm}^3$$

$$I_p(\text{total}) = 12\,7679.61 \text{ mm}^3$$

Los componentes de la carga directa son:

$$q_{dy} = \frac{P}{\Sigma L}$$

(Ecu.7.4) Carga Directa

Dónde:

$q_{dy}$ : Carga directa (N/mm)

P: Fuerza (Newtons)

L: Longitud (mm)

$$q_{dy} = \frac{332.85}{125} = 2.6628 \text{ N/mm}$$

Estos valores han de combinarse con las componentes de “q” en los puntos A y E, que son los más sobrecargados en los cordones AB y DE.

En E respecto de la coordenada Y:

$$q_{dx} = \frac{(60745)(30.48)}{12\,7679.61} = 14.50 \text{ N/mm}$$

En el punto A respecto de la coordenada Y:

$$q_{dx} = \frac{(60745)(20.32)}{12\,7679.61} = 9.66 \text{ N/mm}$$

En los puntos E&A respecto de la coordenada X:

$$q_{dy} = \frac{(60745)(32.5)}{12\,7679.61} = 15.46 \text{ N/mm}$$

Combinamos las componentes directas y de torsión y se obtienen los máximos valores de “q” en cada cordón que son:

$$q_e = \sqrt{14.50^2 + (2.66 + 15.46)^2}$$

$$q_e = 23.20 \text{ N/mm}$$

$$q_a = \sqrt{9.66^2 + (2.66 + 15.46)^2}$$

$$q_a = 20.53 \text{ N/mm}$$

Aplicando ahora la especificación de la AISC correspondiente, es decir, que la fuerza admisible por milímetro de soldadura para  $\tau = 145 \text{ MPa}$  es 103a (independientemente de la dirección de la fuerza).

Donde “a” es la anchura de la base de la soldadura en milímetros. De aquí el tamaño de la soldadura sobre la base del punto mayor esfuerzo es:

$$q = 103a$$

Despejamos “a” y obtenemos:

$$q = 103a$$

$$23.20 = 103a$$

$$a = 0.225 \text{ mm}$$

**Nota:**

Las especificaciones AISC requieren que el tamaño máximo de una soldadura de filete deberá ser de 2 mm menos que el espesor del material a lo largo de bordes de 6 mm. Para bordes de espesores menores, el tamaño máximo de la

soldadura puede ser igual al espesor del borde, en nuestro caso podremos elegir un calibre de:

$$a = 6 \text{ mm}$$

### B. Cálculo de soldadura para ángulo con dos tuberías:

Para obtener el calibre del cordón de soldadura para el ángulo con dos tuberías procedemos con el mismo cálculo anterior:

$$I_p(ab) = 75x \left( \frac{75^2}{12} + 5^2 + 20.32^2 \right)$$

$$I_p(ab) = 67\,998.93 \text{ mm}^3$$

$$I_p(de) = 50x \left( \frac{50^2}{12} + 7.5^2 + 30.48^2 \right)$$

$$I_p(de) = 59\,680.68 \text{ mm}^3$$

$$I_p(\text{total}) = 12\,7679.61 \text{ mm}^3$$

Los componentes de la carga directa son:

$$q_{dy} = \frac{P}{\Sigma L}$$

$$q_{dy} = \frac{665.7}{125} = 5.32 \text{ N/mm}$$

Estos valores han de combinarse con las componentes de  $q$  en los puntos A y E que son los más sobrecargados en los cordones AB y DE.

En el punto E respecto de la coordenada Y:

$$q_{dx} = \frac{(17\,1417)(30.48)}{12\,7679.61} = 40.9 \text{ N/mm}$$

En el punto A respecto de la coordenada Y:

$$q_{dx} = \frac{(17\,1417)(20.32)}{12\,7679.61} = 27.28 \text{ N/mm}$$

En los puntos E&A respecto de la coordenada X:

$$q_{dx} = \frac{(17\ 1417)(32.5)}{12\ 7679.61} = 43.63 \text{ N/mm}$$

Combinamos las componentes directas y de torsión se obtienen los máximos valores de  $q$  en cada cordón que son:

$$q_e = \sqrt{40.9 + (5.32 + 43.63)^2} = 49.36 \text{ N/mm}$$

$$q_a = \sqrt{27.28^2 + (5.32 + 43.63)^2} = 56.03 \text{ N/mm}$$

Aplicando ahora la especificación de la AISC. De aquí el tamaño de la soldadura sobre la base del punto mayor esfuerzo es:

$$q = 103a$$

$$56.03 = 103a$$

$$a = 0.54 \text{ mm}$$

**Nota:**

Las especificaciones AISC requieren que el tamaño máximo de una soldadura de filete deberá ser de 2 mm menos que el espesor del material a lo largo de bordes de 6 mm, o mayores de espesor. Para bordes de espesores menores, el tamaño máximo de la soldadura puede ser igual al espesor del borde. Seleccionamos un calibre de:

6 mm

**C. Cálculo de soldadura para ángulo con cuatro tuberías:**

Procedemos a calcular el momento de inercia polar simplificado del grupo de soldaduras con respecto del punto C, el cual es la suma de los valores de  $I_p$  de cada uno de los cordones. Recordando que  $x$  y  $y$  son las coordenadas del centro de cada cordón respecto de C.

$$I_p(ab) = 75x \left( \frac{75^2}{12} + 5^2 + 20.32^2 \right)$$

$$I_p(ab) = 67\,998.93 \text{ mm}^3$$

$$I_p(de) = 50x \left( \frac{50^2}{12} + 7.5^2 + 30.48^2 \right)$$

$$I_p(de) = 59\,680.68 \text{ mm}^3$$

$$I_p(\text{total}) = 12\,7679.61 \text{ mm}^3$$

Componentes de la carga directa:

$$q_{dy} = \frac{P}{\Sigma L}$$

$$q_{dy} = \left[ \frac{1331.4}{125} \right] = 10.6512 \text{ N/mm}$$

En el punto E respecto de la coordenada Y:

$$q_x = \left[ \frac{542\,545 \times 30.48}{12\,7679.61} \right] = 129.51 \text{ N/mm}$$

En el punto A respecto de la coordenada Y:

$$q_x = \left[ \frac{542\,545 \times 20.32}{12\,7679.61} \right] = 86.34 \text{ N/mm}$$

En los puntos E&A respecto de la coordenada X:

$$q_x = \left[ \frac{542\,545 \times 32.5}{12\,7679.61} \right] = 138.10 \text{ N/mm}$$



$$q_e = \sqrt{129.51^2 + (10.65 + 138.10)^2} = 197.22 \text{ N/mm}$$

$$q_a = \sqrt{86.34^2 + (10.65 + 138.10)^2} = 171.99 \text{ N/mm}$$

$$q_e = 197.22 = 103a$$

$$a = 1.91 \text{ mm}$$

**Nota:**

Las especificaciones AISC requieren que el tamaño máximo de una soldadura de filete deberá ser de 2 mm menos que el espesor del material a lo largo de bordes de 6 mm o mayores de espesor. Para bordes de espesores menores, el tamaño máximo de la soldadura puede ser igual al espesor del borde elegiremos un calibre de 7 mm

**7.4 Diseño de Rack de distribución:**

El sistema de rack distribuidor está compuesto con instrumentación para el control del flujos y presiones para los pads de lubricación.

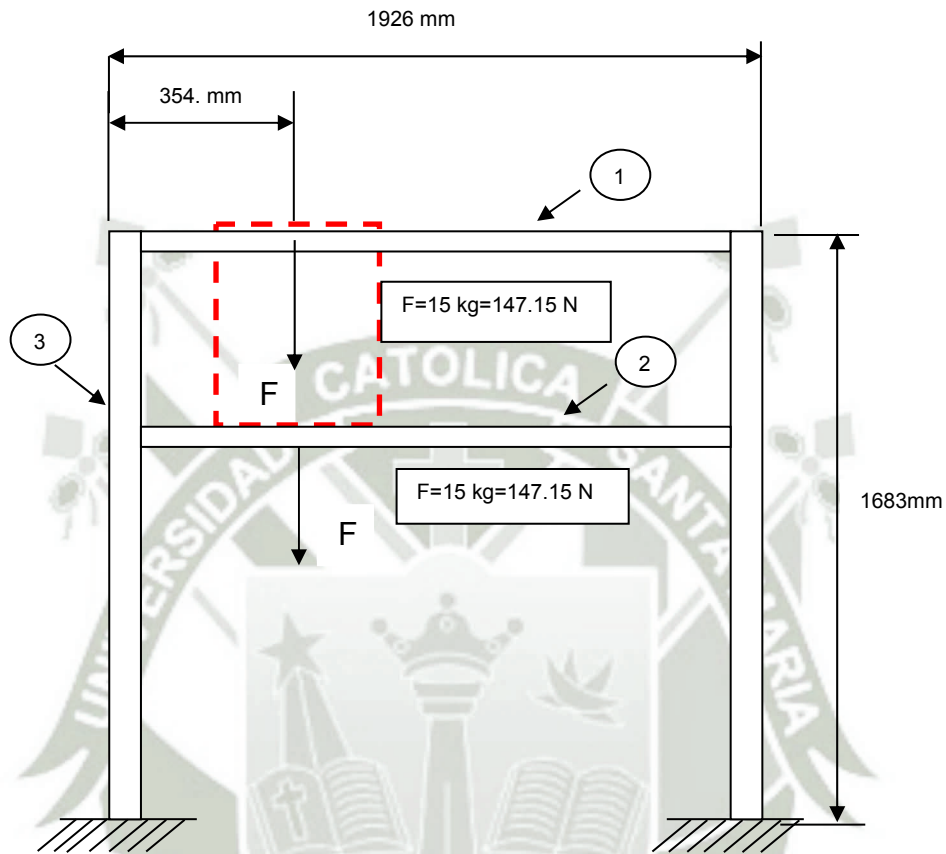
Instrumentos como:

- Transmisores de presión.
- Transmisores de flujo.
- Manómetros
- Panel de instrumentación.

Por tal motivo las cargas que van a resistir los soportes distribuidores no son cargas demasiado críticas.

En el diagrama se aprecia la distribución de las cargas más apreciables que en este caso sería la carga del panel de instrumentación, que tiene un peso aproximado de 30 kg, ver el siguiente gráfico 07.

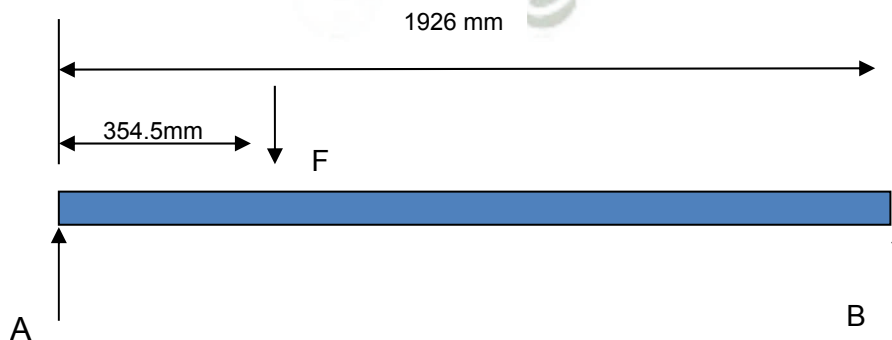
Gráfico 07: Esquema de Soporte Distribuidor



1. Analizamos las vigas horizontales N°1 y N°2:

Realizamos el diagrama de cuerpo libre de la primera viga horizontal.

Gráfica 08: Diagrama de cuerpo Libre de Viga N°01 y N°02



Tomamos momentos en el punto A y calculamos las reacciones en los puntos

A y B.

$$M_a = 0$$

$$-147.5 (354.5) + R_b (1926) = 0$$

$$R_b = 27.14 \text{ N}$$

$$R_a + R_b = 147.5$$

$$R_a = 147.5 - 27.14$$

$$R_a = 120.35 \text{ N}$$

Realizamos la selección de la viga mediante el uso del módulo de sección, la viga será acero estructural A36, este tiene un esfuerzo a la cedencia de 36 lb/pulg<sup>2</sup>.

De la Tabla 8.1 (Referencia "Resistencia de Materiales Aplicada" Robert Mott)

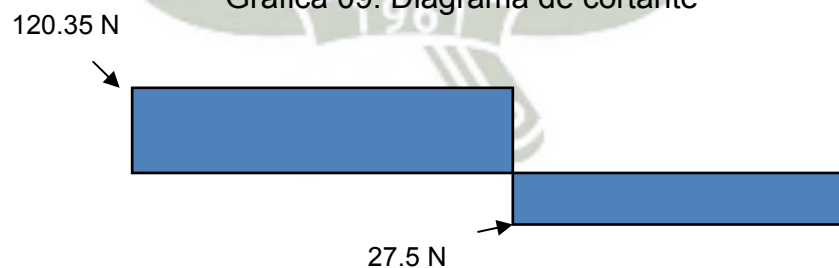
Tenemos que para cargas estáticas se utiliza un factor de diseño de N=2.

Entonces tenemos:

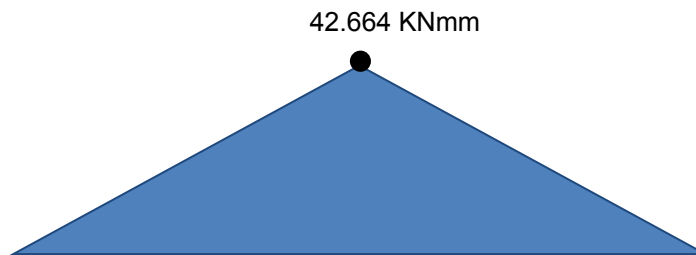
$$\sigma_{\max} = \left[ \frac{36000}{2} \right] = 18000 \text{ lb/pulg}^2$$

Calculamos el momento máximo.

Gráfica 09: Diagrama de cortante



Gráfica 10: Diagrama de Momento



El momento máximo es 42.664 KN que equivale a 377 lb pulg.

$$S = \left[ \frac{377 \text{ lb. pulg}}{18000 \text{ lb/pulg}^2} \right] = 0.0209 \text{ pulg}^3$$

$$S = 0.3425 \text{ cm}^3$$

Este es el mínimo módulo de sección que se deberá utilizar, entonces el perfil mínimo a utilizar sería:

Perfil cuadrado de 2x2x 1/4 con módulo de sección  $S = 0.766 \text{ pulg}^3$

Pero hay que tomar en cuenta que la instrumentación será colocada en el rack y por tanto se deberá de utilizar lados de mayor espacio.

Por tal motivo utilizamos un perfil cuadrado de 4 x 4 x 1/4, este tiene un módulo de sección de  $4.11 \text{ pulg}^3$ .

Analizamos las columnas N°3:

Paso 1:

La carga en las columnas es de 120.35 N, carga que se calculó en el análisis anterior.

Los datos de la columna son:

- $L = 1683 \text{ mm}$
- Seleccionamos un perfil C 100x11 con Área transversal de  $1370 \text{ mm}^2$

- La columna es acero AISI 1040 laminado en frío, los dos extremos están fijos, por tanto el factor de fijación tiene un valor K de 0.65 (Valor práctico referencia Figura 14-1 Libro Resistencia de materiales R.Mott, 6ta edición).
- El módulo de elasticidad es de  $E= 207 \text{ GPa}$  (Para trabajos en acero)

Paso 2:

Calculamos la longitud efectiva.

$$Le= KL$$

(Ecu.7.5) Longitud Efectiva

Dónde:

Le: Longitud efectiva (metros o pies)

K: Factor de fijación en los extremos (0.65 valor práctico, referencia Libro Robert Mott, 6ta edición)

L: Longitud real de la columna (m o pies)

$$Le= 0.65 \times 1683$$

$$Le= 1093.95 \text{ mm}$$

Paso 3:

Calculamos el valor mínimo del radio de giro.

De las propiedades del canal seleccionado tenemos que el valor "r" mínimo es:

$$r = 11.3 \text{ mm}$$

Paso 4:

Calculamos la razón de esbeltez:

$$SR = \left[ \frac{Le}{r} \right]$$

(Ecu.7.6) Razón de Esbeltez

Dónde:

Le: Longitud efectiva (mm)

r: Radio de giro mínimo de la sección transversal de la columna (mm)

$$\left[ \frac{KL}{r} \right] = \left[ \frac{Le}{r} \right]$$

$$\left[ \frac{KL}{r} \right] = \left[ \frac{Le}{r} \right] = \left[ \frac{0.65 \times 1638}{11.3} \right] = 96.8 \text{ mm}$$

Paso 5:

La constante de columna  $C_c$  la obtenemos de la Figura 14-3 (Referencia del Libro Resistencia de Materiales Aplicadas R.Mott, 6ta edición) o con la siguiente formula obteniendo así  $C_c = 128.35$ .

$$C_c = \sqrt{\frac{2\Pi^2 \times E}{S_y}}$$

(Ecu.7.7)

Dónde:

$C_c$ : Razón de esbeltez de transición (mm o pulgadas)

$S_y$ : Esfuerzo a la cedencia (lb/pulg<sup>2</sup>)

E: Modulo de elasticidad del material (GPa)

$$C_c = \sqrt{\frac{2\Pi^2 \times 207 \text{ Gpa}}{414 \text{ MPa}}}$$

$$C_c = 99.34 \text{ mm}$$

Paso 6:

Comparamos  $C_c$  con  $L_e/r$  y decidimos si la columna es larga o corta. Se establece que si:

$C_c > L_e/r$  entonces es una columna corta caso contrario se considera una columna larga.

En nuestro caso obtenemos que la columna es corta ya que  $C_c = 99.34 > 96.80$ , por tal motivo se utiliza la fórmula de Johnson.

$$P_{cr} = A S_y \left[ 1 - \frac{S_y \left( \frac{L_e}{r} \right)^2}{4 \pi^2 E} \right]$$

(Ecu.7.8) Fórmula de Johnson

$$P_{cr} = (0.00137)(414 \times 10^6) \left[ 1 - \frac{414 \times 10^6 (96.8)^2}{4 \pi^2 207 \times 10^9} \right]$$

$$P_{cr} = 567180 \left[ 1 - \frac{3.87 \times 10^{12}}{8.1720 \times 10^{12}} \right]$$

$$P_{cr} = 297.942 \text{ KN}$$

Paso 7:

Se especifica un factor de diseño de  $N=3$  (Referencia Libro Resistencia de Materiales Robert Mott, 6ta edición).

Paso 8:

La carga permisible  $P_a$  es:

$$P_a = \frac{P}{N}$$

$$P_a = 99.314 \text{ KN}$$

**Conclusión:**

Al obtener el valor de  $P_a$  nos damos cuenta que la selección del canal C100x11 soportara sin ningún problema la carga de 120.35 N debido a caja de instrumentación y demás accesorios.

Se selecciona este canal C ya que los perfiles cuadrados que se colocaran en forma horizontal en el soporte distribuidor tienen en los lados 4 pulgadas, de tal manera que el lado del perfil cuadrado encaje en la cara del canal C sin problemas.





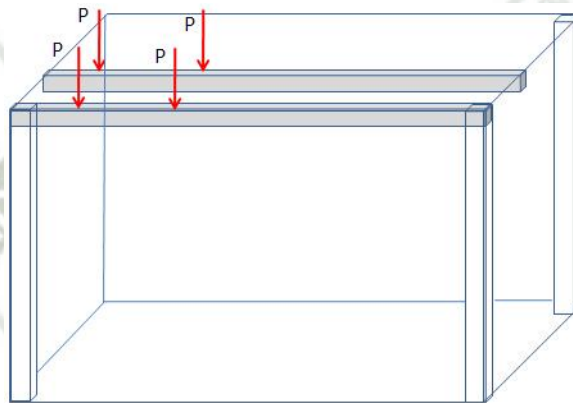
## CAPITULO VIII

## DISEÑO DEL TANQUE DE LUBRICACIÓN

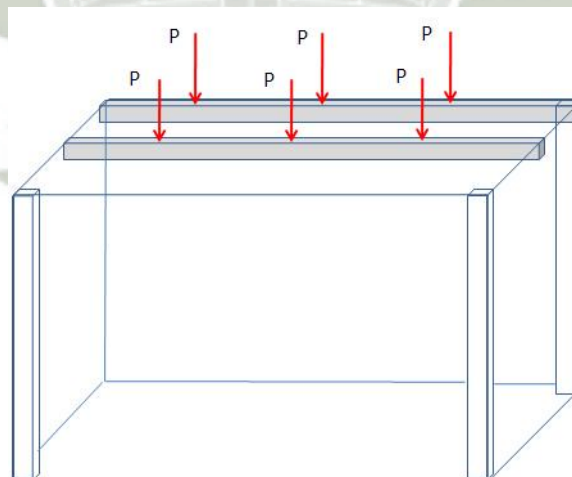
## 8.1. Diseño de tanque:

El tanque de lubricación deberá tener la capacidad para almacenar 5680 litros. (Ver plano número 500-2010 para mayor detalle). Las cargas representativas son el peso de los motores y bombas tenemos dos motores en el sistema de baja y tres motores en el sistema de alta.

Gráfica 11: Cargas de motor en el sistema de baja presión



Gráfica 12: Cargas de motores en el sistema de alta presión



El peso de los motores y bombas es el siguiente:

- Motores del sistema de baja presión: 410 lb = 186 kg

- Bomba del sistema de baja presión: 601 lb = 273 kg
- Motores del sistema de alta presión: 1930 lb = 875.433 kg
- Bomba del sistema de alta presión: 149 lb = 67.7 kg

## 8.2 Diseño de vigas para el sistema de baja presión:

El peso de los motores sería:

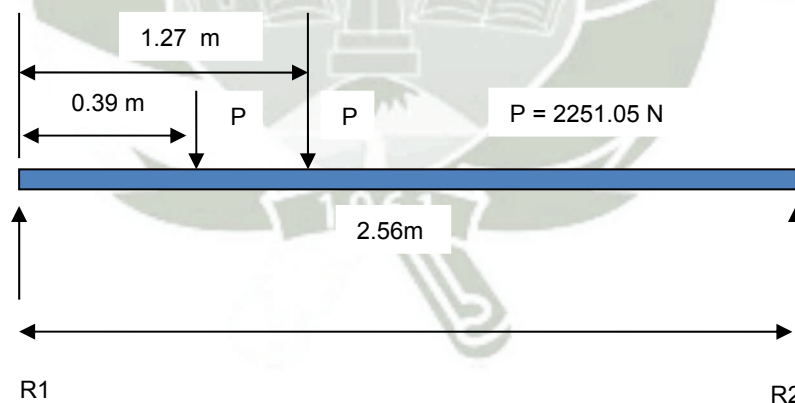
- Peso de cada motor: 186 kg = 1824 N
- Peso de cada bomba: 273 kg = 2678.13 N
- Peso total de un motor más bomba: 458.93 kg = 4502.13 N

Como el peso de los motores será soportado en dos vigas paralelamente ubicadas el peso deberá de ser dividido entre dos. Cada viga soportara 2251.065 N.

Paso 1:

Se realiza el cálculo de fuerzas y momentos en la viga para así saber cuál sería la mínima viga a utilizar.

Gráfica 12: Diagrama de cuerpo libre



$$\Sigma MR1=0$$

$$(2251.065 \text{ N})(0.39 \text{ m}) + (2251.065 \text{ N})(1.27 \text{ m}) - R2(2.56 \text{ m})=0$$

$$3736.76= R2 (2.56 \text{ m})$$

$$R2 = 1459.67 \text{ N}$$

$$\Sigma Y = 0$$

$$2251.065 + 2251.065 - 1459.67 - R1 = 0$$

$$R1 = 3042.46 \text{ N}$$

Paso 2:

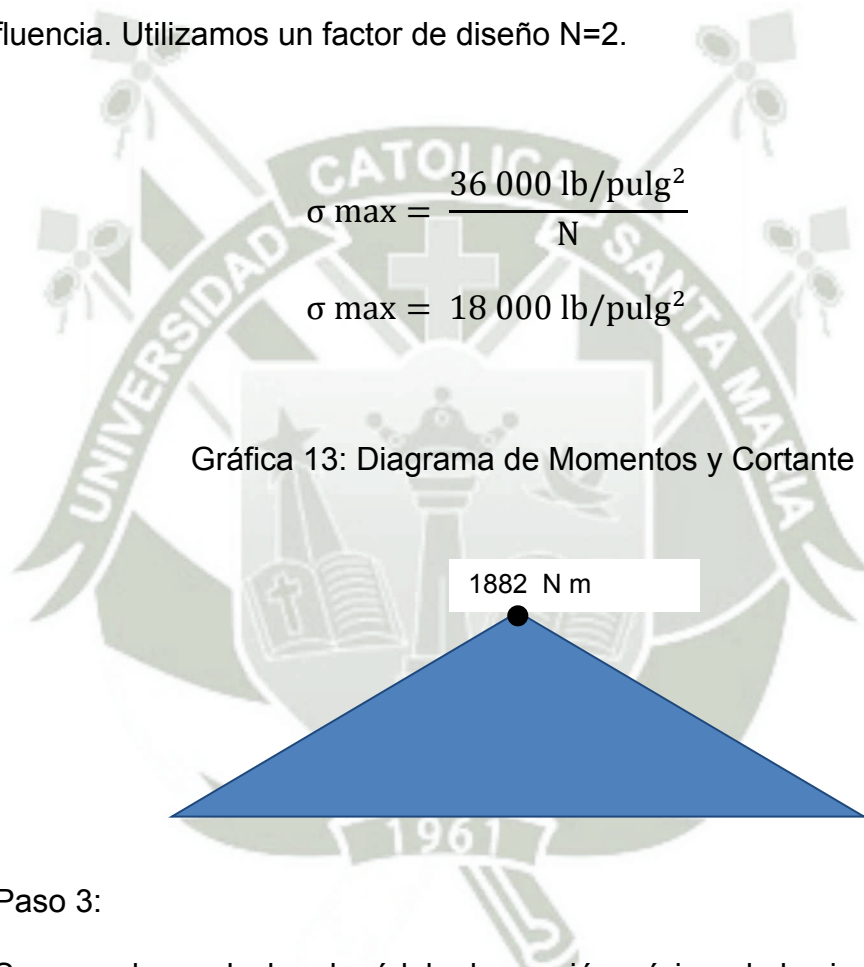
Del diagrama de momento obtenemos que el momento máximo es de 1882.99 N.m.

La viga a utilizar será una viga estructural de 36 ksi de esfuerzo a la fluencia. Utilizamos un factor de diseño  $N=2$ .

$$\sigma_{\max} = \frac{36\,000 \text{ lb/pulg}^2}{N}$$

$$\sigma_{\max} = 18\,000 \text{ lb/pulg}^2$$

Gráfica 13: Diagrama de Momentos y Cortante



Paso 3:

Se procede a calcular el módulo de sección mínimo de la viga:

$$1882 \text{ N m} = 16\,657 \text{ lbf.pulg.}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{36\,000 \text{ lb/pulg}^2}{N}$$

$$\sigma_{\max} = 18\,000 \text{ lb/pulg}^2$$

Momento máximo es = 16 657 lbf.pulg

$$S = \frac{16\ 657 \text{ lbf. pulg}}{18000 \text{ lbf/pulg}^2}$$

$$S = 0.92 \text{ pulg}^3$$

$$S = 15 \text{ cm}^3$$

$$S = 15\ 000 \text{ mm}^3$$

Inicialmente se seleccionara perfil cuadrado de:

3 x 3 x 1/4 con  $S = 2.10 \text{ pulg}^3 > 0.92 \text{ pulg}^3$

Finalmente se determina perfil cuadrado de 4x4x1/4 con  $S = 4.11 \text{ pulg}^3 > 2.34 \text{ pulg}^3$

De esta forma uniformizamos la estructura del tanque en ambos lados.

### 8.3 Diseño de vigas para el sistema de alta presión:

El peso de los motores seria:

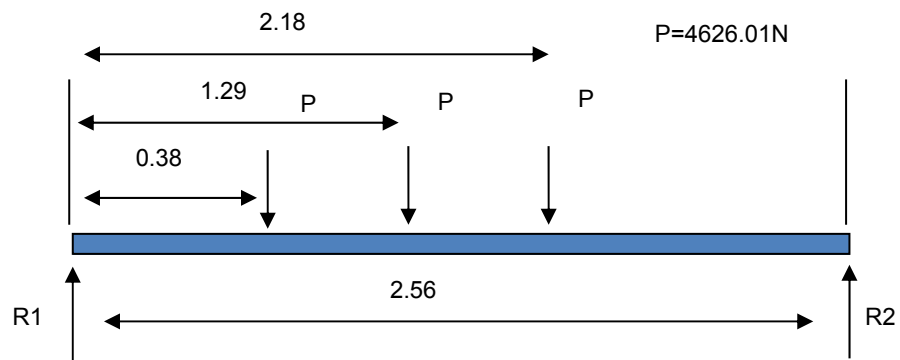
- Peso de un motores: 875.433 kg = 8587.9 N
- Peso de una bomba es: 67.7 kg = 664.137 N
- Peso de un motor más bomba: 943.133 kg = 9252.13 N

Como el peso de los motores será soportado en dos vigas paralelamente ubicadas el peso deberá de ser dividido en dos. Cada viga soportara 4626.01 N como se muestra en la gráfica 12, hay que recordar que se tendrán 03 motores en el sistema de alta.

Paso 1:

Se realiza el cálculo de fuerzas y momentos en la viga para así saber cuál sería la mínima viga a utilizar.

Gráfica 14: Diagrama de cuerpo Libre



$$\Sigma M_{R1} = 0$$

$$(4626.01 \text{ N})(0.38 \text{ m}) + (4626.01 \text{ N})(1.29 \text{ m}) + (4626.01 \text{ N})(2.18 \text{ m}) =$$

$$R2(2.56 \text{ m})$$

$$17\,810.13 = R2(2.56 \text{ m})$$

$$R1 = 6957.08 \text{ N}$$

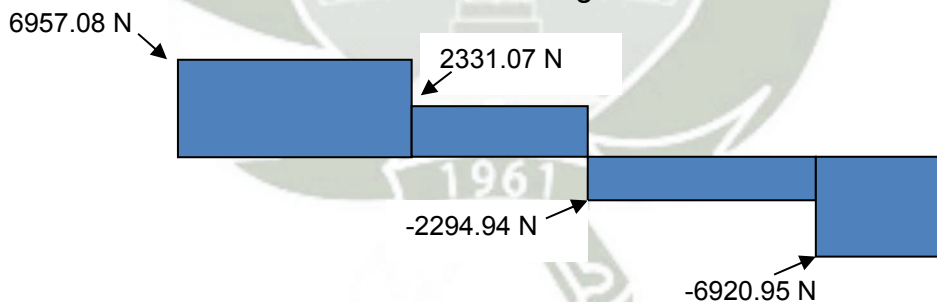
$$\Sigma Y = 0$$

$$4626.01 \text{ N} + 4626.01 \text{ N} + 4626.01 \text{ N} - 6957.087 \text{ N} = R2$$

$$R2 = 6920.943 \text{ N}$$

Paso 2:

Gráfica 15: Diagrama de corte



Gráfica 16: Diagrama de momentos



Del diagrama de momentos determinamos que el momento máximo es de  
 $4764.96 \text{ N.m} = 42\,173.4 \text{ lb.pulg}$ .

La viga a utilizar será una viga estructural de 36 ksi de esfuerzo a la  
fluencia.

$$\sigma_{\max} = \frac{36\,000 \text{ lb/pulg}^2}{N}$$

$$\sigma_{\max} = 18\,000 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

Paso 4:

Se procede a calcular el módulo de sección mínimo de la viga:

$$S = \frac{42\,173.4 \text{ lb. pulg}}{18\,000 \text{ lb/pulg}^2}$$

$$S = 2.34 \text{ pulg}^3$$

$$S = 38\,345.7 \text{ mm}^3$$

Se seleccionara una tubería estructural cuadrada de 4x4x1/4 en donde el  
módulo de sección es:

$$S=4.11 \text{ pulg}^3 > 2.34 \text{ pulg}^3$$

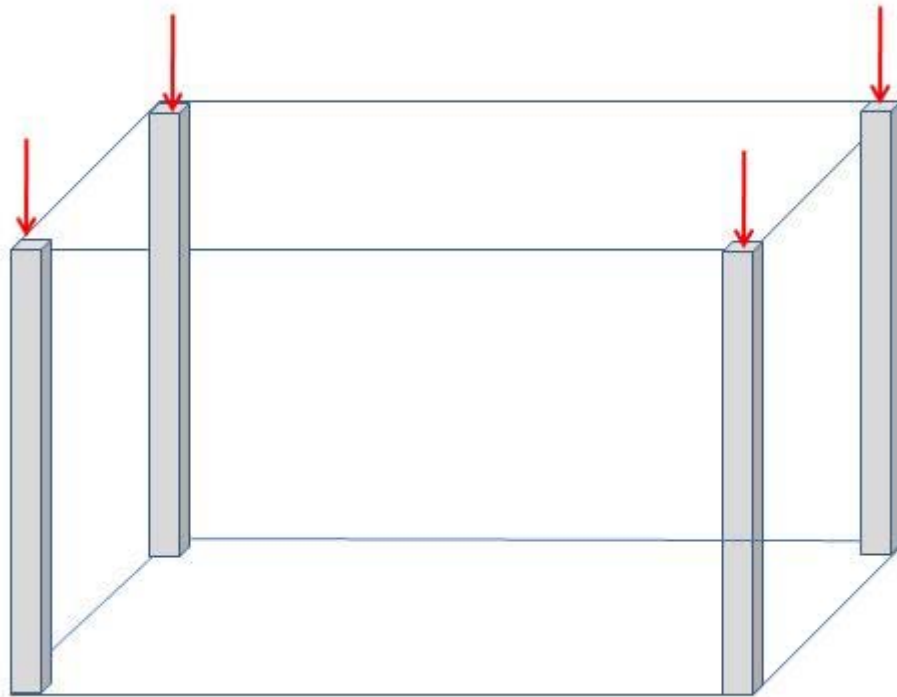
#### 8.4 Diseño de columnas para el tanque de lubricación:

Para el diseño de las columnas tenemos los siguientes datos:

- Extremos fijos:  $K=0.65$  (Referencia Libro de Resistencia de Materiales R.Mott, 6ta edición).
- Carga que soportaran las columnas: 6957.08 N (reacción que se obtiene en la viga que soportaran los motores del sistema de alta presión).

- Longitud de cada Viga. 1.75 metros de altura.
- La capacidad del tanque será de 5.6 m<sup>3</sup>

Gráfica 17: Esquema de Tanque



Para el diseño de las columnas hacemos la siguiente selección:

Columna cuadrada 4"x4"x1/4 AISI 1040, ya que de esta manera se podrá empalmar con los otros perfiles ya seleccionados.

- $S_y = 414 \text{ MPa}$
- $E = 207 \text{ GPa}$
- Longitud = 1.75 m
- Área = 2316.12 mm<sup>2</sup>
- $r = 38.35 \text{ mm}$

Paso 1:

Calculamos la longitud efectiva:

$$Le = KL$$

(Ecu. 7.5)

$$Le = 0.65 \times 1750 = 1137.5 \text{ mm} = 44.78 \text{ pulg}$$

Paso 2:

Obtenemos el radio de giro mínimo de la columna seleccionada (datos propios de la columna).

$$r = 38.35 \text{ mm} = 1.51 \text{ pulg}$$

Paso 3:

Calculamos la razón de esbeltez

$$SR = \left[ \frac{Le}{r} \right]$$

(Ecu.7.6)

$$SR = \left[ \frac{1137.5}{38.35} \right] = 29.66 \text{ mm}$$

Paso 4:

Calculamos la razón de esbeltez de transición:

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 \times E}{Sy}}$$

(Ecu.7.7)

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 \times 207 \text{ GPa}}{414 \text{ MPa}}}$$

$$Cc = 99.34 \text{ mm}$$



Paso 5:

Comparamos la constante de columna con la razón de esbeltez y determinamos si es una columna larga o corta.

**Nota:**

$C_c > L_e/r$  entonces es una columna corta caso contrario se considera una columna larga.

En nuestro caso obtenemos que la columna es corta ya que  $C_c = 99.34 > 29.66$  por tal motivo se utiliza la fórmula de Johnson.

Con esto determinamos que la columna es de tipo corta y por tanto utilizamos la fórmula de Johnson.

$$P_{cr} = A S_y \left[ 1 - \frac{S_y \left( \frac{L_e}{r} \right)^2}{4 \pi^2 E} \right]$$

(Ecu.7.8)

$$P_{cr} = (0.002316)(414 \times 10^6) \left[ 1 - \frac{414 \times 10^6 (29.66)^2}{4 \pi^2 207 \times 10^9} \right]$$

$$P_{cr} = (0.002316)(414 \times 10^6) \left[ 1 - \frac{414 \times 10^6 (29.66)^2}{4 \pi^2 207 \times 10^9} \right]$$

$$P_{cr} = 916.092 \text{ KN}$$

Seleccionamos un valor de diseño  $N=3$  (Referencia Libro Resistencia de Materiales Robert Mott, 6ta edición).

$$P_{cr} = \frac{916.092}{3} \text{ KN}$$

$$P_{cr} = 305.364 \text{ KN}$$

Como vemos esta carga es mucho más que la carga que realmente soportara la columna que es de 709.18 kg o 6957.05 N

La selección de esta columna es debido a que deberá de construir el tanque y se colocaran planchas de acero formando una especie de cubo.

### 8.5 Diseño de la base del tanque:

Para el diseño de la plancha se hizo consulta de la norma API STD 650 “Welded Tanks for Oil Storage”.

Para el caso de la plancha de acero se utilizó una plancha ASTM A 240 tipo 304.

Para determinar el espesor mínimo requerido del tanque hacemos una comparación, como la norma es aplicada a tanques circulares las formulas no están hechas para tanques cuadrados.

De las dimensiones de nuestro tanque tenemos que el diámetro de nuestro tanque tendría un aproximado de 3.1 m. Según punto 5.6.1.1 de la norma API STD 650 se tiene que para diámetros menores a 15 m el espesor de la plancha será de 6 mm.

Procedemos a hacer el cálculo del espesor de pared de la plancha con la formula según norma API.(Referencia 5.6.3 Norma API 650).

$$td = \frac{4.9 \times D(H - 0.3)G}{Sd} + CA$$

(Ecu.7.9) Espesor de pared

Dónde:

- td: Espesor de pared (mm)
- D: Diámetro nominal del tanque(m)

- H: Nivel de diseño del líquido (m)
- G: Gravedad específica del líquido.
- Sd: Esfuerzo para diseño (MPa)
- CA: Corrosión admisible. (mm)

Remplazamos los datos:

$$td = \frac{4.9 \times 3.1(1.38 - 0.3)0.86}{205 \text{ MPa}} + 0$$

$$td = 6.88 \times 10^{-8} \text{ mm}$$

Como apreciamos el espesor de plancha es bastante pequeño, por tal motivo utilizaremos el espesor recomendado por norma de 5 mm. (Referencia API STD 650, sección 5.6.)

### 8.6 Diseño de vigas soporte de la base del tanque:

El peso que soportaran las vigas en la base del tanque está compuesto por cuatro grupos:

- Grupo 01: Peso estructural aproximado: 676.76 kg
- Grupo 02: Peso de los motores y bombas del sistema de alta: 458.93 kg
- Grupo 03: Peso de los motores y bombas del sistema de baja: 459 kg
- Grupo 04: Peso del aceite, densidad  $860 \text{ kg/m}^3$  con una capacidad de tanque de 5680 litros, dando así un peso de: 4884.8 kg

Todo esto nos da un valor aproximado de 6479.5 kg o 63559 Newtons.

Aumentamos un 10% al peso obtenido debido a temas de soldadura, soportes adicionales y así obtenemos un valor de:

$$7127.45 \approx 7128 \text{ kg}$$

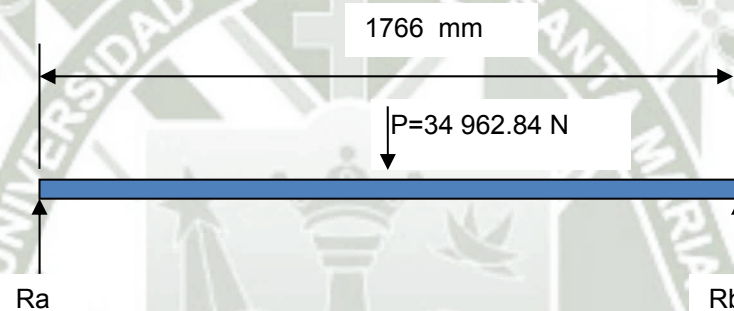
El tanque va a estar soportado por 02 perfiles W, la selección se muestra a continuación:

Paso 1:

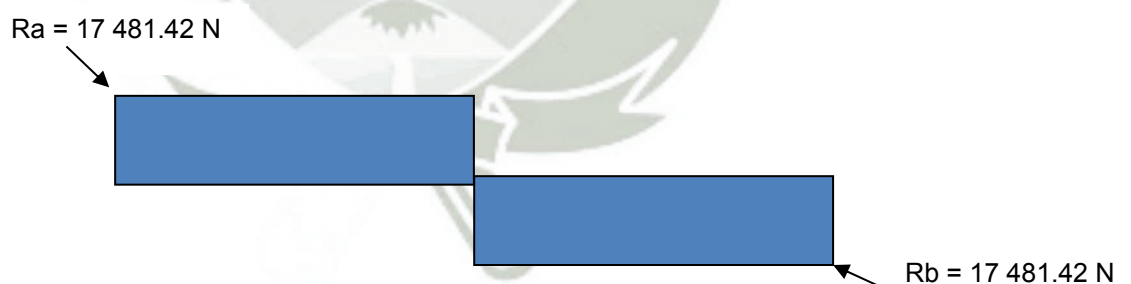
Dibujamos el diagrama de cuerpo libre, donde se determina que cada perfil soportara:

$$P = 7128/2 = 3564 \text{ kg} = 34\,962.84 \text{ N}$$

Gráfica 18: Diagrama de cuerpo libre del perfil



Gráfica 19: Diagrama de Corte



$$\Sigma M_a = 0$$

$$R_b \times (1.766) = 34\,962.84 \times 0.883$$

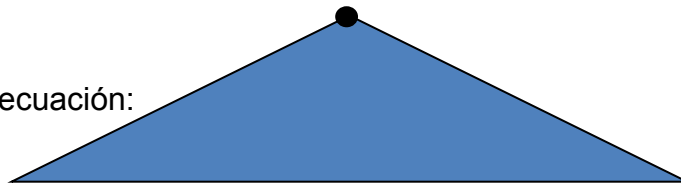
$$R_b = 17\,481.42 \text{ N}$$

$$R_a = 17\,481.42 \text{ N}$$

Gráfica 20: Diagrama Momentos

$$M_{\max} = 15\,436.09 \text{ N.m}$$

Aplicamos la ecuación:



$$\sigma_{\max} = \frac{M}{S}$$

(Ecu. 7.2) Esfuerzo Máximo

El material a seleccionar es un acero A36 estructural con 36 ksi de resistencia a la cedencia.

Utilizamos un valor de seguridad de  $N=2$  para cargas estáticas (Referencia Libro Resistencia de Materiales Aplicada R.Mott, 6ta edición).

El momento máximo es de 15 436.9 N.m o 136 621 lbf.pulg

$$\sigma_{\max} = \frac{36\,000 \text{ lb/pulg}^2}{N}$$

$$\sigma_{\max} = 18\,000 \text{ lb/pulg}^2$$

$$S = \frac{136\,621 \text{ lbf.pulg}}{18\,000 \text{ lbf/pulg}^2}$$

$$S = 7.59 \text{ pulg}^3$$

$$S = 124.37 \text{ cm}^3$$

Con este dato es que seleccionamos el perfil:

$$\mathbf{W10 \times 12 \text{ con } S = 10.9 \text{ pulg}^3}$$

## CAPITULO IX CÁLCULOS ELÉCTRICOS

### 9.1 Especificaciones de los Equipos:

Como se explico anteriormente, se tienen dos sistemas, uno de alta presión y otro de baja presión, para mayores detalles ver planos 1000-2010, 2000-2010.

Los 03 motores de alta presión tienen las siguientes características (Motor 01, Motor 02, Motor 03):

- Potencias: 125 hp
- Tensión: 460 V
- Corriente de Placa (CPCA): 144 Amperes
- Eficiencia: 93.6%
- RPM: 1200
- Cantidad: 03 motores
- Modelo: RGZVESD

Los 02 motores de baja presión tienen las siguientes características (Motor 04, Motor 05):

- Potencias: 15 hp
- Tensión: 460 V
- Corriente de Placa (CPCA): 20 Amperes
- Eficiencia: 89.5%
- RPM: 1200
- Cantidad: 02 motores
- Modelo: RGZZVESD

## 9.2 Cálculos eléctricos para el motor del sistema de alta presión:

### A. Determinamos la capacidad de corriente:

De la Tabla 430.25 del NEC (National Electrical Code) se determina que la corriente para un motor de 125 hp a 460 voltios es de: 156 Amperes.

Por norma aplicamos el 125%.(Referencia NEC 430.22)

$$125\% \times 156 \text{ A} = 195 \text{ Amperes}$$

### B. Calibre del conductor para motor de 125 hp:

Según la Tabla 310.15 (B)(16) de la norma NEC (Ver anexo Q), seleccionamos un conductor para una temperatura ambiente máxima de 75°C tipo THW (con aislamiento para calor y humedad) de cobre calibre 3/0 AWG para una corriente de 200 Amperes.

### C. Protección contra sobrecarga:

Determinamos la protección contra sobrecarga. Tomamos en cuenta el factor de servicio del motor de 125 hp que es de 1.15.

CPCA (Corriente de plena carga en amperes, placa):144 Amperes

$$125\% \times 144 \text{ A} = 180 \text{ A} \text{ (Referencia NEC 430.31)}$$

Si normalizamos corrientes según NEC 240.6 usamos un relé para 200 Amperes de capacidad.

Seleccionamos un relé de estado sólido marca Allen Bradley modelo 193-EF1, este tiene un margen de corriente de 20 a 400 Amperes y será ajustado para una corriente de 200 Amperes.

### D. Protección contra corto circuito /Falla a tierra:

Tenemos dos opciones de protección para corto circuito/falla a tierra, un Interruptor automático de tiempo inverso o un fusible con retardo de tiempo.

- **Interruptor de Tiempo Inverso:**

Si utilizamos un interruptor automático de Tiempo Inverso (Termomagnético)

$$250\% \times 156 = 390 \text{ Amperes (Referencia NEC Tabla 430.52)}$$

Si normalizamos corrientes según NEC 240.6 usamos un interruptor para 400 Amperes.

- **Fusible con Retardo de Tiempo:**

Si utilizamos Fusible con retardo de Tiempo (Referencia NEC Tabla 430.52, ver anexo R)

$$175\% \times 156 = 273 \text{ Amperes Fusible}$$

Elegimos un fusible con retardo de tiempo Allen Bradley BS88, con voltaje nominal de 660 V y amperaje nominal típico de 2 a 400 amperes para una corriente que será ajustada a 300 amperes.

### 9.3 Cálculos eléctricos para el motor del sistema de baja presión:

#### A. Determinamos la capacidad de corriente:

De la Tabla 430.25 del NEC (National Electric Code) (Ver anexo S) se determina que la corriente para un motor de 15 hp a 460 Voltios es de: 21 A.

Por norma aplicamos el 125% (Referencia NEC 430.22)

$$125\% \times 21 \text{ A} = 26.25 \text{ Amperes}$$

#### B. Calibre del Conductor motor de 15 hp:



Según la Tabla 310.15 (B)(16) de la norma NEC seleccionamos un conductor para una temperatura ambiente máxima de 75°C tipo THW (con aislamiento para calor y humedad) de cobre calibre 10 AWG para una corriente de 35 Amperes.

#### **E. Protección contra sobrecarga:**

Determinamos la protección contra sobrecarga. Tomamos en cuenta el factor de servicio del motor de 15 hp que es de 1.

CPCA (Corriente de plena carga en amperes, placa): 20 Amperes

$$115\% \times 20 \text{ A} = 23 \text{ A} \text{ (Referencia NEC 430.31 NEC)}$$

Seleccionamos un relé de estado sólido marca Allen Bradley modelo 193-EF1, este tiene un margen de corriente de 20 a 400 amperes, será ajustado a 23 amperes.

#### **F. Protección contra corto circuito falla a tierra:**

Tenemos dos opciones de protección, Interruptor automático de tiempo inverso o un fusible con retardo de tiempo.

- **Interruptor de Tiempo Inverso:**

Si utilizamos un interruptor automático de Tiempo Inverso donde:

$$250\% \times 21 = 52.5 \text{ Amperes (Referencia NEC Tabla 430.52)}$$

Si normalizamos corrientes según NEC 240.6 tenemos que utilizar un interruptor automático para una capacidad de 60 Amperes.

- **Fusible con Retardo de Tiempo:**

Si utilizamos Fusible con retardo de Tiempo:

$$175\% \times 21 = 36.75 \text{ Amperes (Referencia NEC Tabla 430.52)}$$

Si normalizamos corrientes según NEC 240.6 usamos un fusible con retardo para una capacidad de 40 Amperes.

Elegimos un fusible con retardo de tiempo Allen Bradley BS88, con voltaje nominal de 660 V y amperaje nominal típico de 2 a 400 amperes para una corriente que será ajustada a 40 amperes.

#### 9.4 Capacidad de corriente del alimentador de motores:

Tenemos las siguientes cargas constantes:

- 01 Motor de 15 hp con 21 Amperes.
- 02 Motores de 125 hp con 156 Amperes.

Con estos datos determinamos el calibre del conductor del alimentador de motores:

$$21 + 2 \times (156) + 25\% \times (156) = 528 \text{ Amperes}$$

De la Tabla 310.15 (B)(16) de la norma NEC obtenemos:

Un conductor para una temperatura ambiente de 75°C hecho de cobre calibre 1000 AWG THW para una carga de 545 amperes.

#### 9.5 Protección contra corto circuito y falla a tierra:

Utilizamos un interruptor automático.

$$250\% \times 528 = 1320 \text{ Amperes (Referencia NEC Tabla 430.52)}$$

Se selecciona un interruptor automático para 1320 amperes, si normalizamos corrientes según la sección NEC 240.6, usamos una corriente de 1600 amperes.

#### 9.6 Explicación de la maniobra para el sistema de alta presión:

Para mayores detalles ver planos 100-2010

1. El interruptor de nivel (LS1) debe de estar cerrado, esto se logra cuando el aceite esta a unos 1.4 metros sobre la base del tanque.

2. El interruptor de temperatura (TS1) deberá estar marcando una temperatura de aceite mayor a 27° C.
3. Se debe de seleccionar el motor-bomba que se quiere encender, (Motor 01, 02, 03) mediante la válvula seleccionadora SW1, SW2 o SW3.\*\*
4. Para el motor 01, se pulsa el pulsador S1, con esto el contactor KM1 es energizado.
5. El contactor KA1 se energiza, el mismo tiene un contacto normalmente cerrado temporizado, logrando así energizar el contactor KM2, este hace que se el motor 01 arranque en estrella.
6. Pasado un tiempo el contactor KA1 se activa energizando el contactor KM3 este hace que el motor arranque en delta.
7. Para el motor 02, se pulsa el pulsador S3, con esto el contactor KM4 es energizado.
8. El contactor KA2 se energiza, el mismo tiene un contacto normalmente cerrado temporizado, logrando así energizar el contactor KM5, este hace que el motor 02 arranque en estrella.
9. Pasado un tiempo el contactor KA2 se activa energizando el contactor KM6, este hace que el motor arranque en delta.
10. Para el motor 03, se pulsa el pulsador S5, con esto el contactor KM7 es energizado.
11. El contactor KA3 se energiza, el mismo tiene un contacto normalmente cerrado temporizado, logrando así energizar el contactor KM8, este hace que el motor 03 arranque en estrella.
12. Pasado un tiempo el contactor KA3 se activa energizando el contactor KM9, este hace que el motor arranque en delta.

13. Los pulsadores normalmente cerrados S2, S4, S6 son las paradas locales de los motores.

- S2 para motor 01
- S4 para motor 02
- S6 para motor 03

14. El pulsador S7 apaga todo el sistema de lubricación de alta presión.

15. Si hubiese una sobrecarga los contactos de sobre carga RT1, RT2, RT3 se activaran apagando el motor.

**Notas importante:**

- \*\* Solo se permiten 02 motores funcionando.
- Los contactos temporizados son graduados de 3 a 5 segundos.

**9.7 Explicación de la maniobra para el sistema de baja presión:**

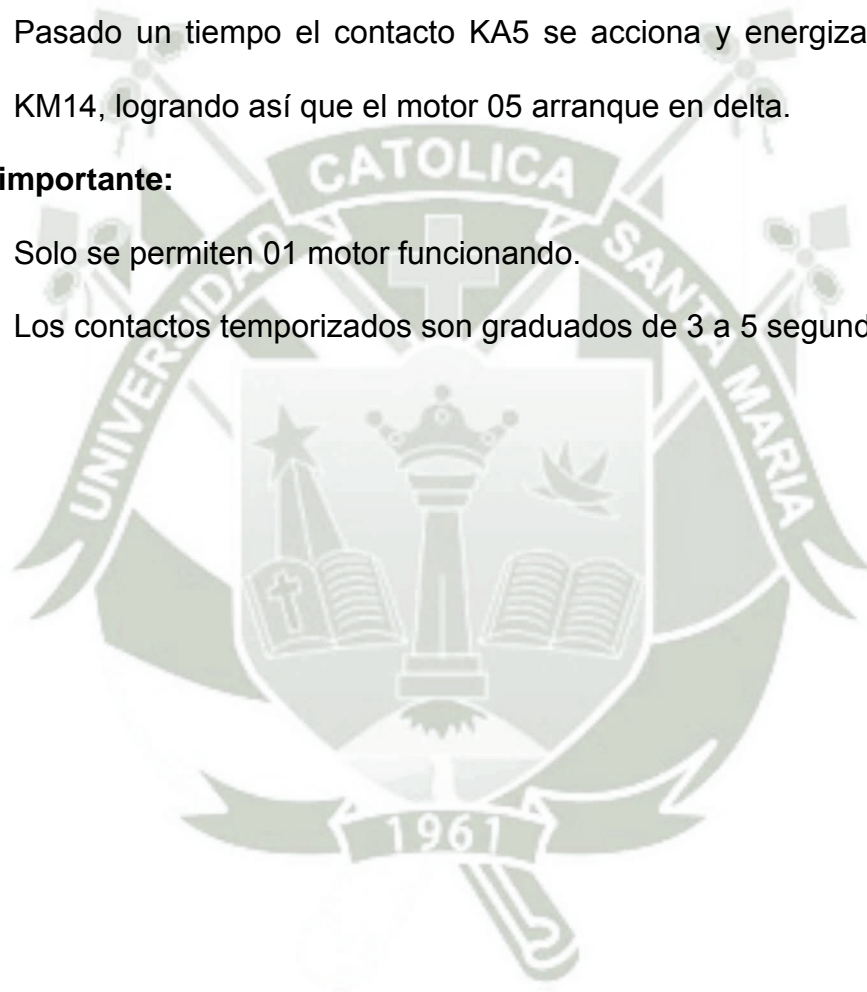
Para mayores detalles ver plano 1000-2010.

1. El interruptor de nivel (LS2) debe de estar cerrado, esto se logra cuando el aceite esta a unos 1.4 metros sobre la base del tanque.
2. El interruptor de temperatura (TS2) deberá estar marcando una temperatura de aceite mayor a 27°C.
3. Primero se debe de seleccionar que bomba se va a encender mediante los interruptores SW4 para el motor 04 y el SW5 para el motor 05.
4. Para el motor 04, se pulsa el pulsador S8, este acciona el contactor KM10, el contactor KA4 se energiza, el mismo tiene un contacto normalmente cerrado temporizado.
5. El contactor KM11 se acciona logrando así encender el motor 04 en estrella.

6. Pasado un tiempo el contacto KA4 se acciona y energiza el contactor KM12, logrando así que el motor 04 arranque en delta.
7. Para el motor 05, se pulsa el pulsador S10, este acciona el contactor KM13, el contactor KA5 se energiza, el mismo tiene un contacto normalmente cerrado temporizado.
8. El contactor KM14 se acciona logrando así encender el motor 05 en estrella.
9. Pasado un tiempo el contacto KA5 se acciona y energiza el contactor KM14, logrando así que el motor 05 arranque en delta.

**Nota importante:**

- Solo se permiten 01 motor funcionando.
- Los contactos temporizados son graduados de 3 a 5 segundos.



## CAPITULO X

### COSTOS DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN

#### 10.1 Costos del Sistema de Lubricación:

A continuación se presenta una tabla con los materiales utilizados y los costos aproximados utilizados en el sistema de lubricación, en esta tabla se presentan los materiales de los dos sistemas, el de baja y el de alta presión.

Tabla 14: Tabla de costos del sistema de lubricación

Descripción	Cantidad	Unidades	Precio Unitario	Total \$
Válvula de Bola-Sch160-2"	8	Unidad	\$45.00	\$360.00
Válvula de Bola Sch 160-2" con switch	5	Unidad	\$90.00	\$450.00
Válvula de control de flujo Sch 160-2"	2	Unidad	\$100.00	\$200.00
Válvula check Sch 160-2"	3	Unidad	\$20.00	\$60.00
Codo 90° de-2"	6	Unidad	\$15.00	\$90.00
Conexión T de-2"	2	Unidad	\$15.00	\$30.00
Divisor de Flujo	2	Unidad	\$600.00	\$1,200.00
Codo 45° de 1.5" Sch 120	4	Unidad	\$15.00	\$60.00
Conexión T 1.5" Sch 120	4	Unidad	\$15.00	\$60.00
Válvula check Sch 120-1.5"	4	Unidad	\$20.00	\$80.00
Conexión T de 3" Sch 40	7	Unidad	\$15.00	\$105.00
Codo de 90° 3" Sch 40	10	Unidad	\$15.00	\$150.00
Válvula de bola 3" Sch 40	12	Unidad	\$20.00	\$240.00
Intercambiador de calor marca Young	1	Unidad	\$2,000.00	\$2,000.00
Filtro de Baja Presión Hydac 20 um	2	Unidad	\$400.00	\$800.00
Filtro de Alta Presión Hydac 25 um	2	Unidad	\$400.00	\$800.00
Válvula de alivio de 3" Sch 40	2	Unidad	\$300.00	\$600.00
Válvula de alivio de 2" Sch 160	3	Unidad	\$600.00	\$1,800.00
Motor de bomba de Alta Presión 125 HP-460V;60HZ	3	Unidad	\$14,585.00	\$43,755.00
Motor de bomba de Baja Presión 15 HP-460V;60HZ	2	Unidad	\$4,022.00	\$8,044.00
Bomba de Alta Presión IPC-100/125; 210 bar	3	Unidad	\$16,000.00	\$48,000.00
Bomba de Baja Presión 400P; 0-35 bar	2	Unidad	\$8,000.00	\$16,000.00
Manómetros (0-3000 psig)	3	Unidad	\$70.00	\$210.00
Manómetros (0-150 psig)	2	Unidad	\$50.00	\$100.00
Perfil cuadrado 4x4x 1/4 A36	18	Metros	\$50.00	\$50.00
Canal C100x11 A36	18	Metros	\$100.00	\$100.00
Perfil cuadrado 2x2x 1/4 A36	18	Metros	\$50.00	\$50.00
Tubería 2" Sch 160 Inoxidable A 268	24	Metros	\$1,500.00	\$6,000.00
Tubería 3" Sch 40 Inoxidable A 268	12	Metros	\$800.00	\$1,600.00
Tubería 1 1/2" Sch 120 Inoxidable A 268	12	Metros	\$1,090.00	\$2,180.00
Pulsadores	12	Unidad	\$15.00	\$180.00
Contactores clase AC3, 480V	5	Unidad	\$50.00	\$250.00
THW calibre 3/0 AWG	100	Metros	\$45.00	\$450.00
THW calibre 10 AWG	100	Metros	\$50.00	\$500.00
Relay estado sólido Allen Bradley 193 EF1 -200 Amperes	5	Unidad	\$60.00	\$300.00
Fusible con retardo de tiempo BS88- 40 Amperes	5	Unidad	\$20.00	\$100.00
Interruptor automático-1600 Amperes	1	Unidad	\$3,000.00	\$3,000.00
TOTAL sin IGV				\$139,099.00
IGV				18%
COSTO TOTAL				\$164,136.82
<b>COSTO REDONDEADO</b>				<b>\$164,140.00</b>

Fuente: Elaboración propia.

Como podemos ver el costo aproximado del sistema de lubricación es de \$164,140.00. Si a este costo se le añade un el costo de ingeniería de una empresa tercera aproximadamente un 30%, el costo total resultaría en \$ 213,400.00; un aumento de \$ 49,242.00 aproximadamente.

Realizando la ingeniería uno puede tener un ahorro del 30% y poder tener mejor control de los parámetros de operación del sistema, así también poder ahorrar dinero en la compra de accesorios de buena calidad.



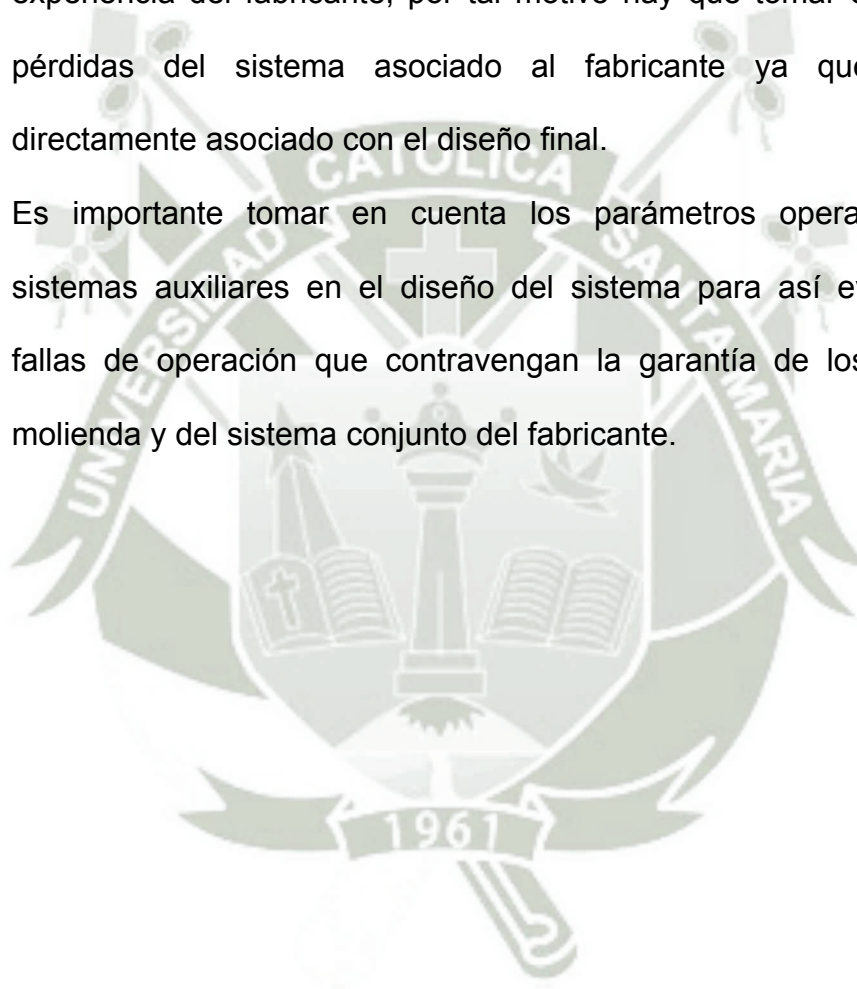
## 10.2 Conclusiones:

1. Se diseñó un sistema de flujo de aceite de alta presión de 1500 psig y 15.4 m<sup>3</sup>/h para lubricación de los cojinetes del molino y un sistema de baja presión de 70 psig y 50 m<sup>3</sup>/h para filtrar y alimentar al sistema de alta presión.
2. Se diseñó un tanque de almacenamiento para el fluido hidráulico de 5680 litros de capacidad que permite alimentar la red del molino SAG.
3. Cada sistema de lubricación y estructuras para una planta de Molienda SAG requiere de un cálculo específico que sustente las condiciones de operación, esto implica que el diseño sea único.
4. El diseño hidráulico y estructural siempre hará uso de cálculos teóricos que deberán contrastarse con las normas propuestas por el cliente.
5. Las pautas de diseño propuestas en este trabajo permiten un ahorro que de un 30% del costo global.



### 10.3 Recomendaciones:

1. Se debe tomar en cuenta los parámetros operativos previos del fabricante para decidir la clase de diseño hidráulico que se puede utilizar.
2. Para el diseño adecuado de la red, es preferible que los sistemas de lubricación consideren un diámetro tentativo inicial propuesto por la experiencia del fabricante, por tal motivo hay que tomar en cuenta las pérdidas del sistema asociado al fabricante ya que éste está directamente asociado con el diseño final.
3. Es importante tomar en cuenta los parámetros operativos de los sistemas auxiliares en el diseño del sistema para así evitar posibles fallas de operación que contravengan la garantía de los equipos de molienda y del sistema conjunto del fabricante.



## BIBLIOGRAFIA

### ➤ LIBROS:

- MOOT R. “Mecánica de Fluidos”, 6ª.ed., México, Prentice Hall, 2006.
- MOOT R.,” Resistencia de Materiales”, 5ª. ed. México, Prentice Hall, 2009.
- METSO MINERALS, “Manual de instalación”, Manual de uso interno.
- BUDYNAS R., “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” 8ª. ed. México, McGraw Hill Interamericana, 2008.

### ➤ NORMAS INTERNACIONALES :

- API STD, 650.2007. “Welded Tanks for Oil Storage” Septima ed, Estados Unidos de Norte América, 2007
- ASME B31.3, 2002 “Asme Code For Pressure Piping, B31”,Estados Unidos de Norte América, 2002
- API 614, 1999. “Lubrication, Shaft-Sealing, and Control-Oil Systems and Auxiliaries for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services” Cuarta ed, Estados Unidos de Norte América, 1999.
- ASTM A268,1996-2011 “Standard Specification for Seamless and Welded Ferritic and Martensitic Stainless Steel Tubing for General Service”,Estados Unidos de Norte America, 1996-2011.

- API 520,2008. “Sizing, Selection, and Installation of Pressure-relieving Devices in Refineries”, Estados Unidos de Norte América, 2008
  - API 526, 2009. “Flanged Steel Pressure relief Valves” Sexta Edición, Estados Unidos de Norte América, 2009.
  - MSS-SP58,1993 “Pipe Hangers and Supports-Material, Design and Manufacture”, Estados Unidos de Norte America, 1993
  - MSS-SP69.1996 “Pipe Hanger and Supports-Selection and Application”, Estados Unidos de Norte America, 1996.
- PAGINAS DE INTERNET.
- Nominal Pipe Sise (NPS). [en línea]. Israel: A.R.I Fow Control Accessories, 2010  
<[www.arivalves.com/DesignTools\\_Screen.htm](http://www.arivalves.com/DesignTools_Screen.htm)> [Consulta: 2010, 15 noviembre].
  - Friction Losses in Pipe Fittings. [en línea]. Estados Unidos de Norte América: Western Dynamics, 2011  
<[www.westerndynamics.com/Download/friclossfittings.pdf](http://www.westerndynamics.com/Download/friclossfittings.pdf)>[Consulta: 2010, 30 noviembre].
  - Serie Mobil DTE 20. [en línea]. Estados Unidos de Norte América: Exxon Mobil Corporation,2001  
<[www.cellosa.com/files/glxxesindmomobil\\_dte\\_20.pdf](http://www.cellosa.com/files/glxxesindmomobil_dte_20.pdf)>[Consulta: 2010, 01 noviembre].
  - Sizing Hydac Filter Assemblies. [en línea]. Estados Unidos de Norte América: Hydac desing information, 2001

<<http://www.hydac.com/de-en/search.html>>[Consulta:2010,13  
diciembre].

- Peso de tuberías. [en línea]. España: Catálogo , 2011

<<http://www.alinox.es/alinoxweb/inoxidables/entrar>> [Consulta: 2011,  
03 marzo].





# ANEXOS Y PLANOS

## INDICE DE ANEXOS

1.	Hoja Técnica de Aceite Mobil DTE 20	A
2.	Tabla de espesores Flow Control Accesorios	B
3.	Diagrama de Moody	C
4.	Pérdidas de Accesorios	D
5.	Catálogo de Filtros HYDAC Filtro de Alta y Baja presión	E
6.	Tabla A-1 Norma ASME B31.3	F
7.	Catálogo de Intercambiadores Young	G
8.	Catálogo de Bombas de Alta Presión VOITH	H
9.	Manual de Motores Siemens	I
10.	Catálogo de Bombas de Baja Presión IMO	J
11.	Tabla A-1B esfuerzo permisible para tubería A 268	K
12.	Tabla 03 Norma MSS-SP69	L
13.	Cálculos tentativos para tubería de 2 pulgadas y 1 ½ pulgadas	M
14.	Tabla 01 API 526.6	N
15.	Figura 37 API 520	O
16.	Cálculos tentativos para tubería de 3 pulgadas	P
17.	Tabla 310.15 (B)(16), Norma NEC	Q
18.	Tabla 430.52 Norma NEC	R
19.	Tabla 430.25 Norma NEC	S



# ANEXO A

## Hoja Técnica de Aceite Mobil DTE 20



# Serie Mobil DTE 20

## Aceites hidráulicos

### Descripción de producto

La serie Mobil DTE 20 es una línea de aceites hidráulicos anti-desgaste de rendimiento supremo que están diseñados para satisfacer un amplio rango de requerimientos de los equipos hidráulicos. Con esta serie de aceites se consigue una mayor vida del filtro y una óptima protección del equipo, reduciendo tanto los costos de mantenimiento como los costos de fabricación del producto. Han sido desarrollados en conjunto con los principales fabricantes de equipos hidráulicos con el fin de cumplir con las más estrictas exigencias de los sistemas hidráulicos severos que usan bombas de alta presión y alta potencia, así como para cumplir con los requerimientos de otros componentes de sistemas hidráulicos, como las servo-válvulas y las herramientas de control numérico (NC). Estos productos cumplen los más rigurosos requerimientos de un amplio rango de los fabricantes de los sistemas hidráulicos y de los componentes que utilizan diseños con varios metales, permitiendo de esta manera un solo producto con unas características insuperables de funcionamiento.

Los aceites de la serie DTE 20 están formulados con aceites base de alta calidad y un sistema de aditivos cuidadosamente elegido que neutraliza la formación de materiales corrosivos. Están diseñados para trabajar con sistemas que operan bajo condiciones severas donde se necesitan altos niveles de anti-desgaste y una película de protección fuerte, incluso han sido formulados para trabajar en aquellos sistemas donde se recomiendan aceites hidráulicos sin anti-desgaste.

### Propiedades y Beneficios

Los aceites hidráulicos de la serie Mobil DTE 20 proporcionan una insuperable resistencia a la oxidación que permite unos mayores intervalos de cambio del aceite y del filtro. Su alto nivel de anti-desgaste y su excelente película de protección dan como resultado un rendimiento del equipo excepcional, a la vez que reducen las averías y aumentan la capacidad de producción. Su controlada demulsividad permite que estos aceites trabajen bien en sistemas contaminados con agua, en pequeñas o grandes cantidades.

<b>Propiedades</b>	<b>Ventajas y Beneficios potenciales</b>
Reserva de calidad	Mayor limpieza de los sistemas Mantiene un alto nivel de rendimiento bajo continuas condiciones severas de operación
Anti-desgaste	Reducción del desgaste Protección de sistemas que usan varios metales
Estabilidad a la oxidación	Proporciona una vida larga del aceite y del equipo Alarga la vida del filtro
Protección contra la corrosión	Previene contra la corrosión interna del sistema Reduce los efectos negativos de la humedad en el sistema Protege contra la corrosión a componentes formados por varios metales
Cumple un amplio rango de las exigencias de los sistemas	Un producto puede sustituir a varios Minimización de los requerimientos del inventario
Propiedades de separación del aire	Reducción de la espuma y sus efectos negativos
Separación del agua	Protección de sistemas donde hay presencia de humedad Buena separación de grandes cantidades de agua
Propiedades de mantenimiento de la limpieza	Reducción de los depósitos y lodos en el sistema Protección de componentes críticos, como las servo-válvulas Mejor rendimiento total del sistema





## Aplicaciones

- Sistemas hidráulicos donde la formación de depósitos sería crítica, como las máquinas de control numérico (NC), y particularmente aquellos sistemas donde se utilizan servo-válvulas
- Sistemas donde la presencia de pequeñas cantidades de agua es inevitable
- En sistemas con engranajes y cojinetes
- Sistemas que requieren un alto nivel de protección anti-desgaste y de capacidad para soportar cargas
- Aplicaciones donde se requiere una película de protección contra la corrosión, como en sistemas donde pequeñas cantidades de agua son inevitables
- Maquinaria que emplea un amplio rango de componentes que utilizan varios metales
- Aplicaciones donde se forman depósitos y lodos con los aceites convencionales

## Especificaciones y Aprobaciones

La serie Mobil DTE 20 cumple o excede las siguientes especificaciones:	21	22	24	25	26	27	28
FZG Gear Test, DIN 51354 - Etapa de fallo			12	12	12	12	12

La serie Mobil DTE 20 posee las siguientes aprobaciones	24	25	26
Cincinnati Machine			
P-68	X		
P-69			X
P-70		X	
Vickers I-286-S	X	X	X
Vickers M-2950-S	X	X	X
Denison HF-0, HF-1, HF-2	X	X	X

## Características típicas

Mobil DTE 20 Series	21	22	24	25	26	27	28
Grado ISO	10	22	32	46	68	100	150
Viscosidad, ASTM D 445							
cSt @ 40°C	10.0	21.0	31.5	44.2	71.2	95.3	142.8
cSt @ 100°C	2.74	4.5	5.29	6.65	8.53	10.9	14.28
Índice de viscosidad, ASTM D 2270	98	98	98	98	98	98	98
Densidad @ 15.6 C/15.6 C, ASTM D 1298	0.845	0.860	0.871	0.876	0.881	0.887	0.895
Corrosión al cobre, ASTM D 130, 3 hrs @ 100°C	1B	1B	1B	1B	1B	1B	1B
Características de herrumbre Proc B, ASTM D 665	Pass	Pass	Pass	Pass	Pass	Pass	Pass
Punto de congelación, °C, ASTM D 97	-30	-30	-27	-27	-21	-21	-15
Punto de inflamación, °C, ASTM D 92	174	200	220	232	236	248	276
FZG 4-Square Load Support, DIN 51354, Etapa de fallo	-	-	12	12	12	12	12
Secuencia de espuma I, II, III, ASTM D 892 , ml	20/0	20/0	20/0	20/0	20/0	20/0	20/0



## Seguridad e Higiene

Basado en información disponible, no es de esperar que este producto cause efectos adversos en la salud mientras se utilice en las aplicaciones a las que está destinado y se sigan las recomendaciones de la Ficha de Datos de Seguridad (FDS). Las Fichas de Datos de Seguridad están disponibles a través del Centro de Atención al Cliente. Este producto no debe utilizarse para otros propósitos distintos a los recomendados. Al deshacerse del producto usado, tenga cuidado para así proteger el medio ambiente.

El logotipo de Mobil y el diseño del Pegasus son marcas registradas por Exxon Mobil Corporation, o una de sus afiliadas.



# MATERIAL SAFETY DATA SHEET

## SECTION 1 PRODUCT AND COMPANY IDENTIFICATION

### PRODUCT

**Product Name:** MOBIL DTE OIL LIGHT  
**Product Description:** Base Oil and Additives  
**Product Code:** 600148-00, 970294  
**Intended Use:** Turbine oil

### COMPANY IDENTIFICATION

**Supplier:** EXXON MOBIL CORPORATION  
3225 GALLOWS RD.  
FAIRFAX, VA. 22037 USA

**24 Hour Health Emergency** 609-737-4411  
**Transportation Emergency Phone** 800-424-9300  
**ExxonMobil Transportation No.** 281-834-3296  
**MSDS Requests** 713-613-3661  
**Product Technical Information** 800-662-4525, 800-947-9147  
**MSDS Internet Address** <http://www.exxon.com>, <http://www.mobil.com>

## SECTION 2 COMPOSITION / INFORMATION ON INGREDIENTS

No Reportable Hazardous Substance(s) or Complex Substance(s).

## SECTION 3 HAZARDS IDENTIFICATION

This material is not considered to be hazardous according to regulatory guidelines (see (M)SDS Section 15).

### POTENTIAL HEALTH EFFECTS

Low order of toxicity. Excessive exposure may result in eye, skin, or respiratory irritation. High-pressure injection under skin may cause serious damage.

### ENVIRONMENTAL HAZARDS

Harmful to aquatic organisms, may cause long-term adverse effects in the aquatic environment.

<b>NFPA Hazard ID:</b>	Health: 0	Flammability: 1	Reactivity: 0
<b>HMIS Hazard ID:</b>	Health: 0	Flammability: 1	Reactivity: 0

**NOTE:** This material should not be used for any other purpose than the intended use in Section 1 without expert advice. Health studies have shown that chemical exposure may cause potential human health risks which may vary from person to person.

## SECTION 4 FIRST AID MEASURES

### INHALATION

Remove from further exposure. For those providing assistance, avoid exposure to yourself or others. Use

Product Name: MOBIL DTE OIL LIGHT

Revision Date: 31Mar2008

Page 2 of 8

adequate respiratory protection. If respiratory irritation, dizziness, nausea, or unconsciousness occurs, seek immediate medical assistance. If breathing has stopped, assist ventilation with a mechanical device or use mouth-to-mouth resuscitation.

## SKIN CONTACT

Wash contact areas with soap and water. If product is injected into or under the skin, or into any part of the body, regardless of the appearance of the wound or its size, the individual should be evaluated immediately by a physician as a surgical emergency. Even though initial symptoms from high pressure injection may be minimal or absent, early surgical treatment within the first few hours may significantly reduce the ultimate extent of injury.

## EYE CONTACT

Flush thoroughly with water. If irritation occurs, get medical assistance.

## INGESTION

First aid is normally not required. Seek medical attention if discomfort occurs.

## SECTION 5

### FIRE FIGHTING MEASURES

#### EXTINGUISHING MEDIA

**Appropriate Extinguishing Media:** Use water fog, foam, dry chemical or carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) to extinguish flames.

**Inappropriate Extinguishing Media:** Straight Streams of Water

#### FIRE FIGHTING

**Fire Fighting Instructions:** Evacuate area. Prevent runoff from fire control or dilution from entering streams, sewers, or drinking water supply. Firefighters should use standard protective equipment and in enclosed spaces, self-contained breathing apparatus (SCBA). Use water spray to cool fire exposed surfaces and to protect personnel.

**Hazardous Combustion Products:** Aldehydes, Incomplete combustion products, Oxides of carbon, Smoke, Fume, Sulfur oxides

#### FLAMMABILITY PROPERTIES

**Flash Point [Method]:** >200C (392F) [ASTM D-92]

**Flammable Limits (Approximate volume % in air):** LEL: 0.9 UEL: 7.0

**Autoignition Temperature:** N/D

## SECTION 6

### ACCIDENTAL RELEASE MEASURES

#### NOTIFICATION PROCEDURES

In the event of a spill or accidental release, notify relevant authorities in accordance with all applicable regulations. In the event of a spill or accidental release, notify relevant authorities in accordance with all applicable regulations. US regulations require reporting releases of this material to the environment which exceed the applicable reportable quantity or oil spills which could reach any waterway including intermittent dry creeks. The National Response Center can be reached at (800)424-8802.

Product Name: MOBIL DTE OIL LIGHT

Revision Date: 31Mar2008

Page 4 of 8

**Respiratory Protection:** If engineering controls do not maintain airborne contaminant concentrations at a level which is adequate to protect worker health, an approved respirator may be appropriate. Respirator selection, use, and maintenance must be in accordance with regulatory requirements, if applicable. Types of respirators to be considered for this material include:

No special requirements under ordinary conditions of use and with adequate ventilation.

For high airborne concentrations, use an approved supplied-air respirator, operated in positive pressure mode. Supplied air respirators with an escape bottle may be appropriate when oxygen levels are inadequate, gas/vapor warning properties are poor, or if air purifying filter capacity/rating may be exceeded.

**Hand Protection:** Any specific glove information provided is based on published literature and glove manufacturer data. Glove suitability and breakthrough time will differ depending on the specific use conditions. Contact the glove manufacturer for specific advice on glove selection and breakthrough times for your use conditions. Inspect and replace worn or damaged gloves. The types of gloves to be considered for this material include:

No protection is ordinarily required under normal conditions of use.

**Eye Protection:** If contact is likely, safety glasses with side shields are recommended.

**Skin and Body Protection:** Any specific clothing information provided is based on published literature or manufacturer data. The types of clothing to be considered for this material include:

No skin protection is ordinarily required under normal conditions of use. In accordance with good industrial hygiene practices, precautions should be taken to avoid skin contact.

**Specific Hygiene Measures:** Always observe good personal hygiene measures, such as washing after handling the material and before eating, drinking, and/or smoking. Routinely wash work clothing and protective equipment to remove contaminants. Discard contaminated clothing and footwear that cannot be cleaned. Practice good housekeeping.

## ENVIRONMENTAL CONTROLS

See Sections 6, 7, 12, 13.

## SECTION 9

## PHYSICAL AND CHEMICAL PROPERTIES

Typical physical and chemical properties are given below. Consult the Supplier in Section 1 for additional data.

### GENERAL INFORMATION

**Physical State:** Liquid

**Color:** Amber

**Odor:** Characteristic

**Odor Threshold:** N/D

### IMPORTANT HEALTH, SAFETY, AND ENVIRONMENTAL INFORMATION

**Relative Density (at 15 C):** 0.869

**Flash Point [Method]:** >200C (392F) [ASTM D-92]

**Flammable Limits (Approximate volume % in air):** LEL: 0.9 UEL: 7.0

**Autoignition Temperature:** N/D

**Boiling Point / Range:** > 316C (600F)

**Vapor Density (Air = 1):** > 2 at 101 kPa

Product Name: MOBIL DTE OIL LIGHT

Revision Date: 31Mar2008

Page 5 of 8

**Vapor Pressure:** < 0.013 kPa (0.1 mm Hg) at 20 C

**Evaporation Rate (n-butyl acetate = 1):** N/D

**pH:** N/A

**Log Pow (n-Octanol/Water Partition Coefficient):** > 3.5

**Solubility in Water:** Negligible

**Viscosity:** 31 cSt (31 mm<sup>2</sup>/sec) at 40 C | 5.5 cSt (5.5 mm<sup>2</sup>/sec) at 100C

**Oxidizing Properties:** See Sections 3, 15, 16.

#### OTHER INFORMATION

**Freezing Point:** N/D

**Melting Point:** N/A

**Pour Point:** -18°C (0°F)

**DMSO Extract (mineral oil only), IP-346:** < 3 %wt

<b>SECTION 10</b>	<b>STABILITY AND REACTIVITY</b>
-------------------	---------------------------------

**STABILITY:** Material is stable under normal conditions.

**CONDITIONS TO AVOID:** Excessive heat. High energy sources of ignition.

**MATERIALS TO AVOID:** Strong oxidizers

**HAZARDOUS DECOMPOSITION PRODUCTS:** Material does not decompose at ambient temperatures.

**HAZARDOUS POLYMERIZATION:** Will not occur.

<b>SECTION 11</b>	<b>TOXICOLOGICAL INFORMATION</b>
-------------------	----------------------------------

#### ACUTE TOXICITY

<u>Route of Exposure</u>	<u>Conclusion / Remarks</u>
<b>Inhalation</b>	
Toxicity (Rat): LC50 > 5000 mg/m <sup>3</sup>	Minimally Toxic. Based on test data for structurally similar materials.
Irritation: No end point data.	Negligible hazard at ambient/normal handling temperatures. Based on assessment of the components.
<b>Ingestion</b>	
Toxicity (Rat): LD50 > 2000 mg/kg	Minimally Toxic. Based on test data for structurally similar materials.
<b>Skin</b>	
Toxicity (Rabbit): LD50 > 2000 mg/kg	Minimally Toxic. Based on test data for structurally similar materials.
Irritation (Rabbit): Data available.	Negligible irritation to skin at ambient temperatures. Based on test data for structurally similar materials.
<b>Eye</b>	
Irritation (Rabbit): Data available.	May cause mild, short-lasting discomfort to eyes. Based on test data for structurally similar materials.

#### CHRONIC/OTHER EFFECTS

**Contains:**

Base oil severely refined: Not carcinogenic in animal studies. Representative material passes IP-346, Modified



# ANEXO B

## Tabla de espesores Flow Control Accesorios

## NPS (Nominal Pipe Size)

**Nominal Pipe Size (NPS)** is a set of standard pipe sizes used for pressure piping in North America. The same pipe dimensions are used with different names in Europe

Pipe size is specified with two non-dimensional numbers: a Nominal Pipe Size (NPS) and a schedule (SCH). The relationship of these numbers to the actual pipe dimensions is a bit strange. The NPS is very loosely related to the inside diameter in inches, but only for NPS 1/8 to NPS 12. For NPS 14 and larger, the NPS is equal to the outside diameter (OD) in inches. For a given NPS, the OD stays constant and the wall thickness increases with larger SCH. For a given SCH, the OD increases with increasing NPS while the wall thickness increases or stays constant. Pipe sizes are documented by a number of standards, including API 5L, ANSI/ASME B36.10M in the US, BS 1600 and BS EN 10255 in the United Kingdom and Europe, and ISO 65 internationally.

For NPS of 5 and larger, the DN is equal to the NPS multiplied by **25** (not 25.4).

The most commonly used schedules today are 40, 80, and 160. There is a commonly held belief that the schedule number is an indicator of the service pressure that the pipe can take. For example, the McGraw Hill Piping Handbook says the schedule number can be converted to pressure by dividing the schedule by 1000 and multiplying by the allowable stress of the material. However, this is not true Pressure rating actually goes down with increasing NPS and constant schedule.

The various standards for pipe schedule are not identical. Frequently some sizes—or even entire schedules—are present in some standards but not others. When different standards do overlap, they usually have the same dimensions. For this reason, the source of the schedules is not distinguished in the table below. Beyond NPS 8, however, there are differing version of schedules 5, 10, 40, and 80. One variation is the presence or absence of an 'S' suffix after the schedule number. Generally, 'S' indicates Stainless Steel Schedule.

Some specifications use pipe schedules called Standard Wall (STD), Extra Strong (XS), and Double Extra Strong (XXS), although these actually belong to an older system called Iron Pipe Size (IPS). The IPS number is the same as the NPS number.

STD is identical to SCH 40S, and 40S is identical to 40 for NPS 1/8 to NPS 10, inclusive. XS is identical to SCH 80S, and 80S is identical to 80 for NPS 1/8 to NPS 8, inclusive. Different definitions exist for XXS, but it is generally thicker than schedule 160.



## 18 to NPS 3-1/2

NPS	DN	OD (inches)	Wall Thickness (inches)						
			SCH 5	SCH 10	SCH 30	SCH 40	SCH 80	SCH 120	SCH 160
1/8	6	0.405	0.035	0.049	0.057	0.068	0.095	?	?
3/16	7	?	?	?	?	?	?	?	?
1/4	8	0.540	0.049	0.065	.073	.088	.119	?	?
3/8	10	0.675	.049	.065	.073	.091	.126	?	?
1/2	15	0.840	.065	.083	.095	.109	.147	.170	.188
5/8	18	?	?	?	?	?	?	?	?
3/4	20	1.050	.065	.083	.095	.113	.154	.170	.219
1	25	1.315	.065	.109	.114	.133	.179	.200	.250
1-1/4	32	1.660	.065	.109	.117	.140	.191	.215	.250
1-1/2	40	1.900	.065	.109	.125	.145	.200	.225	.281
2	50	2.375	.065	.109	?	.154	.218	.250	.344
2-1/2	65	2.875	.083	.120	?	.203	.276	.300	.375
3	80	3.500	.083	.120	?	.216	.300	.350	.438
3-1/2	90	4.000	.083	.120	?	.226	.318	?	?

## NPS 4 to NPS 8

NPS	DN	OD (inches)	Wall Thickness (inches)										
			SCH 5	SCH 10	SCH 20	SCH 30	SCH 40	SCH 60	SCH 80	SCH 100	SCH 120	SCH 140	SCH 160
4	100	4.500	.083	.120	?	?	.237	.281	.337	?	.437	?	.531
4-1/2	115	5.000	?	?	?	?	.247	?	.355	?	?	?	?
5	125	5.563	.109	.134	?	?	.258	?	.375	?	.500	?	.625
6	150	6.625	.109	.134	?	?	.280	?	.432	?	.562	?	.719
8	200	8.625	.109	.148	.250	.277	.322	.406	.500	.593	.718	.812	.906



Kibbutz Kfar charuv, 12932 Israel  
 Tel. 972-4-6761800 Fax. 972-4-6763402  
 Export dpt. Tel. 972-4-6761803  
<http://www.arivalves.com>

**A.R.I. FLOW CONTROL ACCESSORIES Ltd.**

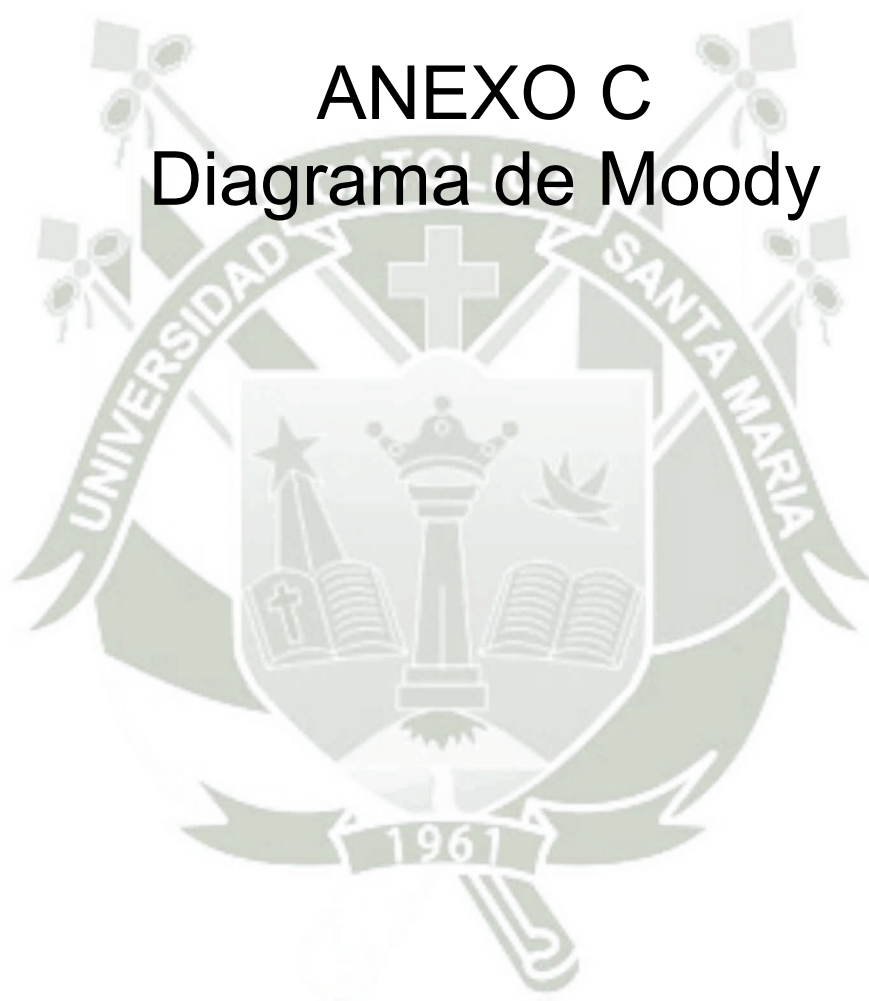


## NPS 10 to NPS 24

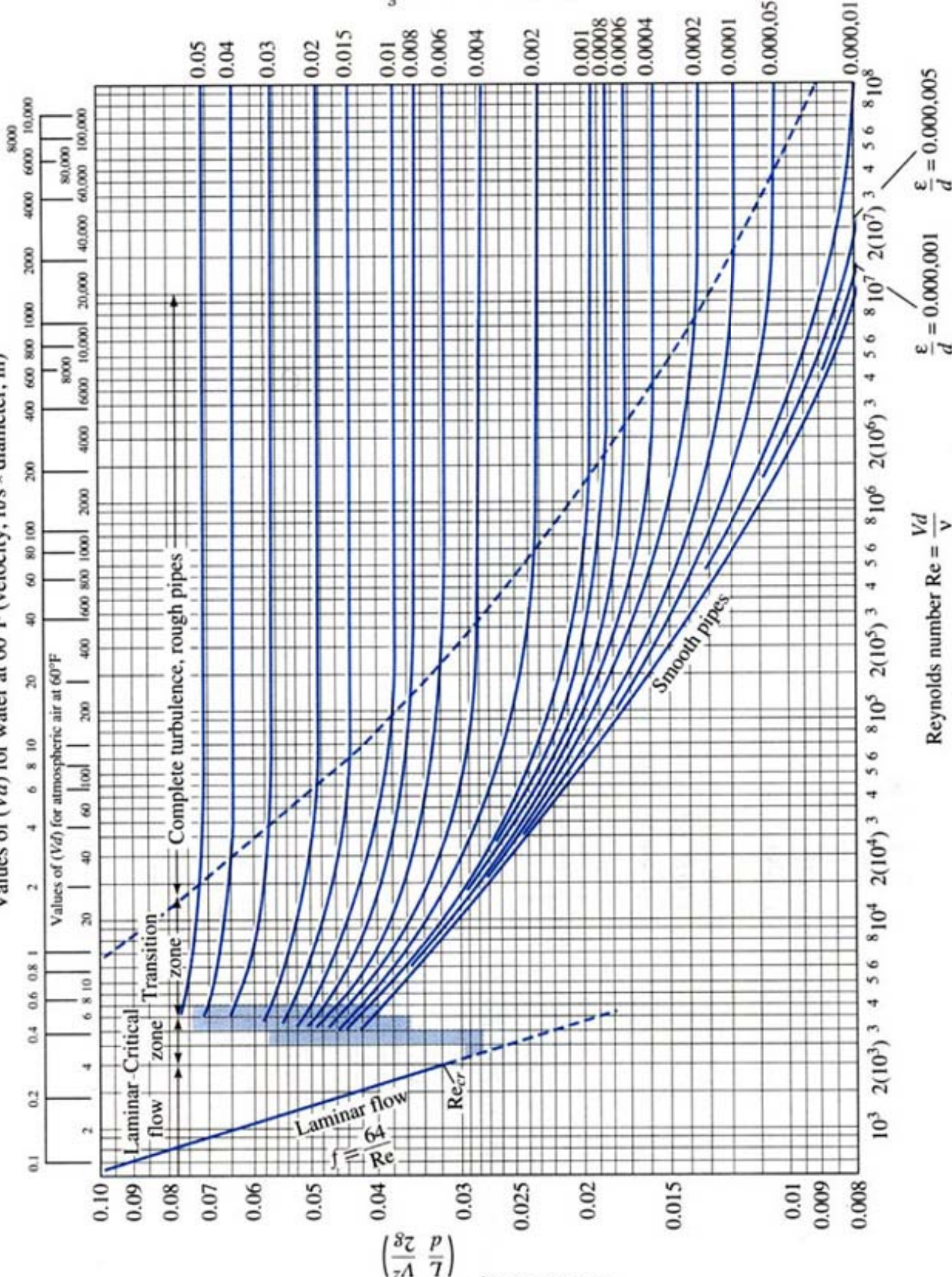
NPS	DN	OD (inches)	SCH	SCH	SCH	SCH	SCH	SCH	SCH	SCH	SCH	SCH	SCH	SCH	SCH
			5s	5	10s	10	20	30	40s	40	60	80s	80	100	120
<b>10</b>	<b>250</b>	10.75	.134	.134	.165	.165	.250	.307	.365	.365	.500	.500	.593	.718	.843
<b>12</b>	<b>300</b>	12.75	.156	.165	.180	.180	.250	.330	.375	.406	.500	.500	.687	.843	1.000
<b>14</b>	<b>350</b>	14.00	.156		.188	.250	.312	.375	.375	.437	.593	.500	.750	.937	1.093
<b>16</b>	<b>400</b>	16.00	.165		.188	.250	.312	.375	.375	.500	.656	.500	.843	1.031	1.218
<b>18</b>	<b>450</b>	18.00	.165		.188	.250	.312	.437	.375	.562	.750	.500	.937	1.156	1.375
<b>20</b>	<b>500</b>	20.00	.188		.218	.250	.375	.500	.375	.593	.812	.500	1.031	1.280	1.500
<b>24</b>	<b>600</b>	24.00	.218		.250	.250	.375	.562	.375	.687	.968	.500	1.218	1.531	1.812

# ANEXO C

## Diagrama de Moody



Values of  $(Vd)$  for water at 60°F (velocity, ft/s × diameter, in)



# ANEXO D

## Pérdidas de Accesorios



**Friction Losses in Pipe Fittings**  
**Resistance Coefficient K (use in formula  $hf = Kv^2/2g$ )**

Fitting	LD	Nominal Pipe Size												
		½	¾	1	1¼	1½	2	2½-3	4	6	8-10	12-16	18-24	
		K Value												
Angle Valve	55	1.48	1.38	1.27	1.21	1.16	1.05	0.99	0.94	0.83	0.77	0.72	0.66	
Angle Valve	150	4.05	3.75	3.45	3.30	3.15	2.85	2.70	2.55	2.25	2.10	1.95	1.80	
Ball Valve	3	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	
Butterfly Valve							0.86	0.81	0.77	0.68	0.63	0.35	0.30	
Gate Valve	8	0.22	0.20	0.18	0.18	0.15	0.15	0.14	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10	
Globe Valve	340	9.2	8.5	7.8	7.5	7.1	6.5	6.1	5.8	5.1	4.8	4.4	4.1	
Plug Valve Branch Flow	90	2.43	2.25	2.07	1.98	1.89	1.71	1.62	1.53	1.35	1.26	1.17	1.08	
Plug Valve Straightaway	18	0.48	0.45	0.41	0.40	0.38	0.34	0.32	0.31	0.27	0.25	0.23	0.22	
Plug Valve 3-Way Thru-Flow	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36	
Standard Elbow	90°	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36
	45°	16	0.43	0.40	0.37	0.35	0.34	0.30	0.29	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19
	long radius 90°	16	0.43	0.40	0.37	0.35	0.34	0.30	0.29	0.27	0.24	0.22	0.21	0.19
Close Return Bend	50	1.35	1.25	1.15	1.10	1.05	0.95	0.90	0.85	0.75	0.70	0.65	0.60	
Standard Tee	Thru-Flow	20	0.54	0.50	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	0.30	0.28	0.26	0.24
	Thru-	60	1.62	1.50	1.38	1.32	1.26	1.14	1.08	1.02	0.90	0.84	0.78	0.72
90 Bends, Pipe Bends, Flanged Elbows, Butt-Welded Elbows	r/d=1	20	0.54	0.50	0.46	0.44	0.42	0.38	0.36	0.34	0.30	0.28	0.26	0.24
	r/d=2	12	0.32	0.30	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.18	0.17	0.16	0.14
	r/d=3	12	0.32	0.30	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.18	0.17	0.16	0.14
	r/d=4	14	0.38	0.35	0.32	0.31	0.29	0.27	0.25	0.24	0.21	0.20	0.18	0.17
	r/d=6	17	0.46	0.43	0.39	0.37	0.36	0.32	0.31	0.29	0.26	0.24	0.22	0.20
	r/d=8	24	0.65	0.60	0.55	0.53	0.50	0.46	0.43	0.41	0.36	0.34	0.31	0.29
	r/d=10	30	0.81	0.75	0.69	0.66	0.63	0.57	0.54	0.51	0.45	0.42	0.39	0.36
	r/d=12	34	0.92	0.85	0.78	0.75	0.71	0.65	0.61	0.58	0.51	0.48	0.44	0.41
	r/d=14	38	1.03	0.95	0.87	0.84	0.80	0.72	0.68	0.65	0.57	0.53	0.49	0.46
	r/d=16	42	1.13	1.05	0.97	0.92	0.88	0.80	0.76	0.71	0.63	0.59	0.55	0.50
r/d=18	45	1.24	1.15	1.06	1.01	0.97	0.87	0.83	0.78	0.69	0.64	0.60	0.55	

Mitre Bends	a=0°	2	0.05	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.03	0.02
	a=15°	4	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05
	a=30°	8	0.22	0.20	0.18	0.18	0.17	0.15	0.14	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10
	a=45°	15	0.41	0.38	0.35	0.33	0.32	0.29	0.27	0.26	0.23	0.21	0.20	0.18
	a=60°	25	0.68	0.63	0.58	0.55	0.53	0.48	0.45	0.43	0.38	0.35	0.33	0.30
	a=75°	40	1.09	1.00	0.92	0.88	0.84	0.76	0.72	0.68	0.60	0.56	0.52	0.48
	a=90°	60	1.62	1.50	1.38	1.32	1.26	1.14	1.08	1.02	0.90	0.84	0.78	0.72
Note: Fittings are standard with full openings.														

Fitting	L/D	Minimum Velocity for Full Disc Lift		Nominal Pipe Size											
				½	¾	1	1¼	1½	2	2½-3	4	6	8-10	12-16	18-24
		General ft/sec	Water ft/sec	K Value											
Swing Check Valve	100	35√V	4.40	2.70	2.50	2.30	2.20	2.10	1.90	1.80	1.70	1.50	1.40	1.30	1.20
	50	48√V	6.06	1.40	1.30	1.20	1.10	1.10	1.00	0.90	0.90	0.75	0.70	0.65	0.60
Lift Check Valve	600	40√V	5.06	16.2	15.0	13.08	13.2	12.6	11.4	10.8	10.2	9.0	8.4	7.8	7.2
	55	140√V	17.7	1.50	1.40	1.30	1.20	1.20	1.10	1.00	0.94	0.83	0.77	0.72	0.66
Tilting Disc Check Valve	5	80√V	10.13						0.76	0.72	0.68	0.60	0.56	0.39	0.24
	15	30√V	3.80						2.30	2.20	2.00	1.80	1.70	1.20	0.72
Foot Valve with Strainer Poppet Disc	420	15√V	1.90	11.3	10.5	9.70	9.30	8.80	8.00	7.60	7.10	6.30	5.90	5.50	5.0
Foot Valve with Strainer Hinged Disc	75	35√V	4.43	2.00	1.90	1.70	1.70	1.70	1.40	1.40	1.30	1.10	1.10	1.00	0.90

Fitting	Description	All Pipe Sizes
		K Value
Pipe Exit	Projecting Sharp-Edged Rounded	1.00

Pipe Entrance	Inward Projecting	0.78
Pipe Entrance Flush	Sharp-Edged	0.50
	r/d=0.02	0.28
	r/d=0.04	0.24
	r/d=0.06	0.15
	r/d=0.10	0.09
	r/d<0.14	0.04

The K values given below are for making estimates of friction loss in cases not covered in the previous tables:

Type of Fitting			K Value								
Disk or Wobble Meter			3.4 - 10								
Rotary Meter (Star or Cog-Wheel Piston)			10								
Reciprocating Piston Meter			15								
Turbine Wheel (Double-Flow) Meter			5 - 7.5								
Bends w/Corrugated Inner Radius			1.3 - 1.6 times value for smooth bend								
<p><b>Example:</b> Determine L (friction loss in pipe fittings in terms of equivalent length in feet of straight pipe).            Assume a 6" angle valve for Schedule 40 pipe size.            Select the appropriate K value for such and select D and f for Schedule 40 pipe from the table below where K is the pipe diameter in feet.</p>											
Pipe Size Inches Sch. 40	D feet	f	Pipe Size Inches Sch. 40	D feet	f	Pipe Size Inches Sch. 40	D feet	f	Pipe Size Inches Sch. 40	D feet	f
½	0.0518	0.027	2½	0.2058	0.018	10	0.8350	0.014	24	1.8857	0.012
¾	0.0687	0.025	3	0.2557	0.018	12	0.9948	0.013	30	2.3333	0.011
1	0.0874	0.023	4	0.3355	0.017	14	1.0937	0.013	36	2.8333	0.011
1¼	0.1150	0.022	5	0.4206	0.016	16	1.250	0.013	42	3.3333	0.010
1½	0.1342	0.021	6	0.5054	0.015	18	1.4063	0.012	48	3.8333	0.010
2	0.1723	0.019	8	0.6651	0.014	20	1.5678	0.012			





# ANEXO E

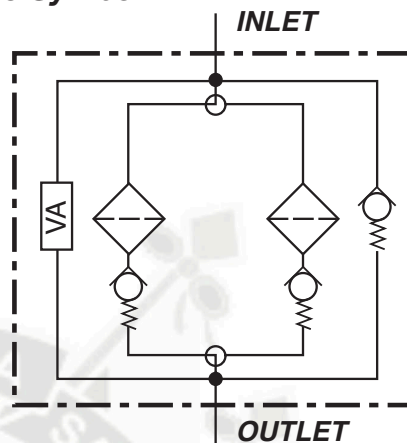
## Catálogo de Filtros HYDAC Filtro de Alta y Baja presión



## FMND Series Inline Duplex Filters 3000 PSI • up to 100 GPM



### Hydraulic Symbol



### Features

- The FMND filter consists of a ductile iron filter head with built-in change-over valve and three different lengths of screw-in filter bowls.
- The FMND filter can be supplied with or without bypass valve, but includes vent and drain screws, and also a connection for a differential pressure clogging indicator.
- Pressure equalization requirement is achieved by raising the change-over lever prior to switching it to the relevant filter side.
- Fatigue pressure rating = maximum allowable working pressure rating.

### Technical Details

<b>Mounting Method</b>	4 mounting holes
<b>Port Connection</b>	SAE-24
<b>Flow Direction</b>	Inlet: Side      Outlet: Side
<b>Construction Materials</b>	Head: Ductile iron Bowl: Steel
<b>Flow Capacity</b>	160: 42 gpm (160 lpm) 250: 66 gpm (250 lpm) 400: 100 gpm (400 lpm)
<b>Housing Pressure Rating</b>	Max. Operating Pressure: 3000 psi (207 bar) Proof Pressure: 4500 psi (315 bar) Fatigue Pressure: 3000 psi (210 bar) @ 1 million cycles Burst Pressure: 10,650 psi (735 bar)
<b>Element Collapse Pressure Rating</b>	BH/HC: 3000 psid (207 bar) BN/HC, W/HC: 250 psid (17 bar)
<b>Fluid Temperature Range</b>	-22° to 250°F (-30° to 121°C)
<b>Fluid Compatibility</b>	Compatible with all petroleum oils and synthetic fluids rated for use with Fluoroelastomer or Ethylene Propylene seals. Contact HYDAC for information on special housing and element constructions available for use with water glycols, oil/water emulsions, and HWBF.
<b>Indicator Trip Pressure</b>	$\Delta P = 29$ psid (2 bar) -10% (optional) $\Delta P = 72$ psid (5 bar) -10% (standard)
<b>Bypass Valve Cracking Pressure</b>	$\Delta P = 102$ psid (7 bar) +10%

### Applications



Agricultural



Automotive



Construction



Industrial



Power Generation



Railways



Steel / Heavy Industry

# Medium Pressure Filters **HYDAC**

## Model Code

**FMND BH/HC 250 L D F 10 A 1 . X / 12 - V -**

**Filter Type** \_\_\_\_\_  
 FMND = Inline Duplex Filter

**Element Media** \_\_\_\_\_  
 BH/HC = Betamicon® (High Collapse)    BN/HC = Betamicon® (Low Collapse)  
 W/HC = Wire Screen

**Size** \_\_\_\_\_  
 160, 250, 400

**Operating Pressure** \_\_\_\_\_  
 L = 3000 psi (210 bar)

**Type of Changeover** \_\_\_\_\_  
 D = segment valve

**Type and Size of Port** \_\_\_\_\_  
 F = SAE-24 (1 1/2")

**Filtration Rating (micron)** \_\_\_\_\_  
 3, 6, 10, 25 = BH/HC, BN/HC      25, 50, 100, 200 = W/HC

**Type of ΔP Clogging Indicator** \_\_\_\_\_

A = no clogging indicator	<b>Indicator Models</b>
B = with visual clogging indicator	VM...B
C = with electrical clogging indicator	VM...C
D = with visual and electrical clogging indicator	VM...D

(For details and additional indicator options, see pages 201 - 230)

**Type Code** \_\_\_\_\_  
 1

**Modification Number** (the latest version is always supplied) \_\_\_\_\_

**Port Configuration** \_\_\_\_\_  
 12 = SAE straight thread inlet/outlet connections

**Seals** \_\_\_\_\_  
 V = Fluoroelastomer (FPM) (standard)

**Bypass Valve** \_\_\_\_\_  
 (omit) = no bypass (optional)  
 B7 = 102 psid (standard)

**Supplementary Details** \_\_\_\_\_

L24 = Lamp for 24 volt	} D-type clogging indicator only
L48 = Lamp for 48 volt	
L115 = Lamp for 115 volt	
L230 = Lamp for 230 volt	
W = Indicators with brass piston (for use with high water based fluids HWBF)	

## Replacement Element Model Code

**0160 DN 010 BN/HC /**

**Size** \_\_\_\_\_  
 0160, 0250, 0400

**Type** \_\_\_\_\_  
 DN

**Filtration Rating (micron)** \_\_\_\_\_  
 3, 6, 10, 25 = BH/HC, BN/HC      25, 50, 100, 200 = W/HC

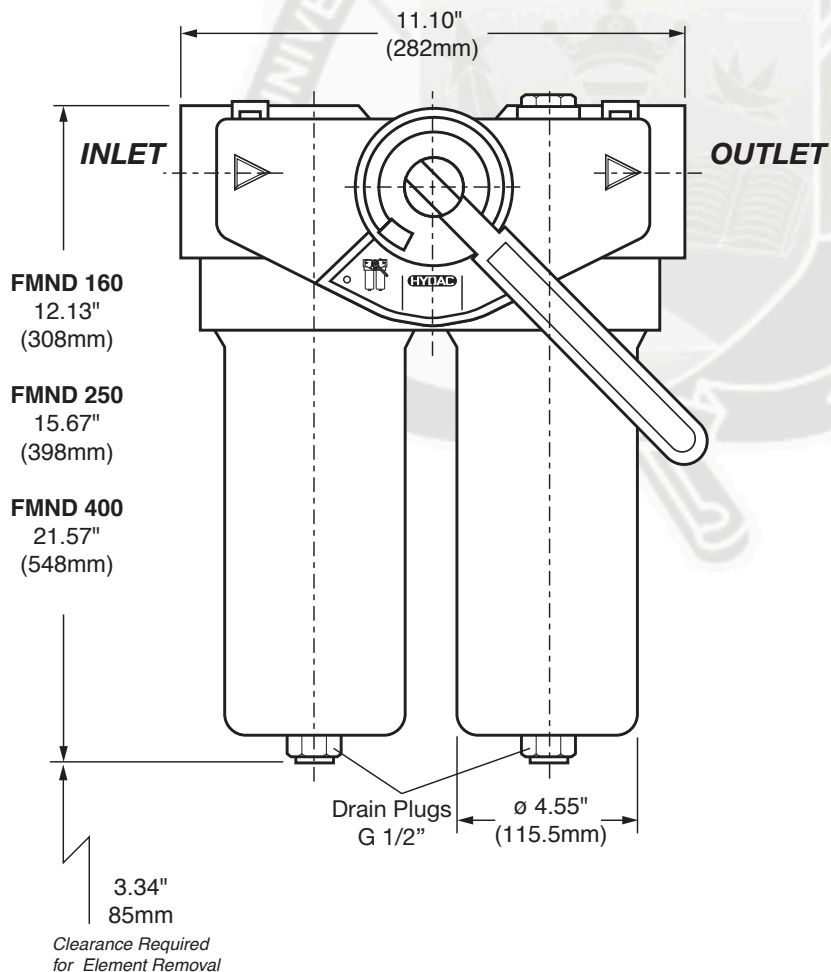
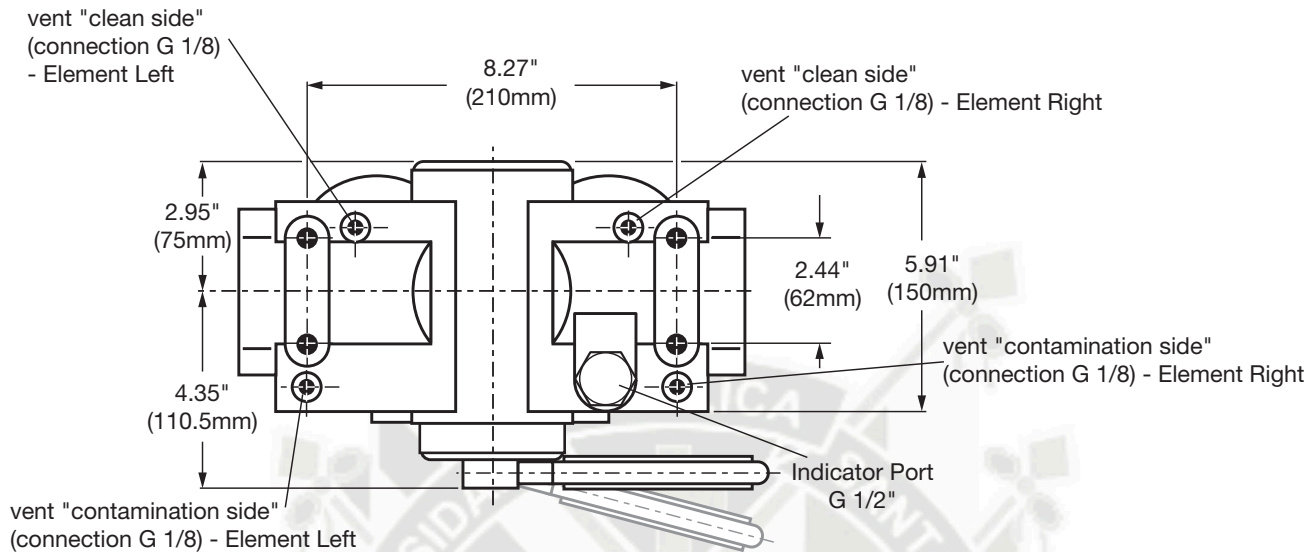
**Element Media** \_\_\_\_\_  
 BH/HC, BN/HC, W/HC

**Supplementary Details** \_\_\_\_\_  
 (omit) = standard  
 V = Fluoroelastomer (FPM) seals

*Model Codes Containing RED are non-stock items — Minimum quantities may apply – Contact HYDAC for information and availability*

# HYDAC Medium Pressure Filters

## Dimensions



Size	160	250	400
Weight (lbs.)	94.6	97.4	100.5

Dimensions shown are for general information and overall envelope size only. Weights listed are without element. For complete dimensions please contact HYDAC to request a certified print.

## Sizing Information

Total pressure loss through the filter is as follows:

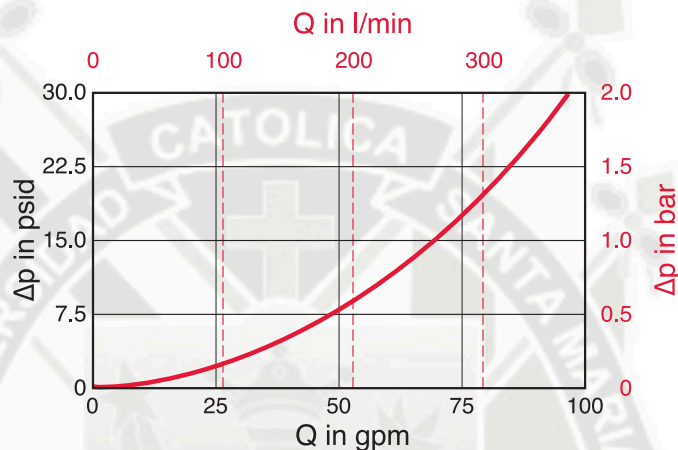
$$\text{Assembly } \Delta P = \text{Housing } \Delta P + \text{Element } \Delta P$$

### Housing Curve:

Pressure loss through housing is as follows:

$$\text{Housing } \Delta P = \text{Housing Curve } \Delta P \times \frac{\text{Actual Specific Gravity}}{0.86}$$

Adjustments must be made for viscosity & specific gravity of the fluid to be used! (see sizing section on page 21)



## Element K Factors

$$\Delta P \text{ Elements} = \text{Elements (K) Flow Factor} \times \text{Flow Rate (gpm)} \times \frac{\text{Actual Viscosity (SUS)} \times \text{Actual Specific Gravity}}{141 \text{ SUS} \times 0.86}$$

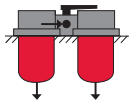
(From Tables Below)

Size	...DN...BN/HC			
	3 μm	6 μm	10 μm	25 μm
0160	0.439	0.306	0.202	0.143
0250	0.275	0.178	0.111	0.091
0400	0.178	0.110	0.073	0.055

Size	...DN...BH/HC			
	3 μm	6 μm	10 μm	25 μm
0160	0.439	0.274	0.219	0.143
0250	0.292	0.183	0.151	0.107
0400	0.256	0.162	0.146	0.092

All Element K Factors in psi / gpm.

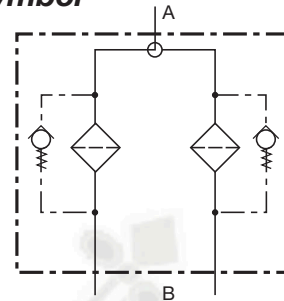
## NFD Series In-Tank / Inline Duplex Filters 360 PSI • up to 450 GPM



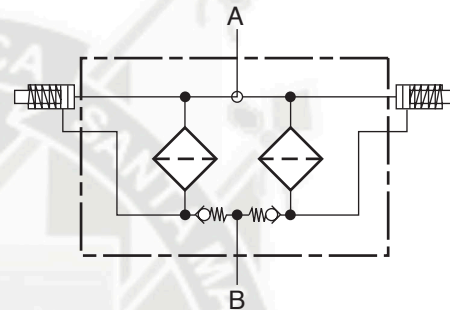
Version 2.0 pictured

### Hydraulic Symbol

Version 1.0



Version 2.0



### Features

- NFD Filters have an extremely large filtration area and flow capacity of 450 gpm.
- NFD Filters can be configured for in-tank or inline applications
- Vent and drain ports are standard
- Aluminum alloy is water tolerant - anodization is not required for water based fluids (HWBF)
- Screw-on lid provides easy access to filter element for replacement
- Reusable contamination basket prevents re-entry of retained contaminants into the reservoir during element replacement
- Filters can be fitted with clogging indicators to monitor the contamination level of the element
- NFD duplex filters have a ball-type selector valve to provide continuous filtration and eliminate the need to shut-down the system during element changeout

### Applications:



Agricultural



Automotive



Construction



Gearboxes



Industrial



Offshore



Power Generation



Pulp & Paper

### Technical Details

<b>Mounting Method</b>	See drawings	
<b>Port Connection</b>	SAE-64 Flange Code 61	
<b>Flow Direction</b>		
<b>1.0 version</b>	Inlet: Side	Outlet: Bottom
<b>2.0 version</b>	Inlet: Side	Outlet: Side
<b>Construction Materials</b>		
Head, Housing, Lid	Aluminum	
Elbows, Manifolds	Ductile Iron	
<b>Flow Capacity</b>		
1310	343 gpm (1300 lpm)	
2610, 5210, 7810, 10410	450 gpm (1700 lpm)	
<b>Housing Pressure Rating</b>		
Max. Operating Pressure	360 psi (25 bar)	
Proof Pressure	540 psi (38 bar)	
Fatigue Pressure	360 psi (25 bar)	
Burst Pressure	Contact HYDAC office	
<b>Element Collapse Pressure Rating</b>		
BN/HC, W/HC	250 psid (17 bar)	
ECO/N, BN/AM, P/HC, AM	145 psid (10 bar)	
<b>Fluid Temperature Range</b>	-22° to 250°F (-30° to 121°C)	
<b>Fluid Compatibility</b>		
Compatible with all petroleum oils and synthetic fluids rated for use with Fluoroelastomer or Ethylene Propylene seals. Contact HYDAC for information on special housing and element constructions available for use with water glycols, oil/water emulsions, and HWBF.		
<b>Indicator Trip Pressure</b>		
$\Delta P = 29$ psid (2 bar) -10%	1.0 - Static	
$\Delta P = 72$ psid (5 bar) -10%	2.0 - Differential	
<b>Bypass Valve Cracking Pressure</b>		
$\Delta P = 43$ psid (3 bar) +10%		
$\Delta P = 87$ psid (6 bar) +10%		

## Model Code

**NFD BN/HC 1310 D A P 3 A 1.0 / A**

**Filter Type** \_\_\_\_\_  
 NFD = Duplex In-Tank Return Line Filter

**Element Media** \_\_\_\_\_  
 BN/HC = Betamicon® (Low Collaspe)      ECO/N = ECOmicron® (Low Collaspe)  
 BN/AM = Betamicon® Aquamicon®      AM = Aquamicon®  
 P/HC = Polyester      W/HC = Wire Screen

**Size** \_\_\_\_\_  
 1310, 2610, 5210, 7810, 10410

**Operating Pressure** \_\_\_\_\_  
 D = 360 psi (25 bar)

**Type of Change Over** \_\_\_\_\_  
 A = Ball valve

**Type of Connection** \_\_\_\_\_  
 P = SAE DN 100 (4") flange

**Filtration Rating (micron)** \_\_\_\_\_  
 3, 5, 10, 20 = BN/HC, ECO/N      3, 10 = BN/AM      40 = AM  
 10, 20 = P/HC      25, 74, 149 = W/HC

**Type of Static Clogging Indicator** \_\_\_\_\_  
 A = no indicator      **Indicator Model 1.0**      **Indicator Model 2.0**  
 B = Visual Pop-up (automatic reset)      VR2B      VM..B  
 H = Electrical Switch      VR2H      VM..C  
 D = Electrical Switch and Light      VR2D/L...      VM..D/L...  
 (For details and additional indicator options, see pages 201 - 230)

**Type Number / Modification Number** \_\_\_\_\_  
 1.0 = In-Tank Filter - Static indicator  
 2.0 = Inline Filter - ΔP indicator

**Flow Path (facing connecting manifold)** \_\_\_\_\_  
 (omit) = (sizes 1310 and 2610 version 1.0 only)  
 A = Front inlet, Front outlet  
 B = Rear inlet, Rear outlet (sizes 5210 - 10410 only)  
 C = Front inlet, Rear outlet  
 D = Rear inlet, Front outlet (sizes 5210 - 10410 only)

**Seals** \_\_\_\_\_  
 (omit) = Nitrile (NBR) (standard)  
 V = Fluoroelastomer (FPM)  
 EPR = Ethylene Propylene (EPDM)

**Cracking Pressure of Bypass Valve** \_\_\_\_\_  
 (omit) = 43 psid (3 bar) (standard)  
 KB = no bypass      not available with ECO/N  
 B6 = 87 psid (6 bar)  
 B1 = 15 psid (1 bar)

**Supplementary Details** \_\_\_\_\_  
 L24 = 24V light  
 L48 = 48V light  
 L115 = 115V light  
 L230 = 230V light  
 LED = 2 light emitting diodes for up to 24V DC  
 S0103H = Modification of BN4HC and W/HC Elements for Phosphate Ester Fluids

] For D type Indicator only

## Replacement Element Model Code

**1300 R 010 BN4HC / V**

**Size** \_\_\_\_\_  
 1300 - for housings: 1310  
 2600 - for housings: 2610, 5210, 7810, 10410

**Filtration Rating (micron)** \_\_\_\_\_  
 3, 5, 10, 20 = BN4HC, ECO/N      3, 10 = BN/AM      40 = AM  
 10, 20 = P/HC      25, 74, 149 = W/HC

**Element Media** \_\_\_\_\_  
 BN4HC, ECO/N, BN/AM, AM, P/HC, W/HC

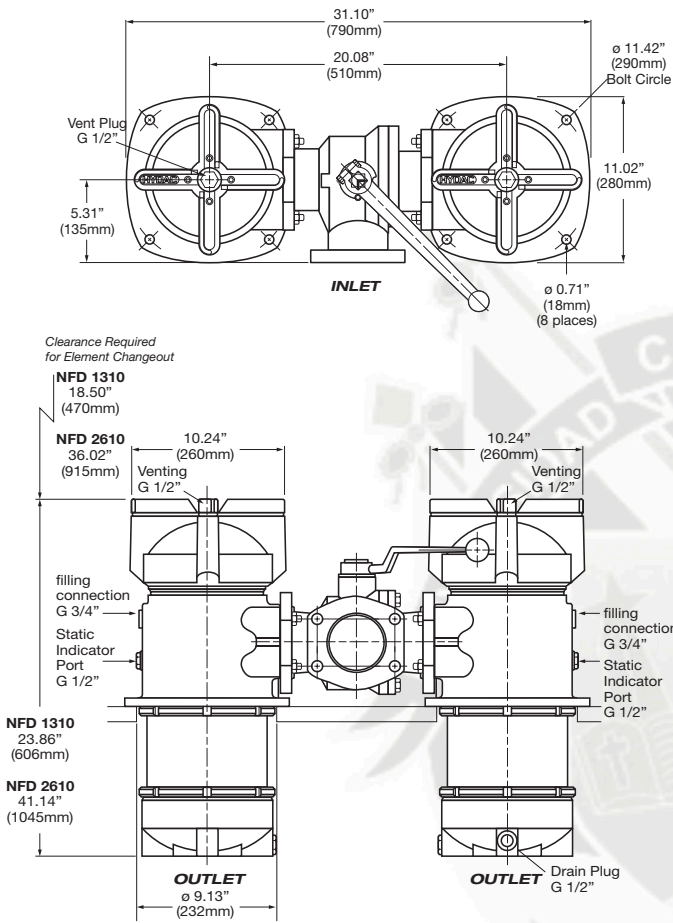
**Supplementary Details** \_\_\_\_\_  
 (omit) = standard  
 V = Fluoroelastomer (FPM) seals

Model Codes Containing RED are non-stock items — Minimum quantities may apply – Contact HYDAC for information and availability

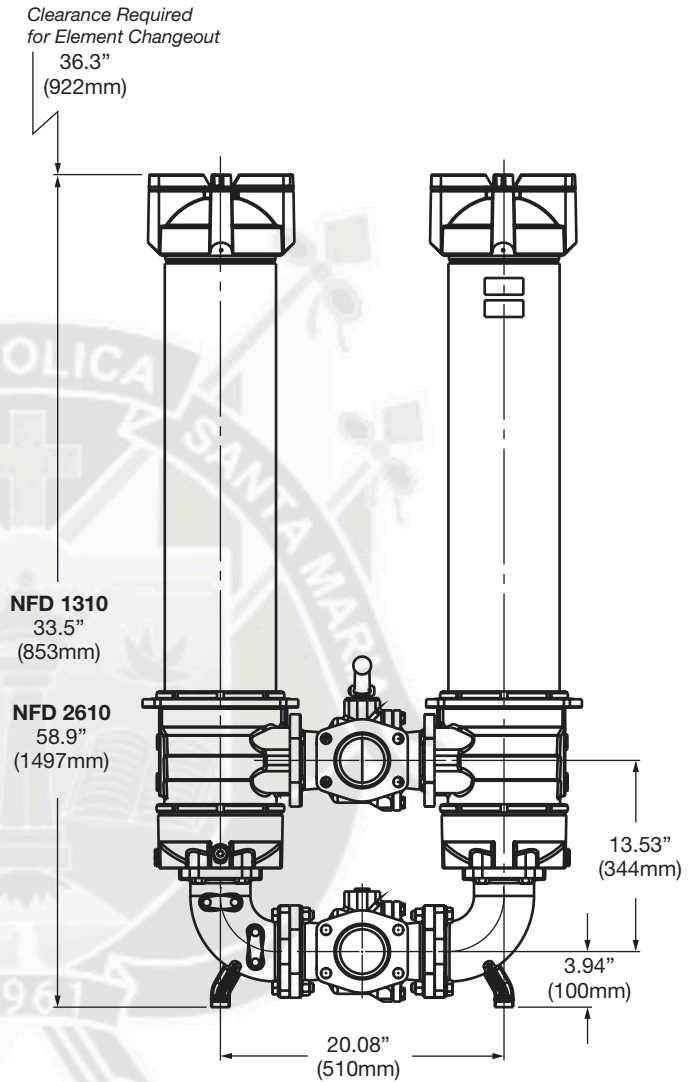
# HYDAC Low Pressure Filters

## Dimensions

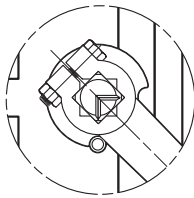
### NFD 1310 / 2610 – 1.0 Version



### NFD 1310 / 2610 – 2.0 Version



## Handle Enlargement – Both Versions



Size	Version 1.0	1310	2610	Version 2.0	1310	2610
Weight (lbs)		154	176		227	254

Dimensions shown are for general information and overall envelope size only. Weights listed are without element. For complete dimensions please contact HYDAC to request a certified print.



## Sizing Information

Total pressure loss through the filter is as follows:

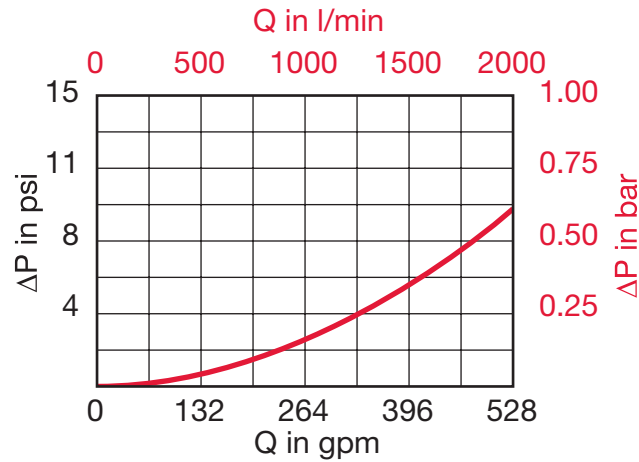
$$\text{Assembly } \Delta P = \text{Housing } \Delta P + \text{Element } \Delta P$$

### Housing Curve:

Pressure loss through housing is as follows:

$$\text{Housing } \Delta P = \text{Housing Curve } \Delta P \times \frac{\text{Actual Specific Gravity}}{0.86}$$

Adjustments must be made for viscosity & specific gravity of the fluid to be used! (see sizing section on page 21)



## Element K Factors

$$\Delta P \text{ Elements} = \text{Elements (K) Flow Factor} \times \text{Flow Rate (gpm)} \times \frac{\text{Actual Viscosity (SUS)} \times \text{Actual Specific Gravity}}{141 \text{ SUS} \times 0.86}$$

(From Tables Below)

Size	...R...BN4HC (Betamicon® Low Collapse)			
	3 μm	5 μm	10 μm	20 μm
1300	0.045	0.032	0.024	0.014
2600	0.023	0.016	0.011	0.007

Size	...R...ECO/N			
	3 μm	5 μm	10 μm	20 μm
1300	0.049	0.034	0.029	0.020
2600	0.024	0.017	0.014	0.010

Size	...R...BN/AM	
	3 μm	10 μm
1300	0.088	0.033
2600	0.052	0.019

Size	...R...AM
	40 μm
1300	0.048
2600	0.024

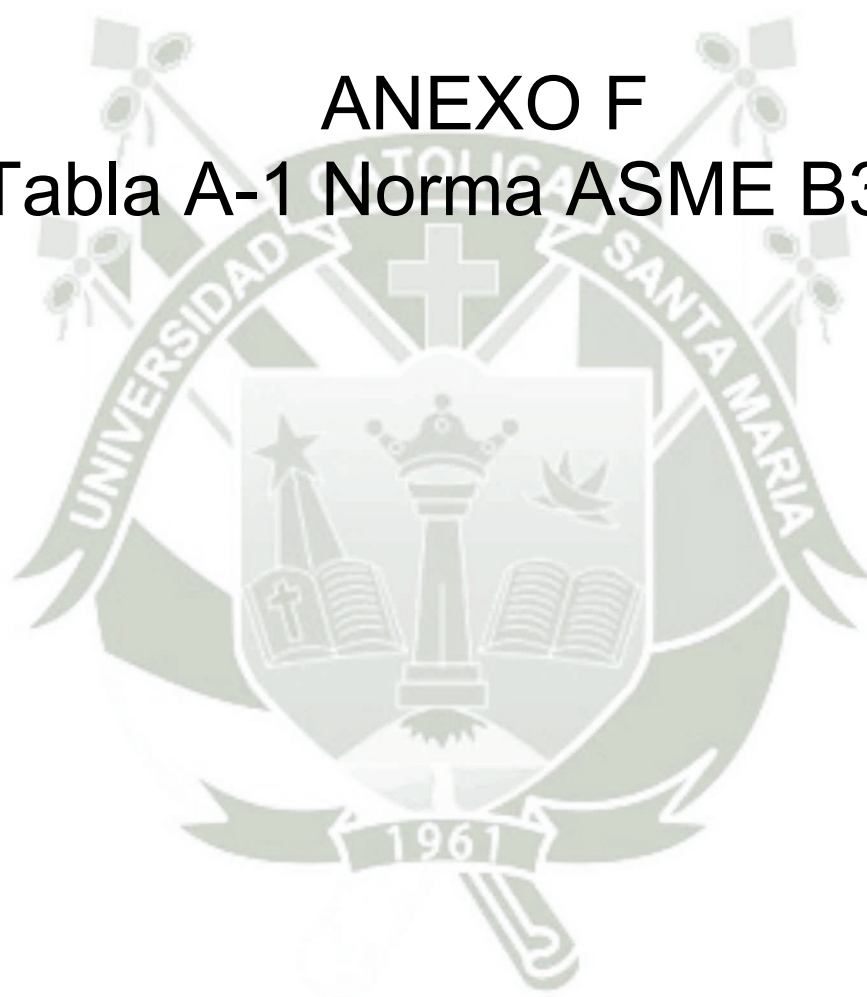
Size	...R...P/HC (Polyester)	
	10 μm	20 μm
1300	0.0070	0.0070
2600	0.0034	0.0034

Size	...R...W/HC (Wire Screen)
	25, 50, 100, 200 μm
1300	0.0027
2600	0.0011

All Element K Factors in psi / gpm.

# ANEXO F

## Tabla A-1 Norma ASME B31.3



**TABLE A-1 (CONT'D)  
BASIC ALLOWABLE STRESSES IN TENSION FOR METALS<sup>1</sup>**

Numbers in Parentheses Refer to Notes for Appendix A Tables; Specifications Are ASTM Unless Otherwise Indicated

Material	Spec. No.	P-No. or S-No. (5)	Grade	Notes	Min. Temp., °F (6)	Specified Min. Strength, ksi		Min. Temp. to 100	200	300	400	500	600			
						Tensile	Yield									
Stainless Steel (3) (4) Pipes and Tubes (2)																
8Cr-10Ni-Ti pipe smls > 3/8 in. thick	A 312	8	TP321	(30)(36)	-425	70	25	16.7	16.7	16.7	16.7	16.1	15.2			
8Cr-10Ni-Ti pipe > 3/8 in. thick	A 376															
8Cr-8Ni tube	A 269	8	TP304L	(14)(36)	-425	70	25	16.7	16.7	16.7	15.8	14.8	14.0			
8Cr-8Ni pipe	A 312	8	TP304L	...	-425											
type 304L A 240	A 358	8	304L	(36)	-425											
6Cr-12Ni-2Mo tube	A 269	8	TP316L	(14)(36)	-425	70	25	16.7	16.7	16.7	15.5	14.4	13.5			
6Cr-12Ni-2Mo pipe	A 312	8	TP316L	...	-425											
type 316L A 240	A 358	8	316L	(36)	-425											
8Cr-10Ni-Ti pipe smls > 3/8 in. thick	A 312	8	TP321	(28)(30)(36)	-425	70	25	16.7	16.7	16.7	16.7	16.1	15.2			
8Cr-10Ni-Ti pipe > 3/8 in. thick	A 376															
8Cr-10Ni-i pipe smls > 3/8 in. thick	A 312													TP321H	(30)(36)	-325
8Cr-10Ni-Ti pipe > 3/8 in. thick	A 376													TP321H	...	-325
5Cr-13Ni	A 451	8	CPH8	(26)(28)(35)	-325	65	28	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.0			
5Cr-20Ni	A 451	8	CPK20	(12)(28)(35)(39)	-325	65	28	18.7	18.7	18.7	18.7	18.7	18.0			
1Cr-Ti tube	A 268	7	TP409	(35)	-20	60	30	20.0	...	...	...	...	...			
8Cr-i tube	A 268	7	TP430Ti	(35)(49)	-20	60	40	20.0	...	...	...	...	...			
5Cr-13Ni-2Mo-Cb	A 451	S-8	CPF10MC	(28)	-325	70	30	20.0	...	...	...	...	...			
6Cr-8Ni-2Mo pipe	A 376	8	16-8-2H	(26)(31)(35)	-325	75	30	20.0	...	...	...	...	...			
2Cr-Al tube	A 268	7	TP405	(35)	-20	60	30	20.0	18.4	17.7	17.4	17.2	16.8			
3Cr tube	A 268	6	TP410	(35)	-20	60	30	20.0	18.4	17.7	17.4	17.2	16.8			
6Cr tube	A 268	7	TP430	(35)(49)	-20	60	35	20.0	20.0	19.6	19.2	19.0	18.5			
8Cr-13Ni-3Mo pipe	A 312	8	TP317L	...	-325	75	30	20.0	20.0	20.0	18.9	17.7	16.8			
5Cr-20Ni pipe	A 312	8	TP310	(28)(35)(39)	-325	75	30	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	19.2			
type 310S A 240	A 358	8	310S	(28)(31)(35)(36)												
5Cr-20Ni pipe	A 409	8	TP310	(28)(31)(35)(36) (39)												
8Cr-10Ni-Ti pipe smls ≤ 3/8 in. thk & wld	A 312	8	TP321	(30)	-425	75	30	20.0	20.0	20.0	20.0	19.3	18.3			
8Cr-10Ni-Ti pipe	A 358	8	321	(30)(36)												
8Cr-10Ni-Ti pipe ≤ 3/8 in. thick	A 376	8	TP321													
8Cr-10Ni-Ti pipe	A 409															
3Cr-12Ni pipe	A 312	8	TP309	(28)(35)(39)	-325	75	30	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	19.2			
type 309S A 240	A 358	8	309S	(28)(31)(35)(36)	-325											
3Cr-12Ni pipe	A 409	8	TP309	(28)(31)(35)(36) (39)	-325											
8Cr-8Ni	A 451	8	CPF8	(26)(28)	-425	70	30	20.0	20.0	19.8	17.5	16.4	...			

...continued

# ANEXO G

## Catálogo de Intercambiadores Young

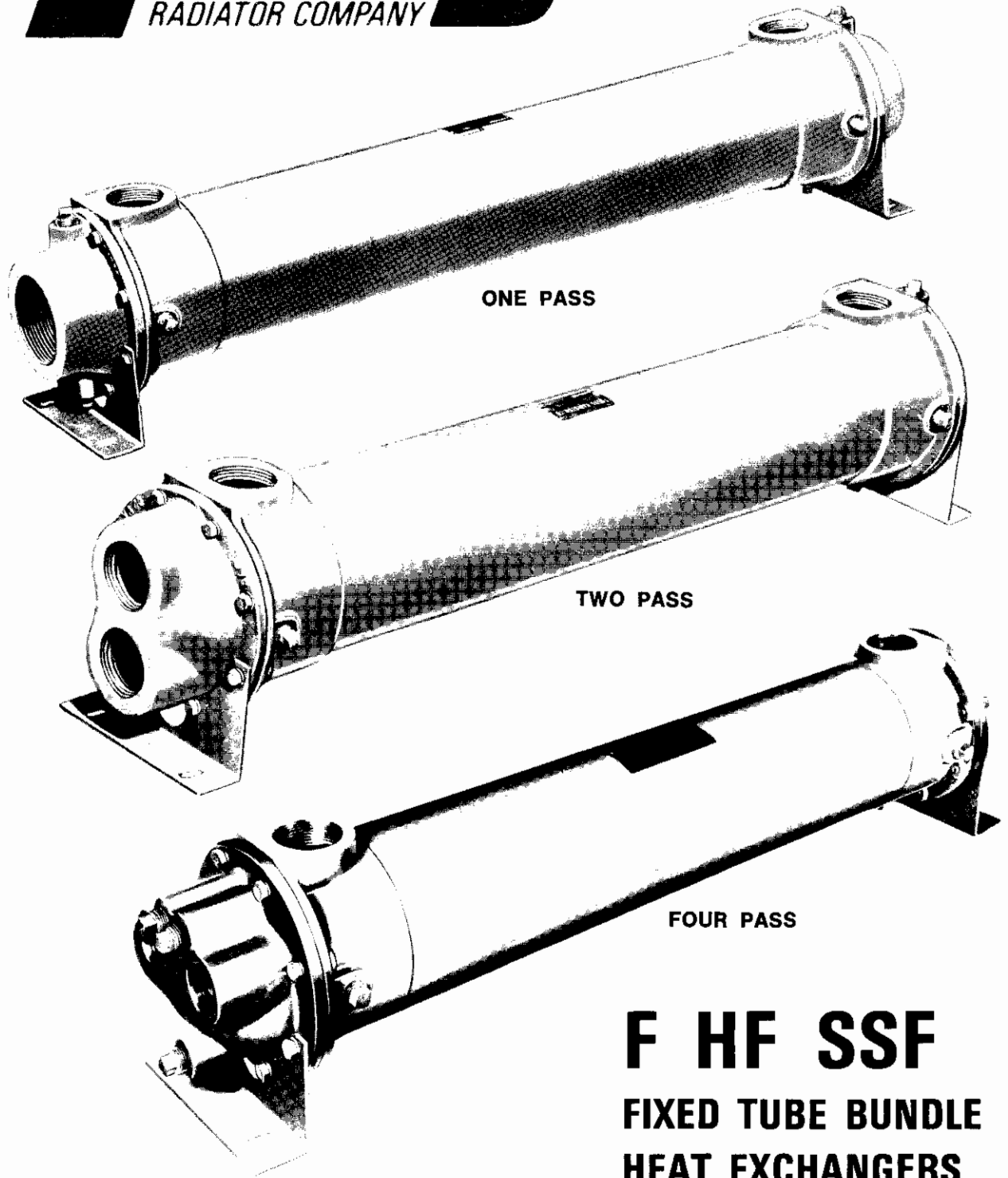


# **Young**

RADIATOR COMPANY

CATALOG 12 1995  
Supersedes Catalog 12 1992

Now available with  
SAE straight thread  
O-Ring connections



## **F HF SSF**

**FIXED TUBE BUNDLE  
HEAT EXCHANGERS**



**YOUNG RADIATOR COMPANY**

2825 Four Mile Road • Racine, Wisconsin 53404  
Racine, WI • Lexington, TN • Centerville, IA  
TELEPHONE: 414-639-1010 • FAX: 414-639-1013



# F HF SSF basic information



**STURDY BRACKET**  
Made of heavy gauge steel adjustable for installation in various positions. Rotatable through 360 degrees.

**SMOOTH FLOW BONNET**  
Distributes fluid to tubes with minimum turbulence. One, two or four pass interchangeability.

**TUBES**  
On F and HF, tubes are high temperature bonded into tube sheets. On SSF and F-1000 series, tubes are rolled into tube sheets by electronic control.

**END HUB**  
End hub is high quality forging or casting. Full-flow opening is designed for minimum pressure drop.

**BAFFLES**  
Segmented baffles available in five spacings for maximum heat transfer with minimum fluid pressure drop.

**DRAIN PLUG**  
Adequately sized for minimum pressure drop. Flexible connections are recommended when vibration is present.

All heat exchangers except 2 inch have drain plugs. CN and CNT units have zinc anodes which sacrificially corrode in salt water.

**FULL FACE GASKET**  
Bonded gasket for maximum pressure and temperature.

**SHELL AND TUBE BUNDLE ASSEMBLY**  
Baffles precision stamped to close tolerances. Clearances between baffles and tubes, baffles and shell are minimum—to obtain maximum heat transfer. Available in various size combinations to suit heat transfer requirements.

**FINISH**  
Single coat of grey, semi-gloss enamel paint suitable for outdoor duty in non-critical applications, and as a base for subsequent coats for severe duty or extended life.

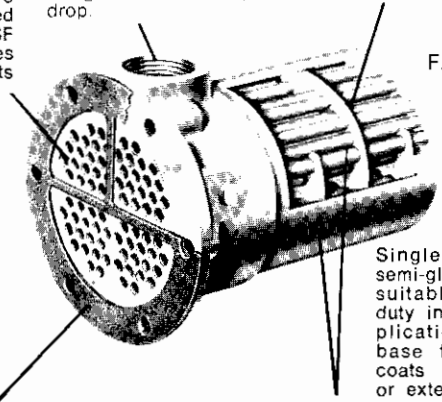


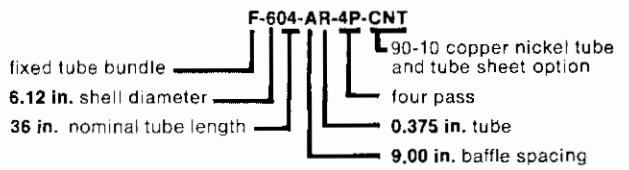
Fig. 7

**FULL-FLOW OPENINGS**

MODEL IDENTIFICATION						
TYPE CODE	SHELL DIAMETER CODE	SHELL LENGTH CODE	BAFFLE SPACING CODE	TUBE DIAMETER CODE	PASS CODE	OPTION CODE
F = fixed tube bundle with 150 psi 1040 kPa shell	2 = 2.12 in	01 = 9 in	H = 1.13 in	Y = 0.250 in OD	1P = one pass	CN = 90-10 copper nickel tube
HF = fixed tube bundle with 250 psi 1725 kPa shell	3 = 3.62 in	02 = 18 in	D = 2.25 in	R = 0.375 in OD	2P = two pass	CNT = 90-10 copper nickel tube and tube sheet
SSF = fixed tube bundle with 300 psi 2070 kPa shell and stainless steel materials	5 = 5.12 in	03 = 27 in	E = 4.50 in	C = 0.625 in OD	4P = four pass	B = brass bonnet
	6 = 6.12 in	04 = 36 in	A = 9.00 in			S = SAE straight thread
	8 = 8.25 in	05 = 45 in	T = 15 in (approx.)			O-Ring shell connections
	10 = 10.75 in	06 = 54 in				
		08 = 72 in				
		10 = 90 in				

- NOTE A: F TYPE CODE not available in 2 and 8 SHELL DIAMETER CODE
- NOTE B: HF TYPE CODE not available in 10 SHELL DIAMETER CODE.
- NOTE C: HF-2 TYPE CODE SHELL DIAMETER CODE not available in 2P or 4P PASS CODE
- NOTE D: CN OPTION CODE available with 10 SHELL DIAMETER CODE only. all others are CNT OPTION CODE.

NOTE E: MODEL EXAMPLE—



METRIC CONVERSIONS					
VARIABLE	PREFERRED		ALTERNATE		CONVERSION MULTIPLIER**
	SI UNIT	ABBREVIATION	UNIT	ABBREVIATION	
length	metre	m	millimetre	mm	0.001
mass	kilogram	kg	gram	g	0.001
time	second	s	hour*	hr	0.0002777
heat energy	joule	J	calorie*	cal	4.187
force	newton	N	kilogram-force*	kgf	9.81
power	watt	W	joule/second	J/s	1.0
pressure	newton/metre <sup>2</sup>	N/m <sup>2</sup>	kilopascal	kPa	1000
volume flow rate	cubic metre/second	m <sup>3</sup> /s	litre*	l	0.001
volume flow rate	cubic centimetre/second	cm <sup>3</sup> /s	litre*	l	1000
acceleration	metre/second <sup>2</sup>	m/s <sup>2</sup>			

\* does not conform to SI metric standard  
\*\* to convert to preferred, multiply alternate by CONVERSION MULTIPLIER

## EXPLANATION OF METRIC NOMENCLATURE

This catalog is dual dimensioned with the primary units being **U. S. customary (bold face type)** and the secondary dimensions being SI metric as defined in ASTM Designation: E380. Strict conformance to the SI metric standard produces some unfamiliar units in the tables and charts. Particular note should be made of the SI metric units of CAPACITY FACTOR (J/s-C = W/C) and SHIPPING WEIGHT (N). In the former case, the Joule (J) is the preferred unit of heat energy instead of the calorie and the preferred unit of weight or force is the Newton instead of the kilogram-force. Mass is related to force by the formula: force (N) = mass (g) x acceleration (9.8 m/s<sup>2</sup>). For reference, a tabulation of the metric units used in this catalog is provided as well as selected conversions to other metric units some of which do not conform to the SI standard.



## SELECTION

(for cooling liquids with water as coolant in tubes)

1. Specify:

**Ft** = cooling water flow in tubes, **gpm** l/s

**Tti** = temperature of cooling water at inlet, **F** **C**

Operating pressure of liquid in shell, **psi** **kPa** and specify 3 of the following 4 variables:

**Q** = heat load, **Btu/min** **J/s**

(1 **hp** = 42.4 **Btu/min**; 1 **kW** = 1000 **J/s**)

**Fs** = liquid flow in shell, **gpm** l/s

**Tsi** = temperature of shell liquid at inlet, **F** **C**

**Tso** = temperature of shell liquid at outlet, **F** **C**

2. Derive the unspecified variable value using the LIQUID CONSTANT from TABLE 6 in the following equation:

$$Q = F_s \times (T_{si} - T_{so}) \times \text{LIQUID CONSTANT}$$

3. Calculate temperature of cooling water at outlet, **Tto**, from the following formula:

$$T_{to} = T_{ti} + \frac{Q}{8.3 \times 4200 \times F_t}$$

4. Determine **LMTD** (logarithmic mean temperature difference) **F** or **C** from the temperature relationships **Tsi** — **Tto** and **Tso** — **Tti** using TABLE 5.

5. Calculate uncorrected CAPACITY FACTOR REQUIRED: uncorrected CAPACITY FACTOR REQUIRED =  $\frac{Q}{LMTD}$

6. Determine CAPACITY FACTOR REQUIRED for SHELL LIQUID TYPE and **Tsi** by multiplying uncorrected CAPACITY FACTOR REQUIRED by CORRECTION from TABLE 4.

7. Select heat exchanger BASE MODEL from TABLE 9. Starting at the top, select a BASE MODEL with an adequate CAPACITY FACTOR at **Fs** with the desired tube diameter.

8. Calculate pressure loss of shell liquid, **Pls**, using **Fs**; RATED FLOW and RATED PRESSURE LOSS from TABLE 9; and CORRECTION TO PRESSURE LOSS from TABLE 7 using the following formula:

$$Pl_s = \left( \frac{F_s}{\text{RATED FLOW}} \right)^2 \times \text{RATED PRESSURE LOSS} \times \text{CORRECTION TO PRESSURE LOSS}$$

If **Pls** is excessive, select a BASE MODEL with wider BAFFLE SPACING CODE or larger SHELL DIAMETER CODE and repeat steps 7 and 8.

9. Select PASS CODE from TABLE 8 based on MINIMUM FLOW and MAXIMUM FLOW. If **Ft** exceeds MAXIMUM FLOW for PASS CODE 1P, select BASE MODEL with larger SHELL DIAMETER CODE.

10. Calculate pressure loss of tube liquid, **Plt**, using **Ft**; MAXIMUM FLOW, PRESSURE LOSS AT MAXIMUM for 01 SHELL LENGTH CODE from TABLE 8; and SHELL LENGTH CODE in the BASE MODEL from the formula:

$$Pl_t = \left( \frac{F_t}{\text{MAXIMUM FLOW}} \right)^2 \times \text{PRESSURE LOSS AT MAXIMUM FOR 01 SHELL LENGTH CODE} \times \text{SHELL LENGTH CODE}$$

TABLE 7

LIQUID TYPE	CORRECTION TO PRESSURE LOSS			
	INLET LIQUID TEMPERATURE F C			
	120 49	150 66	200 93	250 121
SAE 5 oil	1.20	1.07	0.89	0.74
SAE 10 oil	1.34	1.20	1.00	0.83
SAE 20 oil	1.48	1.33	1.10	0.92
SAE 30 oil	1.56	1.39	1.15	0.96
SAE 40 oil	1.64	1.47	1.22	1.01
polyglycol	1.64	1.58	1.31	1.14
phosphate ester	1.85	1.57	1.27	1.05
water	0.68	0.65	0.58	0.53
50% ethylene glycol in water	0.93	0.86	0.75	0.65

NOTE H: CAPACITY FACTORS are approximate. They are based on a modest cooling water velocity in the tubes and a fouling factor of 0.002 min-ft<sup>2</sup>-F/Btu 0.0058 m<sup>2</sup>-C/kW. Pressure loss calculations are also approximate. A rigorous computer based sizing and pressure loss calculation method is available to Young Radiator Company Representatives.

## EXAMPLE

1. Select a stock heat exchanger to remove 2100 Btu/min 38 250 J/s from 150 psi 1040 kPa SAE 30 oil at 150F 65.5C, cooling to 135F 57C using 25 gpm 1.6 l/s of cooling water at 70F 21C. Maximum allowable pressure loss of shell liquid, **Pls**, is 10 psi 69 kPa. Maximum allowable pressure loss of cooling water in tubes, **Plt**, is 5 psi 35 kPa.

2. Calculate liquid flow in shell:

$$F_s = \frac{Q}{(T_{si} - T_{so}) \times \text{LIQUID CONSTANT}}$$

$$F_s = \frac{2100}{(150 \text{ 65.5} - 135 \text{ 57}) \times 3.5 \times 1800} = 40 \text{ gpm } 2.5 \text{ l/s}$$

3. Calculate temperature of cooling water at outlet:

$$T_{to} = 70 \text{ 21} + \frac{2100}{8.3 \times 4200 \times 25 \times 1.6} = 80 \text{ F } 27 \text{ C}$$

4. Determine **LMTD**:

$$T_{si} - T_{to} = 150 \text{ 66} - 80 \text{ 27} = 70 \text{ F } 39 \text{ C}$$

$$T_{so} - T_{ti} = 135 \text{ 57} - 70 \text{ 21} = 65 \text{ F } 36 \text{ C}$$

$$\text{LMTD} = 68 \text{ F } 37 \text{ C}$$

5. Calculate uncorrected CAPACITY FACTOR REQUIRED:

$$\text{Uncorrected CAPACITY FACTOR REQUIRED} = \frac{2100}{68} \times \frac{38250}{37} = 31 \text{ Btu/min-F } 1000 \text{ J/s-C}$$

6. Determine CAPACITY FACTOR REQUIRED:

$$\text{CAPACITY FACTOR REQUIRED} = 31 \times 1000 \times 1.27 = 39.4 \times 1270$$

7. Select BASE MODEL:

502-DY has adequate CAPACITY FACTOR; however, **Pls** is too high. 502-EY has adequate CAPACITY FACTOR, appears to have a satisfactory **Pls** and is a normally stocked BASE MODEL in TYPE CODE F which is adequate for operating pressure in shell of 150 psi 1040 kPa.

8. Calculate **Pls** for 502-EY:

$$Pl_s = \left( \frac{40 \text{ 2.5}}{35 \text{ 2.2}} \right)^2 \times 2.2 \times 15 \times 1.39 \times 1.39 = 4.0 \text{ psi } 28 \text{ kPa}$$

9. Select PASS CODE:

Because the 25 gpm 1.6 l/s flow is close to the MINIMUM FLOW for 1P and close to the MAXIMUM FLOW for 4P, use 2P.

10. Calculate **Plt** for 2P:

$$Pl_t = \left( \frac{25 \text{ 1.6}}{61 \text{ 4.5}} \right)^2 \times 2.1 \times 15 \times 2 \times 2 = 0.7 \text{ psi } 3.8 \text{ kPa}$$

DISCUSSION: Select MODEL F-502-EY-2P

If 0.375 in. instead of 0.250 in. tubes are required, select MODEL F-503-ER-2P using steps 7 through 10. If seawater is the coolant, select MODEL F-502-EY-2P-CNTB. If oil pressure exceeds operating pressure of TYPE CODE F, consider MODEL HF-502-EY-2P. If stainless steel construction is desired, consider MODEL SSF-502-EY-2P.

TABLE 8

FLOW LIMITS & PRESSURE LOSS IN TUBES									
SHELL DIAMETER CODE	MAXIMUM LIQUID FLOW IN SHELL		PASS CODE	LIQUID FLOW IN TUBES				PRESSURE LOSS AT MAX. PER 01 SHELL LENGTH CODE	
				MINIMUM		MAXIMUM			
	gpm	l/s		gpm	l/s	gpm	l/s	psi	kPa
2	11	0.69	1P	3.5	0.22	20	1.8	1.2	8.3
			2P	9.0	0.57	51	3.2	1.2	8.3
			4P	4.5	0.28	26	1.6	2.3	16
3	34	2.1	1P	2.2	0.14	13	0.82	6.8	47
			2P	21.0	1.3	120	7.6	0.6	4.1
			4P	11.0	0.69	61	3.8	2.1	15
5	72	4.5	1P	5.5	0.35	31	2.0	4.1	28
			2P	59	3.7	353	22.3	0.6	4.1
			4P	30	1.9	176	11.1	1.1	7.6
6	120	7.6	1P	8.0	0.50	45	2.7	6.7	46
			2P	15.5	0.98	91	5.7	2.7	19
			4P	8.0	0.50	45	2.7	6.7	46
8	220	14	1P	59	3.7	353	22.3	0.6	4.1
			2P	30	1.9	176	11.1	1.1	7.6
			4P	15	0.95	88	5.6	4.1	28
10	590	37	1P	91	5.7	545	34.4	0.6	4.1
			2P	46	2.9	272	17.2	1.5	10
			4P	23	1.5	136	8.6	3.7	26

NOTE J: Maximum liquid flows in shell, **gpm** l/s, in TABLE 8 corresponds to largest baffle spacing and 8 ft/s 2.4 m/s velocity. Maximum liquid flows in tube, **gpm** l/s for 1, 2 and 4 pass corresponds to 6 ft/s 1.8 m/s. Minimum liquid flows in tube **gpm** l/s for 1, 2 and 4 pass corresponds to 1 ft/s 0.3 m/s.



# capacity factor and pressure loss



TABLE 9 (continued)

CAPACITY FACTOR and RATED PRESSURE LOSS of SHELL LIQUID												
NORMALLY STOCKED TYPE				BASE MODEL	CAPACITY FACTOR Btu/min-F J/s-C @ liquid flow in shell, Fs, gpm l/s						RATED PRESSURE LOSS OF SHELL LIQUID psi kPa @ RATED FLOW gpm l/s	
F	HF	SSF*	CNT**		25	35	45	55	65	45	2.8	
		•		Fs gpm l/s	18 562	20 632	21 679	23 720	24 752	0.4	3	
		•		503-AR	29 926	33 1030	35 1120	37 1170	39 1220	1.2	8	
		•		504-AR	36 1130	40 1250	43 1360	46 1440	48 1530	2.2	15	
		•		Fs gpm l/s	5.0 0.32	10 0.63	15 0.95	20 1.3	25 1.6	15	0.95	
		•		602-HR	28 894	35 1120	39 1250	43 1350	45 1410	6.6	46	
		•		603-HR	44 1390	55 1740	60 1910	65 2060	68 2160	13.3	92	
		•		604-HR	59 1870	74 2340	82 2600	89 2800	93 2950	20.3	140	
		•		606-HR	89 2810	110 3510	125 3890	135 4200	140 4360	30.5	210	
		•		Fs gpm l/s	10 0.63	20 1.3	30 1.9	40 2.5	50 3.2	30	1.9	
		•		602-DR	28 885	35 1110	39 1240	42 1330	44 1400	3.3	23	
		•		603-DR	44 1380	54 1710	61 1910	65 2050	69 2170	6.6	46	
		•		604-DR	59 1870	73 2310	82 2600	89 2810	92 2910	10.2	70	
		•		606-DR	91 2890	110 3540	125 3920	135 4230	140 4420	17.3	120	
		•		608-DR	120 3820	150 4710	170 5340	180 5660	190 5970	24.6	170	
•		•	•	Fs gpm l/s	20 1.3	40 2.5	60 3.8	80 5.0	100 6.3	60	3.8	
•		•	•	602-ER	31 986	39 1220	42 1340	46 1440	48 1510	3.7	26	
•		•	•	603-ER	47 1490	57 1800	64 2010	68 2130	71 2250	5.5	39	
•		•	•	604-ER	62 1970	77 2440	85 2690	92 2890	96 3020	7.4	51	
•		•	•	606-ER	93 2940	115 3600	125 4010	135 4270	145 4520	11.1	76	
•		•	•	608-ER	125 3950	155 4870	170 5340	180 5720	190 6070	14.7	102	
•		•		Fs gpm l/s	30 1.9	50 3.2	70 4.4	90 5.7	110 6.9	70	4.4	
•		•		602-AR	29 900	33 1050	37 1170	39 1250	42 1310	0.7	5	
•		•		603-AR	47 1480	54 1710	60 1900	64 2010	66 2100	2.3	16	
•		•		604-AR	56 1770	66 2100	73 2310	79 2480	83 2610	1.4	9	
•		•		606-AR	84 2660	100 3190	110 3480	120 3730	125 3920	2.1	15	
•		•		608-AR	110 3540	135 4200	145 4610	160 5020	165 5210	2.8	20	
		•		Fs gpm l/s	35 0.95	30 1.9	45 2.8	60 3.8	75 4.7	45	2.8	
		•		802-DR	55 1720	68 2140	75 2390	81 2570	85 2690	4.6	32	
		•		803-DR	86 2730	105 3350	115 3670	125 3950	135 4200	9.4	65	
		•		804-DR	115 3670	145 4520	160 5020	170 5440	175 5560	14.3	99	
		•		805-DR	145 4580	180 5690	200 6260	215 6790	—	19.4	134	
		•		806-DR	175 5530	215 6790	240 7550	260 8180	—	24.5	169	
		•		808-DR	235 7430	290 9130	320 10100	—	—	34.8	240	
		•		Fs gpm l/s	25 1.6	50 3.2	75 4.7	100 6.3	125 7.9	75	4.7	
		•		802-ER	57 1800	71 2230	78 2470	84 2640	88 2780	3.7	26	
		•		803-ER	90 2850	105 3320	120 3730	125 3950	135 4200	5.6	39	
		•		804-ER	115 3570	140 4460	160 4990	165 5250	175 5500	7.4	52	
		•		805-ER	140 4460	175 5560	195 6190	210 6670	220 6890	9.4	65	
		•		806-ER	170 5370	210 6600	235 7360	255 7990	265 8340	11.2	77	
		•		808-ER	225 7140	285 8940	315 9890	335 10500	350 11000	15.0	104	
		•		810-ER	285 8970	350 11000	390 12400	420 13200	—	18.8	130	
		•		Fs gpm l/s	50 3.2	90 5.7	130 8.2	170 10.7	210 13.2	130	8.2	
		•		802-AR	57 1790	68 2150	75 2370	81 2540	85 2670	1.4	10	
		•		803-AR	94 2970	110 3510	120 3860	130 4080	135 4230	4.8	34	
		•		804-AR	115 3570	135 4300	150 4770	160 5060	170 5310	2.9	20	
		•		805-AR	150 4800	180 5690	195 6190	210 6600	220 6920	6.0	41	
		•		806-AR	170 5400	205 6410	225 7170	240 7580	250 7960	4.3	30	
		•		808-AR	225 7140	270 8560	300 9450	325 10300	335 10600	5.8	40	
		•		810-AR	300 9510	360 11300	390 12400	420 13200	440 13800	12.1	83	
		•		Fs gpm l/s	60 3.8	100 6.3	140 8.8	180 11.3	220 13.9	140	8.8	
		•		805-TR	140 4390	165 5180	180 5690	195 6100	200 6380	2.2	15	
		•		806-TR	160 4990	185 5880	210 6570	225 7080	230 7330	1.6	11	
		•		808-TR	220 6950	260 8250	285 9070	305 9670	320 10100	2.9	20	
		•		810-TR	250 7960	305 9570	335 10500	360 11300	380 11900	4.3	29	
		•		Fs gpm l/s	50 3.2	100 6.3	150 9.4	200 12.6	250 15.8	150	9.4	
		•		1005-AR	215 8630	265 8440	295 9350	325 10200	335 10600	6.8	47	
		•		1006-AR	250 7840	305 9610	345 10800	370 11800	390 12200	4.9	34	
		•		1008-AR	320 10000	410 12900	460 14600	490 15500	520 16500	6.4	44	
		•		1010-AR	440 13700	550 17200	600 18900	640 20300	680 21600	13.3	92	
		•		Fs gpm l/s	150 9.5	200 12.6	250 15.8	300 18.9	350 22.1	250	15.8	
		•		1005-2R	245 7740	270 8530	285 8970	300 9390	310 9730	2.5	17	
		•		1005-TR	270 8470	290 9200	305 9640	320 10100	330 10500	5.5	38	
		•		1006-TR	305 9640	335 10600	360 11200	370 11600	390 12200	4.0	27	
		•		1008-TR	420 13300	460 14400	440 15300	510 16200	520 16500	7.3	50	
		•		1010-TR	500 15600	540 17000	570 18000	610 19200	620 19700	10.9	75	
		•		Fs gpm l/s	50 3.2	100 6.3	150 9.4	200 12.6	250 15.8	150	9.4	
		•		1005-AC	110 3410	135 4300	150 4740	165 5180	170 5440	4.0	28	
		•		1006-AC	120 3860	155 4870	175 5500	190 5940	195 6230	2.8	19	
		•		1008-AC	165 5180	205 6480	230 7270	250 7930	265 8440	3.8	26	
		•		1010-AC	215 6790	270 8530	305 9640	325 10300	345 10900	7.8	54	
		•		Fs gpm l/s	150 9.5	200 12.6	250 15.8	300 18.9	350 22.1	250	15.8	
		•		1005-TC	135 4300	150 4710	155 4900	165 5210	170 5370	3.2	22	
		•		1006-TC	155 4870	165 5280	180 5720	185 5910	195 6190	2.3	16	
		•		1008-TC	215 6760	230 7300	245 7740	260 8250	270 8470	4.2	29	
		•		1010-TC	250 7960	270 8560	290 9160	305 9610	320 10000	6.3	43	

\*All SSF models and 10 SHELL DIAMETER CODE models are assembled from stock components.

\*\*CNT OPTION CODE stocked for type F units except for 2 and 8 SHELL DIAMETER CODES which are stocked for type HF. 10 SHELL DIAMETER CODE are CN OPTION CODE, CNT OPTION CODE not available.

# ANEXO H

## Catálogo de Bombas de Alta Presión VOITH



Voith Turbo

**VOITH**

## IPC Catalog Medium-pressure internal gear pumps



### Benefits that impress

Internal gear pumps from Voith Turbo are working reliably in hundreds of thousands of machines worldwide. Sophisticated technology, robust design and cost-efficient operation have convinced thousands of customers to trust Voith. Based on that trust, we have become the world market leader for high-pressure internal gear pumps with gap compensation.

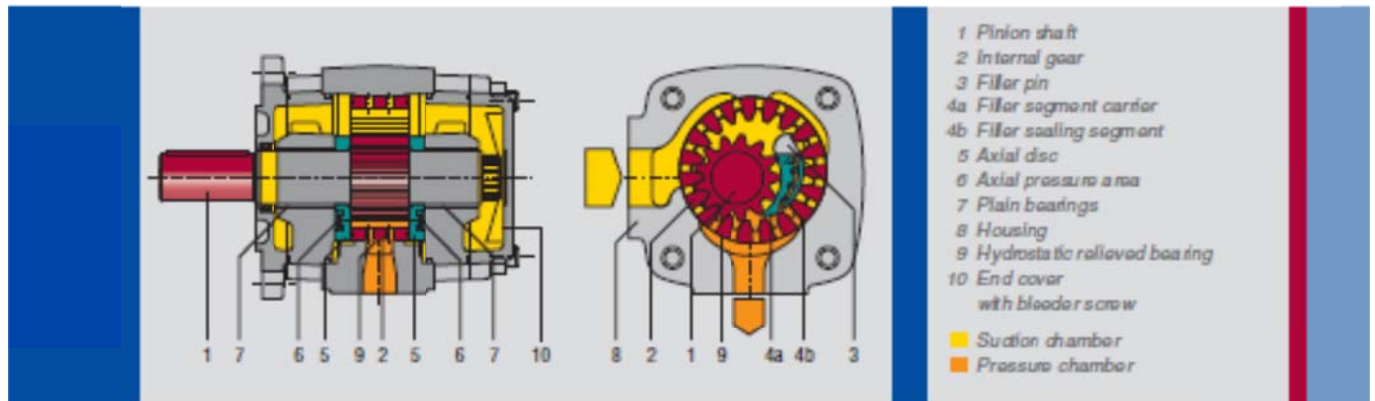
### Features that count

The market requires hydraulic pumps that are quiet and compact with minimal pressure and volume pulsation whilst at the same time being highly efficient. Voith Turbo has met these requirements with the IPC pumps. The radial and axial sealing gap compensation with volume-optimized involute gearing contribute in meeting these requirements.

### Machines that run

Rarely seen, but hard at work in countless machines, Voith Turbo internal gear pumps reliably provide high pressures. They are mainly used in the plastic and sheet-metal processing sectors, presses as well as conveying and lifting equipment. The pumps are also in demand for shipbuilding, municipal vehicles, power plants and special machine building.

## Design and function



- 1 Pinion shaft
  - 2 Internal gear
  - 3 Filler pin
  - 4a Filler segment carrier
  - 4b Filler sealing segment
  - 5 Axial disc
  - 6 Axial pressure area
  - 7 Plain bearings
  - 8 Housing
  - 9 Hydrostatic relieved bearing
  - 10 End cover with bleeder screw
- Suction chamber  
■ Pressure chamber

### Design features

- Internal gear principle
- Plain bearings
- Radial and axial sealing gap compensation
- Volume-optimized involute gearing

### Product characteristics

- Long service life
- High volumetric efficiency
- High overall efficiency
- Very low flow and pressure pulsation
- Low noise levels
- Compact dimensions
- Low weight
- Wide speed range
- Excellent suction properties
- Wide viscosity range
- Simple maintenance
- Multiple pumps and pump combinations are possible
- Suitable for variable-speed drives (variable volume flow)
- Motor operation possible (energy recovery)

### Function

Rotation of the gears within the pump draws in the pressure fluid (usually hydraulic oil) into the space between the pinion and internal gear. The two smooth running gears help to ensure excellent intake behavior.

In the radial direction, the gear chambers are sealed by gear meshing and the filler piece. In the axial direction, the axial plates seal the pressure chamber with the minimal possible gap. This design minimizes volume losses and increases efficiency.

When the gears rotate, the pinion teeth enter the gaps between the internal gear teeth and displace the pressure fluid.

### Combinations

IPC pumps can be combined to form dual or multi-flow pumps.

Combinations with other Voith Turbo pump series are also possible. Used in conjunction with pumps from the high and low-pressure series, Voith equipment can handle a wide range of potential applications.

For further information on possible combinations, refer to page 15 and our brochure No. G1714 (Voith multi-flow pumps).

Combinations with third-party products are generally possible. We'll be happy to discuss your needs.

### Variable volume flow

We supply complete hydraulic units with IPC pumps, asynchronous motors and frequency converters (EPA/EPAF system) to generate variable volume flows. For further information, see our brochure No. G1420 (Voith EPA System).

## Performance data

Technical data		Calculations	
Design	Internal gear pump with radial and axial sealing gap compensation	Delivery	$Q = V_{gb} \cdot n \cdot \eta_v \cdot 10^{-3}$ [l/min]
Type	IPC	Power	$P = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_g}$ [kW]
Mounting types	SAE hole flange; ISO 3019/1 or VDMA hole flange; ISO 3019/2	$V_{gb}$	Pump volume per revolution [cm <sup>3</sup> ]
Line mounting	SAE suction and pressure flange J 518 C code 61	$n$	Speed [min <sup>-1</sup> ]
Rotation direction	clockwise or anti-clockwise	$\eta_v$	Volumetric efficiency
Mounting position	any	$\eta_g$	Overall efficiency
Shaft load	For details of radial and axial drive shaft loads, please contact your Voith Turbo representative	$\Delta p$	Differential pressure [bar]
Input pressure	0.8...3 bar absolute pressure (at start, briefly 0.6...3 bar)		
Pressure fluid	HLP mineral oils DIN 51524, part 2 or 3		
Viscosity range of the pressure fluid	10...100 mm <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> (cSt)		
Permissible start viscosity	max. 2000 mm <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> (cSt)		
Permissible temperature of the pressure fluid	-20...+80 °C		
Necessary purity of the pressure fluid in accordance with NAS 1638	Class 8		
Filtration	Filtration quotient min. $\beta_{10} \geq 75$ , recommended $\beta_{10} \geq 100$ (longer service life)		
Permissible ambient temperature	-10...+60 °C		

### Characteristics

Type, size, delivery	Displacement per revolution [cm <sup>3</sup> ]	Speed		Delivery	Pressures within the range $n_{min}$ ... $n_{max}$	
		min.	max.	at 1500 min <sup>-1</sup>	Continuous pressure	Peak pressure
		[min <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[l/min]	[bar]	[bar]
IPC 4 – 20	20.7	400	3200	31.0	210	250
IPC 4 – 25	25.4	400	3000	38.1	210	250
IPC 4 – 32	32.6	400	3000	48.9	210	250
IPC 5 – 40	41.0	400	2900	61.5	210	250
IPC 5 – 50	50.3	400	2600	75.4	210	250
IPC 5 – 64	64.9	400	2600	97.3	210	250
IPC 6 – 80	80.7	400	2400	121.0	210	250
IPC 6 – 100	101.3	400	2200	151.9	210	250
IPC 6 – 125	126.2	400	2200	189.3	210	250
IPC 7 – 160	160.8	400	2000	241.2	210	250
IPC 7 – 200	202.7	400	1800	304.0	210	250
IPC 7 – 250	251.7	400	1800	377.5	210	250

The values given apply for:

- Pumping of mineral oils with a viscosity of 20...40 mm<sup>2</sup>s<sup>-1</sup>
- An input pressure of 0.8...3.0 bar absolute.

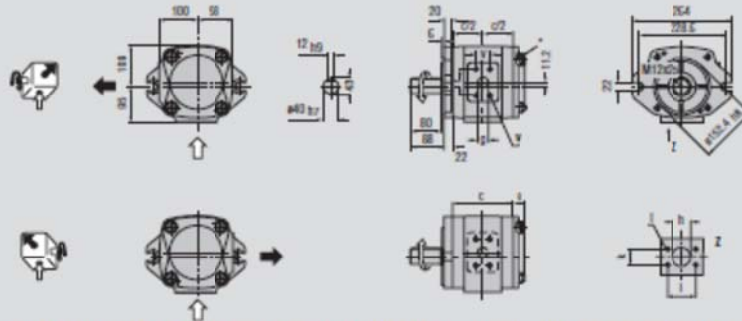
Notes:

- Peak pressures apply for 15% of operating time and a maximum cycle time of 1 minute.
- Please enquire about pressures lower than  $n_{min}$ .
- Due to production tolerances, the pump volume may be approx. 1.5% lower.

# IPC 6

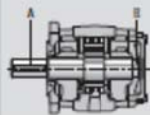
Standard designs

## Design and dimensions



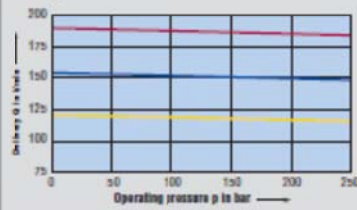
\* The plug screw must be closed during operation. Ensure the M10x1 plug screw, hexagon socket SW5, is tightened to a torque of 10 Nm. Depending on the pump position, filling or ventilation is possible with the M10x1 plug screw prior to commissioning.

Design	Dimensions											SAE flange no.	
	c [mm]	e [mm]	g [mm]	h [mm]	i [mm]	k [mm]	l Thread	r [mm]	v [mm]	w Thread	Weight [kg]	▲	▼
IPC 6 - 80	148	35	23	45	77.8	42.9	M12x20	70	36	M12x20	30.7	14	15
IPC 6 - 100	158	35	27	50	77.8	42.9	M12x20	70	36	M12x20	32.6	14	15
IPC 6 - 125	170	40	30	50	77.8	42.9	M12x20	70	36	M12x20	35.0	14	15

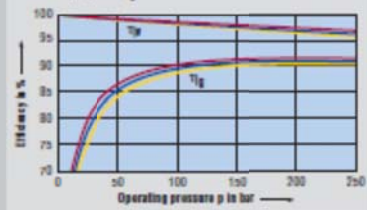














Permitted input torques:  
 Input shaft A: 1050 Nm  
 Secondary shaft B: 780 Nm

Delivery Q



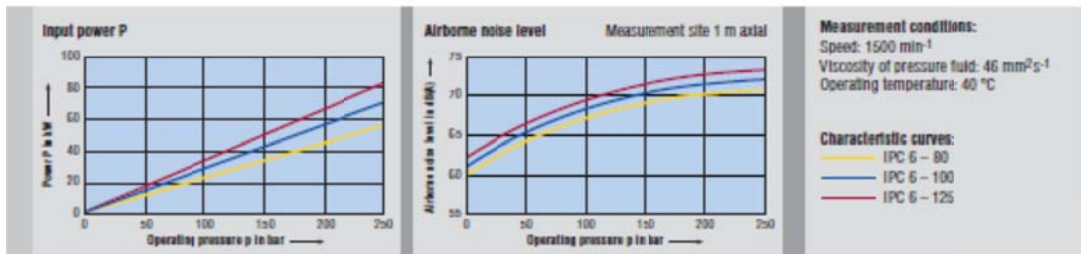
Efficiency  $\eta_h$  and  $\eta_g$



Type	Pump sizes	Rotation, suction connection	Mounting flange	Shaft end
IPC 6	80	Standard		
		Clockwise rotation, radial suction port  1	SAE 2-hole flange, dimensions on left  0	Parallel shaft with keyway connection, dimensions on left  1
	100	Variants		
		Anti-clockwise rotation, radial suction port  6	SAE 2-hole flange, variant  7	Involute gearing ANSI B92.1a 17 T 12/24 DP 30°  0
		 1	 1	 1
		 6	 6	 1

Designation according to type code

Type code/order designation, see page 17

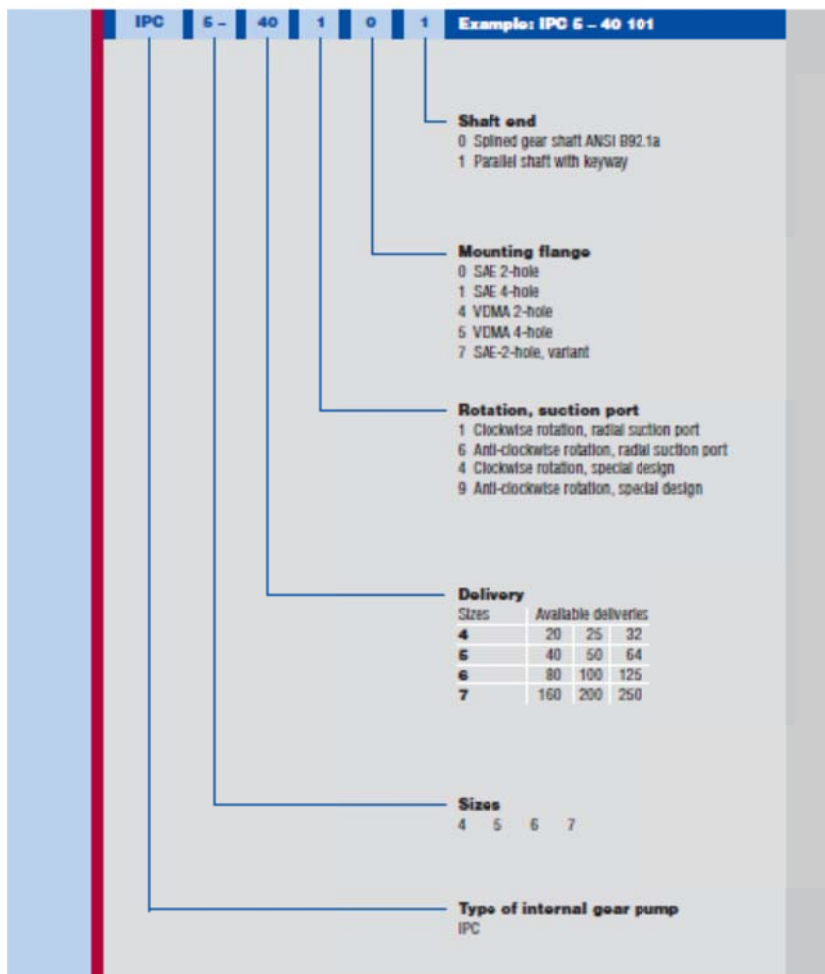


**Note:** Measurement taken in a low noise room.  
In an anechoic room, the measurements are approx. 5 dB(A) lower.



## Type code

### Order designation



# ANEXO I

## Manual de motores Siemens



# Siemens Vertical P-Base NEMA Motors

## Features at a Glance

### High Efficient

**RGZVESD**  
See Page 2-41



**RGZZVESD**  
See Page 2-44



Electrical Data	Enclosure	Severe Duty - TEFC	Hazardous Duty - TEFC
	Efficiency	High	High
	Thrust	Normal	Normal
	HP Range	1-250	1-250
	Frame Size	143HP-449HP	143HP-449HP
	Frequency	60 Hertz	60 Hertz
	Power	3 - Phase	3 - Phase
	Voltage	230/460	230/460
		460 only 25HP and above	460 only 25HP and above
	Service Factor (sine wave)	1.15	1.0
	Electrical Design	NEMA design B	NEMA design B
	Stator Windings	Copper - Random Wound	Copper - Random Wound
	Mechanical Data	Insulation	Class F, meets NEMA MG1-2006, Part 31
Temperature Rise		Class B @ 1.0SF, Class F @ 1.15SF	Class B @ 1.0SF
Warranty		3 Years	3 Years
Frame		Cast Iron	Cast Iron
End Shields		Cast Iron	Cast Iron
Conduit Box		Oversized	Oversized
		Cast Iron	Cast Iron
Lead Seal Gasket		Neoprene	None
Fan Cover		Cast Iron	Cast Iron
Cooling Fan		143-449HP Bi-directional, Polypropylene	143-449HP Bi-directional, Polypropylene
Drip Cover		Steel	Steel
Rotor		Die Cast Aluminum	Die Cast Aluminum
Shaft		Solid - High Strength Carbon Steel (C1045)	Solid - High Strength Carbon Steel (C1045)
Bearing Type (DE)		143-256HP open ball bearing 284-365HP single shielded ball bearing 404-405HP double shielded ball bearing 444-449HP open ball bearing	143-256HP open ball bearing 284-365HP single shielded ball bearing 404-405HP double shielded ball bearing 444-449HP open ball bearing
Bearing Type (ODE)		143-365HP open ball bearing 404-405HP double shielded ball bearing 444-449HP single shielded ball bearing	143-365HP open ball bearing 404-405HP double shielded ball bearing 444-449HP single shielded ball bearing
Bearing Inner Cap		Stationary Bearing Caps	Stationary Bearing Caps
Shaft Seal / Slinger		143-256HP Shaft Seal 284-365HP None 404-449HP V-Ring Slinger	143-256HP Shaft Seal 284-365HP None 404-449HP V-Ring Slinger
Lubrication		Polyurea	Polyurea
Lube Inlet Fittings		Alemite	Alemite
Lube Relief Fittings		Plug	Plug
Condensation Drain	T-Drain	U.L. Listed (404-449HP only)	
Hardware	Zinc Plated	Zinc Plated	
Lifting Lugs	143-449HP Included	143-449HP Included	
Nameplate	Stainless Steel - engraved	Stainless Steel - engraved	
Paint	Epoxy Enamel - RAL 7030 Stone Gray	Epoxy Enamel - RAL 7030 Stone Gray	
Vibration	0.08 IPS	0.08 IPS	

# Severe Duty - TEFC P-Base Motors

## Vertical Solid Shaft - Normal Thrust RGZVESD

Siemens P-base vertical solid shaft motors are ideal for applications such as centrifugal and turbine pumps.

### Performance Specifications

- 1 to 250 HP
- 1.15 service factor, 40°C ambient
- Continuous thrust:
  - Up: 355 to 1,860 lbs.
  - Down: 380 to 2,800 lbs.
- 3600, 1800, 1200, or 900 RPM
- 3 phase, 60 Hz; 230/460 volt operation under 25 HP, 460 volt 25 HP and above; 200 & 575 volt available
- Class F insulation, Class B temperature rise
- NEMA design B, continuous duty
- 143 HP through 449 HP frame

### Features for Long Life

**Frame & End Shields** – These motors feature a cast iron frame and end shields for exceptional structural integrity. A drive end T-drain, drip cover and lifting lugs are included.

**Rotor** – A unique offset rotor bar design provides improved efficiency while larger bars and end rings reduce resistance for lower rotor losses. Each die cast aluminum rotor assembly is dynamically balanced for extended bearing life, and includes a high-strength carbon steel (C1045) shaft for maximum rotor performance.

**Stator/Windings** – Manufactured with premium electrical grade steel laminations and copper electrical magnet wire to lower losses for improved efficiencies. A unique stator core design lowers flux density while increasing cooling capacity. Large conductor cross section reduces resistance and lowers stator losses.

**Insulation** – Proprietary inverter-rated NEMA Class F non-hygroscopic insulation system with Class B temperature rise, provides an extra margin of thermal life. Varnish system application ensures maximum wire penetration to provide protection from moisture, corrosion and electrical shock. This insulation system meets or exceeds NEMA MG1-2006, Part 31, making all motors suitable for operation with variable frequency drives.

**Cooling** – A bi-directional, non-sparking fan is locked and keyed to the shaft. Its low-inertia design reduces windage losses, improves airflow, reduces noise and provides dependable cooling. Cast iron fan covers are provided on all frame sizes.

**Bearings** – Regreasable ball bearings with cast iron caps. Alemite grease fittings on the inlets, and pipe plugs on the relief ports for ease of routine maintenance. Thrust limits are based on an L10 life of 1 year.



**Lubrication** – A specially formulated, high temperature tested, polyurea-based grease is used to provide more than four times the lubrication life of other polyurea greases.

**Oversized Conduit Box** – Cast iron construction that is larger than industry standards, diagonally-split, neoprene-gasketed and rotatable in 90° increments for quick and easy connections. Includes a ground lug and non-wicking, clearly and permanently marked leads.

**Corrosion Resistance** – Cast iron construction, zinc-plated hardware, epoxy enamel paint and stainless steel nameplate resist rust and corrosion.

**Modifiable** – All Siemens vertical motors are available with a wide variety of modifications to meet your specific motor needs.



Specifications table begins on the next page →

# Severe Duty - TEFC P-Base Motors

Vertical Solid Shaft - Normal Thrust  
RGZVESD

Stock/Modifiable

HP	RPM	Frame	Voltage	Type	Cont. Thrust 1 Yr. Life Min.		Part Number	List Price \$	Multiplier Symbol	FL Amps 460V	FL Nom. Eff. (%)	Weight (lbs.)	Stock Model
					Up (lbs)	Down (lbs)							
40	3600	324HP	460	RGZVESD	1205	1005	1PC28113AA312TA3	3402	SA-7EN	45	92.4	565	✓
40	1800	324HP	460	RGZVESD	1570	1290	1PC28113AB312TA3	3428	SA-7EN	47	92.4	565	✓
40	1200	364HP	460	RGZVESD	2075	1675	1PC28113CC312TA3	5725	SA-7EN	52	92.4	800	
40	900	365HP	460	RGZVESD	2340	1840	1PC28113CD412TA3	7184	SA-7EN	63	90.2	875	
50	3600	326HP	460	RGZVESD	1215	995	1PC28113AA412TA3	4268	SA-7EN	55	92.4	710	✓
50	1800	326HP	460	RGZVESD	1585	1275	1PC28113AB412TA3	4065	SA-7EN	58	92.4	710	✓
50	1200	365HP	460	RGZVESD	2095	1660	1PC28113CC412TA3	6750	SA-7EN	66	92.4	875	
50	900	404HP	460	RGZVESD	2370	1810	1PC28114AD312TA3	8591	SA-7EN	67	90.2	1290	
60	3600	364HP	460	RGZVESD	1410	1080	1PC28113CA312TA3	5432	SA-7EN	68	92.4	800	✓
60	1800	364HP	460	RGZVESD	1795	1435	1PC28113CB312TA3	5389	SA-7EN	71	92.4	800	✓
60	1200	404HP	460	RGZVESD	2155	1595	1PC28114AC312TA3	7697	SA-7EN	74	93	1290	
60	900	405HP	460	RGZVESD	2410	1770	1PC28114AD412TA3	9742	SA-7EN	78	90.2	1420	
75	3600	365HP	460	RGZVESD	1420	1070	1PC28113CA412TA3	6715	SA-7EN	85	93	875	✓
75	1800	365HP	460	RGZVESD	1815	1415	1PC28113CB412TA3	6720	SA-7EN	87	93	875	✓
75	1200	405HP	460	RGZVESD	2195	1555	1PC28114AC412TA3	9025	SA-7EN	93	93.6	1420	
75	900	444HP	460	RGZVESD	2495	1685	1PC28114HD112TA3	12777	SA-7EN	94	91.7	1740	
100	3600	405HP	460	RGZVESD	1475	1015	1PC28114AA412TA3	8945	SA-7EN	108	93	1420	✓
100	1800	405HP	460	RGZVESD	1915	1315	1PC28114AB412TA3	8293	SA-7EN	113	93.6	1420	✓
100	1200	444HP	460	RGZVESD	2315	1435	1PC28114HC112TA3	12065	SA-7EN	117	93.6	1740	
100	900	445HP	460	RGZVESD	2565	1615	1PC28114HD212TA3	15655	SA-7EN	123	93	1930	
125	1800	444HP	460	RGZVESD	1975	1255	1PC28114HB112TA3	10857	SA-7EN	143	94.1	1740	
125	1200	445HP	460	RGZVESD	2385	1365	1PC28114HC212TA3	14585	SA-7EN	144	93.6	1930	
125	900	447HP	460	RGZVESD	2670	1510	1PC28114HD312TA3	17985	SA-7EN	152	92.4	2280	
150	1800	445HP	460	RGZVESD	2060	1170	1PC28114HB212TA3	12525	SA-7EN	170	94.5	1930	
150	1200	447HP	460	RGZVESD	2400	1350	1PC28114HC312TA3	18125	SA-7EN	170	94.1	2280	
150	900	447HP	460	RGZVESD	2730	1450	1PC28114HD412TA3	20451	SA-7EN	186	93	2280	
200	1800	447HP	460	RGZVESD	2115	1115	1PC28114HB312TA3	17120	SA-7EN	225	94.5	2280	
200	1200	449HP	460	RGZVESD	2450	1300	1PC28114HC512TA3	20650	SA-7EN	226	94.1	2600	
200	900	449HP	460	RGZVESD	2800	1380	1PC28114HD612TA3	23010	SA-7EN	241	93.6	2600	
250	1800	449HP	460	RGZVESD	2185	1045	1PC28114HB512TA3	19890	SA-7EN	281	94.5	2600	
250	1200	449HP	460	RGZVESD	2520	1230	1PC28114HC612TA3	22710	SA-7EN	280	94.1	2600	

**Notes:**

1. Derate thrust capacity by 31% to obtain 3 year L10 bearing life.
2. Non Reverse Ratchet available - contact factory.

Introduction

HIGH EFFICIENT  
General Purpose

HIGH EFFICIENT  
Severe Duty

HIGH EFFICIENT  
Multi Speed

HIGH EFFICIENT  
Hazardous Duty

HIGH EFFICIENT  
Definite Purpose

HIGH EFFICIENT  
P-Base Vertical

NEMA PREMIUM  
General Purpose

NEMA PREMIUM  
Severe Duty

# Hazardous Duty - P-Base Motors

## Vertical Solid Shaft - Normal Thrust

### Class I, Group D, Division 1

#### RGZZVESD

Siemens P-base vertical solid shaft explosion-proof motors are UL® listed for use in Class I, Group D, Division 1 hazardous areas and are ideal for applications such as centrifugal and turbine pumps.

**Stator/Windings** – Manufactured with premium electrical grade steel laminations and copper electrical magnet wire to lower losses for improved efficiencies. A unique stator core design lowers flux density while increasing cooling capacity. Large conductor cross section reduces resistance and lowers stator losses.

### Performance Specifications

- 1 to 250 HP
- 1.0 service factor, 40°C ambient
- T2D temperature code
- Continuous thrust:
  - Up: 355 to 1,860 lbs.
  - Down: 380 to 2,800 lbs.
- 3600, 1800, 1200, or 900 RPM
- 3 phase, 60 Hz; 230/460 volt operation under 25 HP, 460 volt 25 HP and above; 200 & 575 volt available
- Class F insulation, Class B temperature rise
- NEMA design B, continuous duty
- 143 HP through 449 HP frame

**Insulation** – Proprietary Class F non-hygroscopic insulation system with NEMA Class B temperature rise, provides an extra margin of thermal life. Varnish system application ensures maximum wire penetration to provide protection from moisture, corrosion and electrical shock. Two series-connected normally closed Class B thermostats are supplied as standard.

### Features for Long Life

**Frame & End Shields** – These motors feature a cast iron frame and end shields for exceptional structural integrity. A drive end sintered condensation drain, drip cover, and lifting lugs are included.

**Cooling** – A bi-directional, non-sparking fan is locked and keyed to the shaft. Its low-inertia design reduces windage losses, improves airflow, reduces noise and provides dependable cooling. Cast iron fan covers are provided on all frame sizes.

**Rotor** – A unique offset rotor bar design provides improved efficiency while larger bars and end rings reduce resistance for lower rotor losses. Each die cast aluminum rotor assembly is dynamically balanced for extended bearing life, and includes a high-strength carbon steel (C1045) shaft for maximum rotor performance.

**Bearings** – Regreasable ball bearings with cast iron caps. Alemite grease fittings on the inlets, and pipe plugs on the relief ports for ease of routine maintenance. Thrust limits are based on an L10 life of 1 year.

**Lubrication** – A specially formulated, high temperature tested, polyurea based grease is used to provide more than four times the lubrication life of other polyurea greases.

Specifications table begins on the next page →



**3**  
YEAR  
WARRANTY

**Oversized Conduit Box** – Cast iron construction that is larger than industry standards, diagonally-split and rotatable in 90° increments for quick and easy connections. Includes a ground lug and non-wicking, clearly and permanently marked leads.

**Corrosion Resistance** – Cast iron construction, zinc-plated hardware, epoxy enamel paint and stainless steel nameplate resist rust and corrosion.

**Modifiable** – All Siemens motors are available with a wide variety of modifications to meet your specific motor needs.



# Hazardous Duty P-Base Motors

Vertical Solid Shaft - Normal Thrust

Stock/Modifiable

Class I, Group D, Division 1

RGZZVESD

HP	RPM	Frame	Voltage	Type	Cont. Thrust 1 Yr. Life Min.		Part Number	List Price \$	Multiplier Symbol	FL Amps 460V	FL Nom. Eff. (%)	Weight (lbs.)	Stock Model
					Up (lbs)	Down (lbs)							
1	1800	143HP	230/460	RGZZVESD	380	355	1PC28411BB216TG3	816	SA-7EN	1.5	82.5	80	
1	1200	145HP	230/460	RGZZVESD	445	415	1PC28411BC316TG3	998	SA-7EN	1.6	82.5	85	
1	900	182HP	230/460	RGZZVESD	495	465	1PC28411DD116TG3	1331	SA-7EN	1.9	77	130	
1.5	3600	143HP	230/460	RGZZVESD	295	275	1PC28411BA216TG3	962	SA-7EN	1.9	82.5	80	
1.5	1800	145HP	230/460	RGZZVESD	385	330	1PC28411BB316TG3	896	SA-7EN	2.2	84	85	
1.5	1200	182HP	230/460	RGZZVESD	550	510	1PC28411DC116TG3	1124	SA-7EN	2.3	84	130	
1.5	900	184HP	230/460	RGZZVESD	615	570	1PC28411DD216TG3	1459	SA-7EN	2.6	78.5	135	
2	3600	145HP	230/460	RGZZVESD	295	275	1PC28411BA316TG3	998	SA-7EN	2.5	84	85	
2	1800	145HP	230/460	RGZZVESD	385	350	1PC28411BB416TG3	974	SA-7EN	2.7	84	85	
2	1200	184HP	230/460	RGZZVESD	550	510	1PC28411DC216TG3	1285	SA-7EN	3	85.5	135	
2	900	213HP	230/460	RGZZVESD	615	570	1PC28412AD316TG3	1681	SA-7EN	3.3	81.5	175	
3	3600	182HP	230/460	RGZZVESD	365	340	1PC28411DA116TG3	1214	SA-7EN	3.6	85.5	130	✓
3	1800	182HP	230/460	RGZZVESD	480	430	1PC28411DB116TG3	1140	SA-7EN	3.9	86.5	130	✓
3	1200	213HP	230/460	RGZZVESD	785	725	1PC28412AC316TG3	1586	SA-7EN	4	86.5	175	
3	900	215HP	230/460	RGZZVESD	875	810	1PC28412AD416TG3	2165	SA-7EN	4.7	82.5	195	
5	3600	184HP	230/460	RGZZVESD	375	330	1PC28411DA216TG3	1617	SA-7EN	5.8	86.5	135	✓
5	1800	184HP	230/460	RGZZVESD	485	425	1PC28411DB216TG3	1459	SA-7EN	6.5	86.5	135	✓
5	1200	215HP	230/460	RGZZVESD	790	720	1PC28412AC416TG3	2196	SA-7EN	6.8	87.5	195	
5	900	254HP	230/460	RGZZVESD	885	805	1PC28412BD316TG3	2550	SA-7EN	7.5	85.5	295	
7.5	3600	213HP	230/460	RGZZVESD	525	475	1PC28412AA316TG3	1923	SA-7EN	8.8	87.5	175	✓
7.5	1800	213HP	230/460	RGZZVESD	685	610	1PC28412AB316TG3	1974	SA-7EN	9.5	88.5	175	✓
7.5	1200	254HP	230/460	RGZZVESD	1130	1025	1PC28412BC316TG3	2533	SA-7EN	9.8	88.5	295	
7.5	900	256HP	230/460	RGZZVESD	1260	1150	1PC28412BD416TG3	3233	SA-7EN	11.5	86.5	365	
10	3600	215HP	230/460	RGZZVESD	530	470	1PC28412AA416TG3	2165	SA-7EN	12	88.5	195	✓
10	1800	215HP	230/460	RGZZVESD	690	605	1PC28412AB416TG3	2165	SA-7EN	12.5	88.5	195	✓
10	1200	256HP	230/460	RGZZVESD	1140	1015	1PC28412BC416TG3	3172	SA-7EN	13	88.5	365	
10	900	284HP	230/460	RGZZVESD	1275	1140	1PC28412CD316TG3	3808	SA-7EN	15	89.5	410	
15	3600	254HP	230/460	RGZZVESD	760	670	1PC28412BA316TG3	2428	SA-7EN	17	88.5	295	✓
15	1800	254HP	230/460	RGZZVESD	980	870	1PC28412BB316TG3	2869	SA-7EN	18.7	90.2	295	✓
15	1200	284HP	230/460	RGZZVESD	1170	985	1PC28412CC316TG3	4022	SA-7EN	20	89.5	410	
15	900	286HP	230/460	RGZZVESD	1310	1100	1PC28412CD416TG3	4677	SA-7EN	23	89.5	460	
20	3600	256HP	230/460	RGZZVESD	765	665	1PC28412BA416TG3	2984	SA-7EN	23	88.5	365	✓
20	1800	256HP	230/460	RGZZVESD	995	855	1PC28412BB416TG3	3157	SA-7EN	26	90.2	365	✓
20	1200	286HP	230/460	RGZZVESD	1190	965	1PC28412CC416TG3	4613	SA-7EN	26	90.2	460	
20	900	324HP	230/460	RGZZVESD	1330	1080	1PC28413AD316TG3	5781	SA-7EN	31	89.5	589	
25	3600	284HP	460	RGZZVESD	785	645	1PC28412CA312TG3	3565	SA-7EN	29	90.2	410	✓
25	1800	284HP	460	RGZZVESD	1020	830	1PC28412CB312TG3	3884	SA-7EN	29	91.7	410	✓
25	1200	324HP	460	RGZZVESD	1795	1535	1PC28413AC312TG3	5641	SA-7EN	33	91	589	
25	900	326HP	460	RGZZVESD	2000	1720	1PC28413AD412TG3	6393	SA-7EN	38	88.5	738	
30	3600	286HP	460	RGZZVESD	795	635	1PC28412CA412TG3	3803	SA-7EN	34	90.2	460	✓
30	1800	286HP	460	RGZZVESD	1035	815	1PC28412CB412TG3	4211	SA-7EN	35	91.7	460	✓
30	1200	326HP	460	RGZZVESD	1820	1510	1PC28413AC412TG3	6194	SA-7EN	39	91	738	
30	900	364HP	460	RGZZVESD	2320	1860	1PC28413CD312TG3	7898	SA-7EN	46.8	89.5	865	

Introduction

HIGH EFFICIENT  
General Purpose

HIGH EFFICIENT  
Severe Duty

HIGH EFFICIENT  
Multi-Speed

HIGH EFFICIENT  
Hazardous Duty

HIGH EFFICIENT  
Definite Purpose

HIGH EFFICIENT  
P-Base Vertical

NEMA PREMIUM  
General Purpose

NEMA PREMIUM  
Severe Duty

# ANEXO J

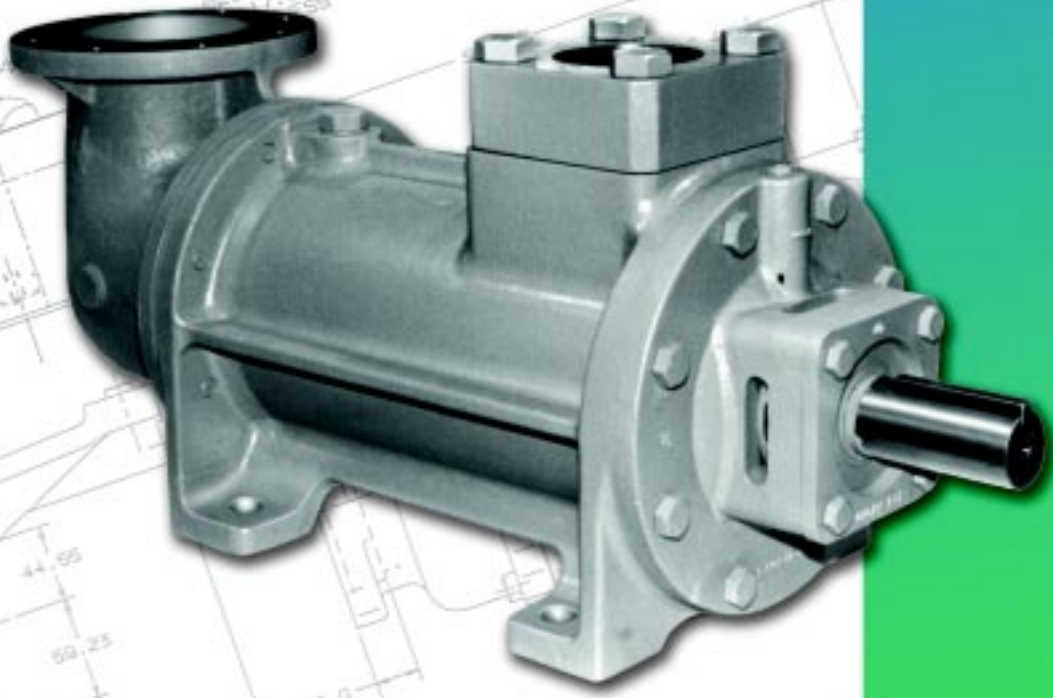
## Catálogo de Bombas de Baja Presión IMO





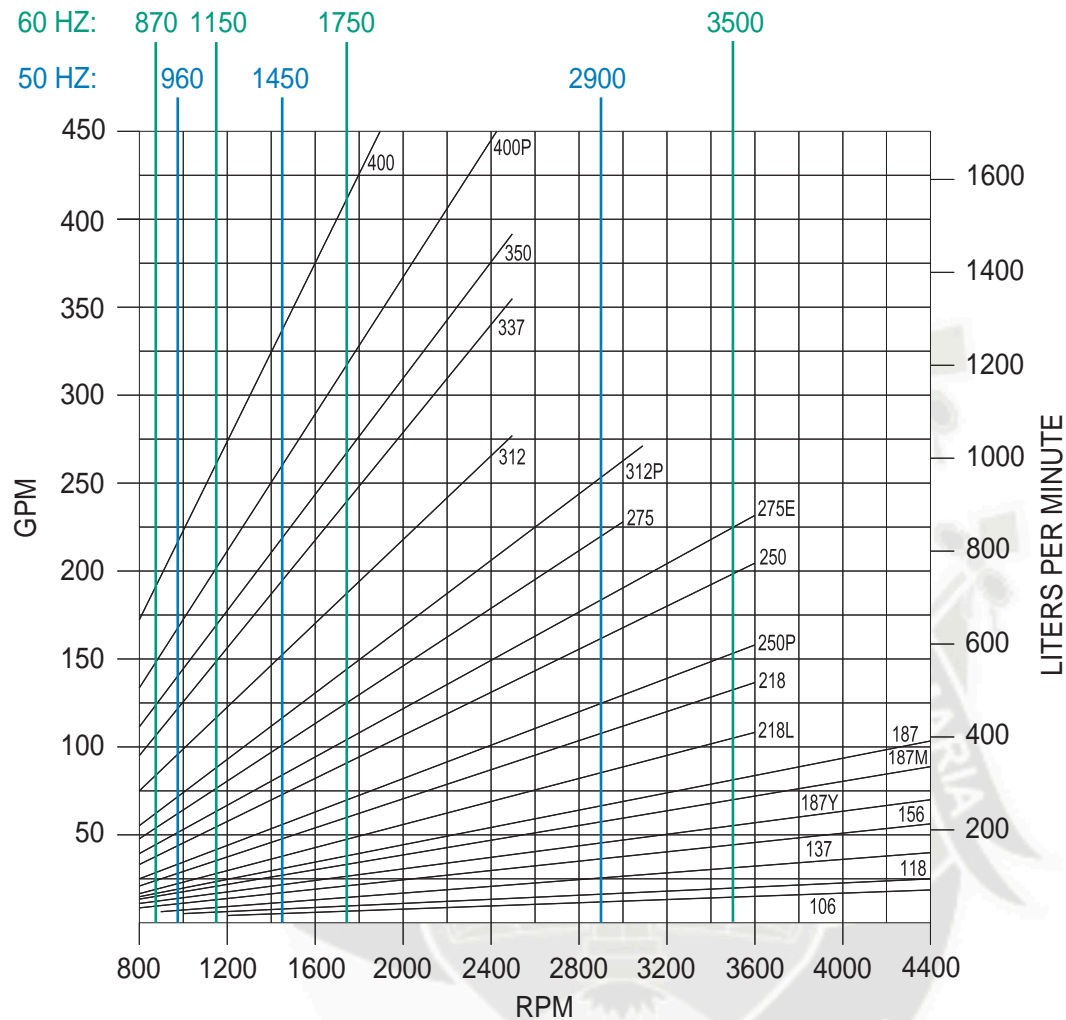


# 3D Series Three Screw Pumps



*The reliable pump people*

# Performance Shown at 250 PSID (17 BAR), 200 SSU (43 CST)



Vertical, magnetic drive 3D-250 pump on chemical service



Main and standby 3D-218 fuel pumps on common skid with inlet strainer, discharge relief valves and block valves.





# Specifications

## Casing

High tensile, close-grained cast iron. Cast steel available in sizes 156 and larger.

## Rotor Housings

Pearlitic gray iron.

## Power Rotor

Alloy steel, hardened and ground.

## Idler Rotors

Pearlitic gray iron, hardened and ground.

## Gaskets

Cellulose plant fiber.

## Shaft Seal & Bearing

Type B: Buna N bellows mechanical seal, Buna N o-rings and external, permanently grease-packed deep groove ball bearing, all sizes. Recommended for distillate, lube and hydraulic oils.

Type H: Positive drive mechanical seal, fluoroelastomer o-rings and external, permanently grease packed deep groove ball bearing, all sizes. Recommended for residual and crude oils and higher temperature liquids.

## Outlet Pressure

500 PSIG (34.5 BAR) maximum.

## Inlet Pressure

75 PSIG (5.2 BAR) maximum, sizes 106-187.

50 PSIG (3.4 BAR) maximum, sizes 218-up.

Designs available for inlet pressures to 300 psig with dimensions slightly different than standard. Consult your Imo Pump representative.

## Viscosity

Minimum 33 SSU (2.0 cSt).

Type B: 2500 SSU (540 cSt) maximum.

Type H: 15,000 SSU (3250 cSt) maximum.

## Temperature

Type B: 0 to 180°F (-18 to 82°C).

Type H: 0 to 250°F (-18 to 121°C) at 1800 RPM or less, 0 to 225°F (-18 to 107°C) above 1800 RPM.

**Contact your Imo Pump representative for guidance in applications which exceed the above limits, i.e. viscosities less than 2 cst, greater than 15,000 SSU (3250 cst), inlet pressures or temperatures greater than above, etc.**

## Speed

Maximum speeds shown by curve terminations on GPM-RPM graph. A maximum speed of 1800 RPM is recommended when pumping residual and crude oils due to the presence of abrasives and contaminants.

## Drive

Direct, belt, gear or chain. Also available in sealless magnetic drive configurations.

## Rotation

Clockwise facing pump shaft. Counterclockwise optional on sizes 156 thru 400 (except sizes 187Y, 187M & 218L pumps).

## Mounting

May be foot mounted in any attitude. Optional flange mounting available for horizontal or vertical applications.

## Accessories

Adapters for NEMA "C" face motors, steel baseplates and completely mounted pump/driver assemblies, ANSI RF flange spool pieces, etc.

## Filtration

Inlet strainers are required to keep contaminants and abrasives out of the pump. They must be selected in consultation with the strainer vendor to prevent pump starvation. Normally, 60 mesh (0.01 inch – 238 micron) for light and 1/8-3/16 inch (3 – 5mm) openings for heavy oils are recommended.

On the cover...3D sizes 218 and up have ANSI flanged inlets and 4-bolt, socket weld outlet connections.



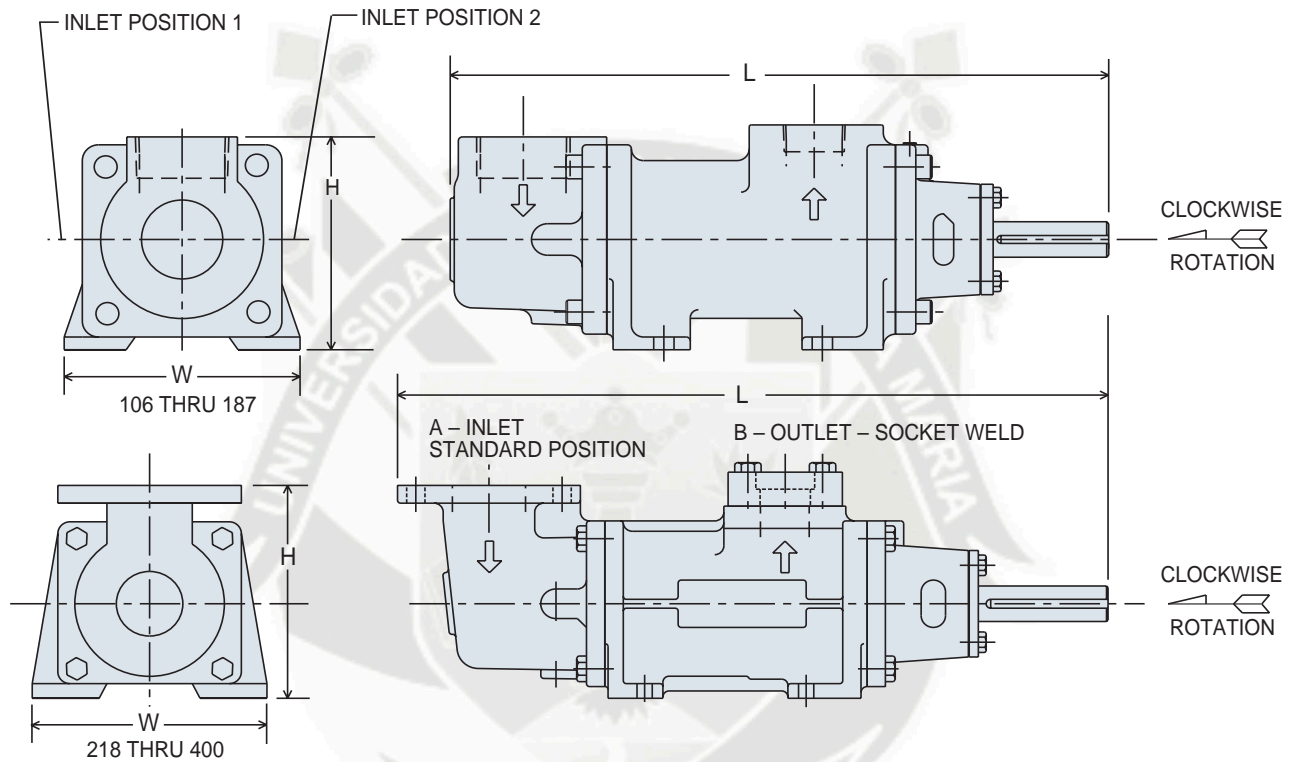
# 5-400 GPM (19-1500 L/M) Pressure to 500 PSIG (35 BAR)

Series 3D is a general purpose three screw pump available in 19 different displacements. These pumps incorporate full hydraulic balance which cancels axial and radial thrust loads due to discharge pressure.

Mechanical sealed pumps have a single external ball bearing that does not rely on the lubricating qualities of the pumped liquid. The pumps are equipped with replaceable housings (liners) and most sizes are

available with an optional steel case. Axial inlets also available in most sizes.

Series 3D pumps are applied for lubrication services, fuel oil transfer and burner applications, hydraulic elevator supply, coolants and many other industrial uses. Very low airborne noise levels are normal for 1mo three screw positive displacement pumps as are high operating efficiencies and non-pulsating delivery of flow.



Size	A		B		H		L		W		WEIGHT	
	INCH	MM	INCH	MM	INCH	MM	INCH	MM	INCH	MM	LBS	KG
106	1	25.4	1	25.4	5 5/8	143	14 7/16	367	6	153	41	18.6
118	1 1/2	38.1	1	25.4	5 7/8	150	15 1/4	388	6 1/4	159	44	20
137	1 1/2	38.1	1	25.4	6 1/8	156	16 11/16	424	6 1/2	166	50	22.7
156	2	50.8	1 1/2	38.1	6 1/2	166	18 5/8	474	7	178	66	30
187, Y, M	2 1/2	63.5	1 1/2	38.1	6 3/4	172	20 5/16	516	7 1/2	191	82	37.3
218,L	3	76.2	2	50.8	9	229	29 3/16	742	9	229	154	70
250,P	4	101.6	2 1/2	63.5	10 3/4	273	32 1/4	820	10	254	202	91.8
275,E	4	101.6	3	76.2	11 1/8	283	32 11/16	831	11	280	246	112
312,P	4	101.6	3	76.2	11 3/4	299	35 1/4	896	12	305	281	128
337,350	5	127	4	101.6	13 1/4	337	38 9/16	980	13	331	410	186
400,P	6	152.4	4	101.6	16	407	41 5/8	1058	14	356	601	273

Cast iron, sizes 106 thru 187 have NPT inlet and outlet ports.

Sizes 218 up, flanged inlets are 125# ANSI FF for iron cased pumps and 150# ANSI FF for cast steel.

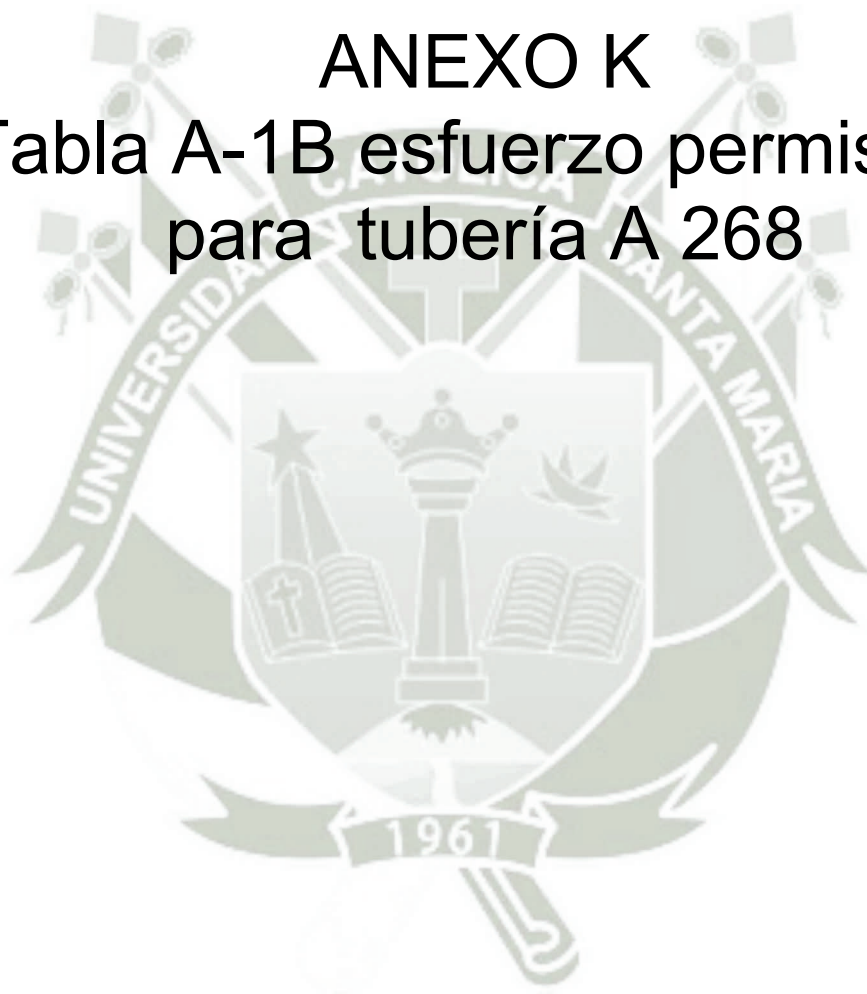
Cast steel size 156 has socket weld inlet and outlet ports.

Cast steel size 187 has socket weld outlet and 150# ANSI FF flange inlet.



# ANEXO K

## Tabla A-1B esfuerzo permisible para tubería A 268



**TABLE A-1B (CONT'D)**  
**BASIC QUALITY FACTORS FOR LONGITUDINAL WELD JOINTS IN PIPES, TUBES, AND FITTINGS  $E_j$**   
 These quality factors are determined in accordance with para. 302.3.4(a). See also para. 302.3.4(b) and Table 302.3.4 for increased quality factors applicable in special cases. Specifications, except API, are ASTM.

Spec. No.	Class (or Type)	Description	$E_j$ (2)	Appendix A Notes
<b>Low and Intermediate Alloy Steel (Cont'd)</b>				
A 334	...	Seamless tube	1.00	...
A 335	...	Seamless pipe	1.00	...
A 350	...	Forgings and fittings	1.00	...
A 369	...	Seamless pipe	1.00	...
A 420	...	Welded fittings, 100% radiographed	1.00	(16)
A 671	12, 22, 32, 42, 52	Electric fusion welded pipe, 100% radiographed	1.00	...
	13, 23, 33, 43, 53	Electric fusion welded pipe, double butt seam	0.85	...
A 672	12, 22, 32, 42, 52	Electric fusion welded pipe, 100% radiographed	1.00	...
	13, 23, 33, 43, 53	Electric fusion welded pipe, double butt seam	0.85	...
A 691	12, 22, 32, 42, 52	Electric fusion welded pipe, 100% radiographed	1.00	...
	13, 23, 33, 43, 53	Electric fusion welded pipe, double butt seam	0.85	...
<b>Stainless Steel</b>				
A 182	...	Forgings and fittings	1.00	...
A 268	...	Seamless tube	1.00	...
	...	Electric fusion welded tube, double butt seam	0.85	...
	...	Electric fusion welded tube, single butt seam	0.80	...
A 269	...	Seamless tube	1.00	...
	...	Electric fusion welded tube, double butt seam	0.85	...
	...	Electric fusion welded tube, single butt seam	0.80	...
A 312	...	Seamless tube	1.00	...
	...	Electric fusion welded tube, double butt seam	0.85	...
	...	Electric fusion welded tube, single butt seam	0.80	...
A 358	1, 3, 4	Electric fusion welded pipe, 100% radiographed	1.00	...
	5	Electric fusion welded pipe, spot radiographed	0.90	...
	2	Electric fusion welded pipe, double butt seam	0.85	...
A 376	...	Seamless pipe	1.00	...
A 403	...	Seamless fittings	1.00	...
	...	Welded fitting, 100% radiographed	1.00	(16)
	...	Welded fitting, double butt seam	0.85	...
	...	Welded fitting, single butt seam	0.80	...
A 409	...	Electric fusion welded pipe, double butt seam	0.85	...
	...	Electric fusion welded pipe, single butt seam	0.80	...
A 487	...	Steel castings	0.80	(9)(40)
A 789	...	Seamless tube	1.00	...
	...	Electric fusion welded, 100% radiographed	1.00	...
	...	Electric fusion welded, double butt	0.85	...
	...	Electric fusion welded, single butt	0.80	...
A 790	...	Seamless pipe	1.00	...
	...	Electric fusion welded, 100% radiographed	1.00	...
	...	Electric fusion welded, double butt	0.85	...
	...	Electric fusion welded, single butt	0.80	...

(continued)

# ANEXO L

## Tabla 03 Norma MSS-SP69





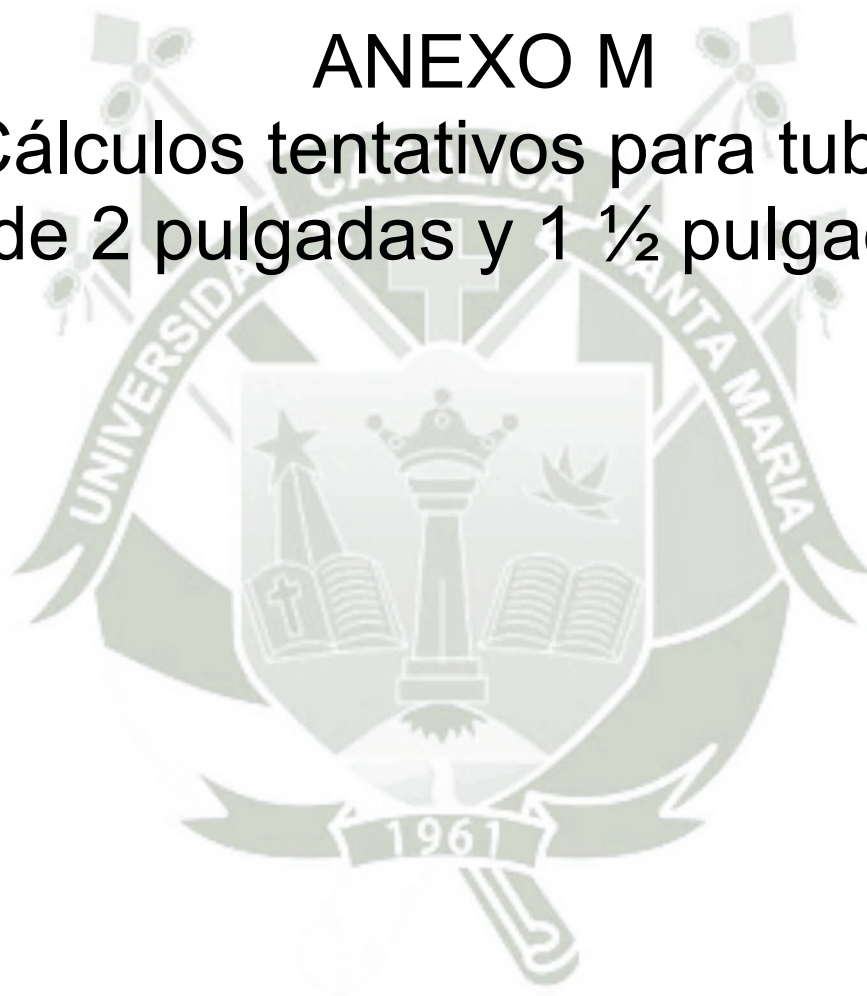
**TABLE 3. MAXIMUM HORIZONTAL PIPE HANGER AND SUPPORT SPACING**

NOMINAL PIPE OR TUBE SIZE	1		2		3		4		5	6	7	8	9	10
	STD WT STEEL PIPE		COPPER TUBE		WATER SERVICE	VAPOR SERVICE	WATER SERVICE	VAPOR SERVICE						
	ft	m	ft	m										
1/4	7	2.1	8	2.4	5	1.5	5	1.5						
3/8	7	2.1	8	2.4	5	1.5	6	1.8						
1/2	7	2.1	8	2.4	5	1.5	6	1.8						
3/4	7	2.1	9	2.7	5	1.5	7	2.1						
1	7	2.1	9	2.7	6	1.8	8	2.4						
1 1/4	7	2.1	9	2.7	7	2.1	9	2.7						
1 1/2	9	2.7	12	3.7	8	2.4	10	3.0						
2	10	3.0	13	4.0	8	2.4	11	3.4						
2 1/2	11	3.4	14	4.3	9	2.7	13	4.0						
3	12	3.7	15	4.6	10	3.0	14	4.3						
3 1/2	13	4.0	16	4.9	11	3.4	15	4.6						
4	14	4.3	17	5.2	12	3.7	16	4.9						
5	16	4.9	19	5.8	13	4.0	18	5.5						
6	17	5.2	21	6.4	14	4.3	20	6.1						
8	19	5.8	24	7.3	16	4.9	23	7.0						
10	22	6.1	26	7.9	18	5.5	25	7.6						
12	23	7.0	30	9.1	19	5.8	28	8.5						
14	25	7.6	32	9.8										
16	27	8.2	35	10.7										
18	28	8.5	37	11.3										
20	30	9.1	39	11.9										
24	32	9.8	42	12.8										
30	33	10.1	44	13.4										

NOTE: (1) FOR SPACING SUPPORTS INCORPORATING TYPE 40 SHIELDS, SEE TABLE 5.  
 (2) DOES NOT APPLY WHERE SPAN CALCULATIONS ARE MADE OR WHERE THERE ARE CONCENTRATED LOADS BETWEEN SUPPORTS SUCH AS FLANGES, VALVES, SPECIALTIES, ETC., OR CHANGES IN DIRECTION REQUIRING ADDITIONAL SUPPORTS.  
 (3) UNBALANCED FORCES OF HYDROSTATIC OR HYDRODYNAMIC ORIGIN (THRUST FORCES) UNLESS RESTRAINED EXTERNALLY CAN RESULT IN PIPE MOVEMENT AND SEPARATION OF JOINTS IF THE JOINTS OF THE SYSTEM ARE NOT OF A RESTRAINED JOINT DESIGN. SEE SECTION 13.3.

# ANEXO M

## Cálculos tentativos para tubería de 2 pulgadas y 1 ½ pulgadas



### Cálculo de Tubería de 2"

TUBERÍA DEL SISTEMA DE ALTA	CLASE III
<b>Objetivo: Determinar diámetro mínimo.</b>	<b>Método III A: Usamos ecuación 11-8 del libro Mott para calcular</b> dada una determinada longitud y un determinado flujo de fluido con una pérdida de presión (sin gastos menores)
<b>Datos del sistema</b>	<b>Propiedades de Fluido:</b>
Presión en punto 1 = 1500 psig	Peso específico = 53.688 lb/pies <sup>3</sup>
Presión en punto 2 = 1300 psig	Viscosidad cinemática = 2.26E-04 pies <sup>2</sup> /s
Elevación en punto 1 = 0 pies	<b>Resultado intermedio de Eq. 11-8:</b> L/gh <sub>L</sub> = 0.001823269
Elevación en punto 2 = 25.44 pies	
Pérdidas h <sub>L</sub> : 510.99 pies	Argumentos en corchetes: 5.06E-26
Flujo: Q = 0.15107 pies <sup>3</sup> /s	<b>Diámetro mínimo Final:</b>
Longitud de tubería L 2" = 30 pies	Diámetro Mínimo: D = 0.0642 pies
Rugosidad de pared: ε = 1.50E-04 pies	D = 0.7707 pulgadas

CLASE III	Diámetro Específico Descarga: D = 0.1405 pies (2 ") SCH 160
	Diámetro Específico Succión D = 0.177 pies (2.5 ") SCH 160
	<b>Velocidad en Tubería</b>
	Velocidad en punto 1 = 9.74 pies/s
	Velocidad en punto 2 = 9.74 pies/s
	Pérdida de vel. en punto 1 = 1.474 pies
	Pérdida de vel. en punto 2 = 1.474 pies
	<b>Resultados:</b>
	Presión en punto 1 = 1500 psig
	Presión deseada en punto 2 = 1300 psig
	Caída de presión en filtro = 17.69 psig
	Presión actual en punto 2 = 1481.81 psig
	<b>Presión final en punto 2 = 1464.12 psig</b>
<b>Datos adicionales de Tubería:</b>	
Área de Flujo: (2") = 0.01550 pies <sup>2</sup>	
Rugosidad Relativa: D/ε = 936.667	
L/D = 214	
Velocidad de flujo (2") = 9.74 pies/s	
Pérdida de velocidad = 1.474 pies	
Reynolds No. = 6056.52	
Factor de fricción: f 2" = 0.0390	
Factor de fricción accesorios de 2" = 0.019	
<b>Tubería en la entrada:</b>	
Área de Flujo: (2.5") = 0.0246 pies <sup>2</sup>	
Velocidad de flujo (2.5") = 6.1396 pies/s	
Rugosidad Relativa: D/ε = 1180 na	
Reynolds No. = 4807.57	
Pérdida de velocidad = 0.585 pies	
Factor de fricción: f 2.5" = 0.037	
Factor de fricción accesorios de 2.5" = 0.0180	

Pérdidas en tubería:	K	Cant.	2" TUBERÍA			
Fricción en tubería K <sub>f</sub> = f(L/D) 2"	8.33	1	Pérdida de energía h <sub>L1</sub> =	12.28	pies	L/D
Válvula de Bola 2"	0.11	2	Pérdida de energía h <sub>L2</sub> =	0.17	pies	3
Válvula de Bola 2" con switch	0.06	1	Pérdida de energía h <sub>L3</sub> =	0.08	pies	3
Válvula de control de flujo 2"	0.15	1	Pérdida de energía h <sub>L4</sub> =	0.22	pies	8
Válvula check 2"	1.90	1	Pérdida de energía h <sub>L5</sub> =	2.80	pies	100
Codo 90 de 2"	3.42	6	Pérdida de energía h <sub>L6</sub> =	5.04	pies	30
Te de 2"	0.76	2	Pérdida de energía h <sub>L7</sub> =	1.12	pies	20
Pérdida en la entrada achaflanada de tubería de 2.5"	0.25	1	Pérdida de energía h <sub>L8</sub> =	0.15	pies	
Pérdida en la descarga de tubería de 2"	1	1	Pérdida de energía h <sub>L9</sub> =	1.47	pies	
			Energía total pérdida h <sub>L101</sub> =	23.34	pies	

**Conclusión:**

Presión en punto 2 : 1464.12 psig > 1300 psig

Pérdidas totales de 23.34 pies

Se selecciona una tubería de 2" Sch 160

### Cálculo de Tubería de 1.5"

TUBERÍA DEL SISTEMA DE ALTA			CLASE III		
<b>Objetivo: Determinar diámetro mínimo.</b>			<b>Método III A: Usamos ecuación 11-8 del libro Mott para calcular</b>		
			dada una determinada longitud que circulara un determinado flujo de fluido con una pérdida de presión (sin gastos menores)		
Datos del sistema			Propiedades de Fluido:		
Presión en punto 1 =	1500	psig	Peso específico =	53.688	lb/pies <sup>3</sup>
Presión en punto 2 =	1300	psig	Viscosidad Cinemática =	2.26E-04	pies <sup>2</sup> /s
Elevación en punto 1 =	0	Pies	<b>Resultado intermedio de Eq. 11-8:</b>		
Elevación en punto 2 =	25.44	Pies	L/gh <sub>L</sub> = 0.001823269		
Pérdidas h <sub>L</sub> :	510.99	Pies	Argumentos en corchetes: 5.06E-26		
Flujo: Q =	0.15107	pies <sup>3</sup> /s	<b>Diámetro mínimo Final:</b>		
Longitud de tubería L 2" =	30	pies	Diámetro Mínimo: D = 0.0642 pies		
Rugosidad de pared: ε =	1.50E-04	pies	Diámetro Mínimo: D = 0.7707 pulgadas		

CLASE III			Diámetro Especifico : D = 0.1115 pies(1.5 ")		
			Velocidad en Tubería		
			Velocidad en punto1 =	3.72	pies/s
			Velocidad en punto 2 =	3.72	pies/s
<b>Datos adicionales de Tubería:</b>			Pérdida de vel. en punto1 =	0.215	pies
			Pérdida de vel. en punto 2 =	0.215	pies
Área de Flujo (1.5")=	0.00976	pies <sup>2</sup>	Resultados:		
Rugosidad Relativa: D/ε =	743		Presión en punto 1 =	1500	psig
L/D =	269		Presión deseada en punto 2 =	1300	psig
Velocidad de Flujo (1.5") =	15.472	pies/s	Presión actual en punto 2 =	1465.96	psig
Pérdida de Velocidad =	3.717	pies	Caída de presión filtros =	17.69	psig
Reynolds No. =	7631.75		<b>Presión final en punto 2 =</b>	<b>1448.27</b>	<b>psig</b>
Factor de fricción: f 1.5" =	0.0377				
Factor de fricción accesorios de 1.5" =	0.0210				

Pérdida de energía en tubería:		K	Cant.	1.5 " TUBERIA			L/D
Fricción en tubería: K <sub>f</sub> = f(L/D) 1.5"		10.14	1	Pérdida de energía h <sub>L1</sub> =	37.70	pies	
Válvula de Bola 1.5"		0.13	2	Pérdida de energía h <sub>L2</sub> =	0.47	pies	3.00
Válvula de Bola 1.5" con switch		0.06	1	Pérdida de energía h <sub>L3</sub> =	0.23	pies	3.00
Válvula de control de flujo 1.5"		0.17	1	Pérdida de energía h <sub>L4</sub> =	0.62	pies	8.00
Válvula check 1.5"		2.10	1	Pérdida de energía h <sub>L5</sub> =	7.81	pies	100.00
Codo 90 de 1.5"		3.78	6	Pérdida de energía h <sub>L6</sub> =	14.05	pies	30.00
Te de 1.5"		0.84	2	Pérdida de energía h <sub>L7</sub> =	3.12	pies	20.00
Pérdida en la entrada tubería 2"		0.5		Pérdida de energía h <sub>L8</sub> =	1.86	pies	
				Energía total pérdida h <sub>Ltot</sub> =	65.87	pies	

**Conclusión:**

Presión en punto 2 : 1448.27 psig > 1300 psig

Pérdidas totales de 65.87 pies

Se selecciona una tubería de mayor diámetro para disminuir las pérdidas.

## Cálculo para tubería de 1"

TUBERÍA DEL SISTEMA DE ALTA			CLASE III	
<b>Objetivo: Determinar diámetro mínimo.</b>			<b>Método III A: Usamos ecuación 11-8 del libro Mott para calcular</b>	
			dada una determinada longitud y un determinado flujo de fluido con una pérdida de presión (sin gastos menores)	
<b>Datos de Sistema:</b>				
Presión en punto 1 =	1500	psig	<b>Propiedades de Fluido:</b>	
Presión en punto 2 =	1300	psig	Peso específico =	53.688 lb/pies <sup>3</sup>
Elevación en punto 1 =	0	pies	Viscosidad Cinemática =	2.26E-04 pies <sup>2</sup> /s
Elevación en punto 2 =	25.44	pies	<b>Resultado intermedio de Eq. 11-8:</b>	
Pérdidas $h_L$ =	510.99	pies	$L/gh_L$ =	0.001823269
Flujo: Q =	0.15107	pies <sup>3</sup> /s	Argumentos en corchetes:	5.06E-26
Longitud de tubería L 2" =	30	pies	<b>Diámetro mínimo Final:</b>	
Rugosidad de pared: $\epsilon$ =	1.50E-04	pies	Diámetro Mínimo: D =	0.0642 pies
			Diámetro Mínimo: D =	0.7707 pulgadas

CLASE III			Diámetro Especifico : D = 0.0689 pies(1 ")	
			<b>Velocidad en Tubería</b>	
			Velocidad en punto 1 =	40.52 pies/s
			Velocidad en punto 2 =	40.52 pies/s
<b>Datos adicionales de Tubería:</b>			Pérdida de vel. en punto 1 =	25.493 pies
Área de Flujo: A (1") =	0.00373	pies <sup>2</sup>	Pérdida de vel. en punto 2 =	25.493 pies
Rugosidad Relativa: D/ $\epsilon$ =	459		<b>Resultados:</b>	
L/D =	435		Presión en punto 1 =	1500 psig
Velocidad de Flujo (1") =	40.52	pies/s	Presión deseada en punto 2 =	1300 psig
Pérdida de Velocidad =	25.493	pies	Presión actual en punto 2 =	1284.14 psig
Reynolds No. =	12350.37		Caida de presión en filtros =	17.69 psig
Factor de fricción: 1" =	0.0320		<b>Presión final en punto 2 =</b>	<b>1266.45 psig</b>
Factor de fricción accesorios de 1" =	0.023			

Pérdida de energía en tubería:	K	Cant.	1" TUBERIA			
Fricción en tubería: $K_f = f(L/D)$ 1"	13.93	1.00	Pérdida de energía $h_{L1}$ =	355.19	pies	L/D
Válvula de Bola 1"	0.14	2.00	Pérdida de energía $h_{L2}$ =	3.52	pies	3
Válvula de Bola 1" con switch	0.07	1.00	Pérdida de energía $h_{L3}$ =	1.76	pies	3
Válvula de control de flujo 1"	0.18	1.00	Pérdida de energía $h_{L4}$ =	4.69	pies	8
Válvula check 1"	2.30	1.00	Pérdida de energía $h_{L5}$ =	58.63	pies	100
Codo 90 de 1"	4.14	6.00	Pérdida de energía $h_{L6}$ =	105.54	pies	30
Te de 1"	0.92	2.00	Pérdida de energía $h_{L7}$ =	23.45	pies	20
Pérdida en la entrada tubería de 2"	0.5		Pérdida de energía $h_{L8}$ =	0.74	pies	
			Energía total pérdida $h_{Ltot}$ =	553.52	pies	

**Conclusión:**

Presión en punto 2 : 1266.45 psig < 1300 psig

Se selecciona una tubería de mayor diámetro para obtener la presión deseada en el punto 2.

### Cálculo de tubería de 1 1/2" SCH 120

TUBERÍA DE ALTA	CLASE III
<b>Objetivo: Diámetro mínimo</b>	<b>Método III A: Usamos ecuación 11-8 del libro Mott para calcular</b> dada una determinada longitud y un determinado flujo de fluido con una pérdida de presión (sin gastos menores)
<b>Datos de Sistema:</b>	<b>Propiedades de Fluido:</b>
Presión en punto 1 = 1300 psig	Peso específico = 53.688 lb/pies <sup>3</sup>
Presión en punto 2 = 950 psig	Viscosidad Cinemática = 2.26E-04 pies <sup>2</sup> /s
Elevación en punto 1 = 0 pies	<b>Resultado intermedio de Eq. 11-8:</b>
Elevación en punto 2 = 5.5 pies	L/gh <sub>L</sub> = 0.00665538
Pérdidas h <sub>L</sub> = 933.26 pies	Argumentos en corchetes: 6.97E-34
Flujo Q = 0.03776 pies <sup>3</sup> /s	<b>Diámetro mínimo Final:</b>
Longitud de tubería L 1 1/2" = 20 pies	Diámetro Mínimo: D = 0.0311 pies
Rugosidad de pared: ε = 1.50E-04 pies	Diámetro Mínimo: D = 0.3736 pulgadas

CLASS III	Diámetro Específico : D = 0.121 pies (1 1/2" Sch120)
	<b>Velocidad en tubería</b>
	Velocidad en el punto 1 = 3.29 pies/s
	Velocidad en el punto 2 = 3.29 pies/s
<b>Datos adicionales de operación:</b>	Pérdida de vel. en punto 1 = 0.169 pies
Área de Flujo: A (1 1/2") = 0.01146 pies <sup>2</sup>	Pérdida de vel. en punto 2 = 0.169 pies
Rugosidad Relativa: D/ε = 805	<b>Resultados:</b>
L/D = 166	Presión en punto 1 = 1300 psig
Velocidad de flujo (1 1/2") = 3.29 pies/s	Presión deseada en punto 2 = 950 psig
Pérdida de Velocidad = 0.169 pies	<b>Presión final en punto 2 = 1296.21 psig</b>
Reynolds No. = 1760.703	
Factor de fricción: f 1 1/2" = 0.0363	
Factor de fricción accesorios de 1 1/2" = 0.0210	
<b>Pérdida de energía en tubería:</b>	<b>1.5" TUBERÍA</b>
Fricción de tubería: K <sub>f</sub> = f(L/D) 1 1/2" = 6.02	Pérdida de energía h <sub>L1</sub> = 1.01 pies
Divisor de Flujo = 10	Pérdida de energía h <sub>L2</sub> = 1.69 pies
Válvula de compuerta = 0.672	Pérdida de energía h <sub>L3</sub> = 0.11 pies
Codo 90 de 1 1/2" = 3.78	Pérdida de energía h <sub>L4</sub> = 0.64 pies
Codo 45 de 1 1/2" = 1.344	Pérdida de energía h <sub>L5</sub> = 0.23 pies
T de 1 1/2" = 1.68	Pérdida de energía h <sub>L6</sub> = 0.28 pies
Válvula check de 1 1/2" = 4.2	Pérdida de energía h <sub>L7</sub> = 0.71 pies
	Pérdida total h <sub>Ltot</sub> = 4.667855 pies

**Conclusión:**

Presión en punto 2. 1296.21 > 950 psig  
 Las pérdidas son bastante pequeñas llegando a 4.66 pies.  
 Por tal motivo se selecciona una tubería de 1 1/2" Sch 120

### Cálculo de tubería de 1 1/4" SCH 120

TUBERIA DE ALTA			CLASE III		
<b>Objetivo: Diámetro mínimo</b>			<b>Método III A: Usamos ecuación 11-8 del libro Mott para calcular</b>		
			dada una determinada longitud y un determinado flujo de fluido con una pérdida de presión (sin gastos menores)		
<b>Datos de Sistema:</b>			<b>Propiedades de Fluido:</b>		
Presión en punto 1 =	1300	psig	Peso específico =	53.688	lb/pies <sup>3</sup>
Presión en punto 2 =	950	psig	Viscosidad Cinemática =	2.26E-04	pies <sup>2</sup> /s
Elevación en punto 1 =	0	pies	<b>Resultado intermedio de Eq. 11-8:</b>		
Elevación en punto 2 =	5.5	pies	L/gh <sub>L</sub> =	0.000665538	
Pérdidas h <sub>L</sub> =	933.26	pies	Argumentos en corchetes:	6.97E-34	
Flujo Q =	0.03776	pies <sup>3</sup> /s	<b>Diámetro mínimo Final:</b>		
Longitud de tubería L =	20	pies	Diámetro Mínimo: D =	0.0311	pies
Rugosidad de pared: ε =	1.50E-04	pies	D =	0.3736	pulgadas

CLASS III			Diámetro Especifico : D = 0.1025 pies (1 1/4 SCH 120 ")		
			<b>Velocidad en tubería</b>		
			Velocidad en el punto 1 =	4.58	pies/s
<b>Datos adicionales de operación:</b>			Velocidad en el punto 2 =	4.58	pies/s
Área de Flujo: A ( 1 1/4")=	0.00825	pies <sup>2</sup>	Pérdida de vel. en punto 1 =	0.325	pies
Rugosidad Relativa: D/ε =	683		Pérdida de vel. en punto 2 =	0.325	pies
L/D =	195		<b>Resultados:</b>		
Velocidad de flujo 1 1/4" =	4.58	pies/s	Presión en punto 1 =	1300	psig
Perdida de Velocidad =	0.325	pies	Presión deseada en punto 2 =	950	psig
Reynolds No. =	2075.05		<b>Presión final en punto 2 =</b>	<b>1293.55</b>	<b>psig</b>
Factor de fricción: 1 1/4" =	0.0350				
<b>Pérdida de energía en tubería:</b>			1 1/4" TUBERIA		
Fricción de tubería: K <sub>1</sub> = f(L/D) 1 1/4"	6.83	1	Pérdida de energía h <sub>L1</sub> =	2.22	pies
Divisor de Flujo	10	1	Pérdida de energía h <sub>L2</sub> =	3.25	pies
Válvula de compuerta	1.12	4	Pérdida de energía h <sub>L3</sub> =	0.36	pies
Codo 90 de 1 1/4"	6.3	6	Pérdida de energía h <sub>L4</sub> =	2.05	pies
Codo 45 de 1 1/4"	2.24	4	Pérdida de energía h <sub>L5</sub> =	0.73	pies
T de 1 1/4"	2.8	4	Pérdida de energía h <sub>L6</sub> =	0.91	pies
Válvula check de 1 1/4"	7	4	Pérdida de energía h <sub>L7</sub> =	2.28	pies
			Pérdida total h <sub>Ltot</sub> =	11.799975	pies

**Conclusión:**

Presión en punto 2. 1286.03 > 950 psig

Se selecciona un diámetro mayor para disminuir las pérdidas.





## Cálculo de tubería de 3/4" SCH 120

TUBERÍA DE ALTA			CLASE III		
<b>Objetivo: Diámetro mínimo</b>			<b>Método III A: Usamos ecuación 11-8 del libro Mott para calcular</b> dada una determinada longitud y un determinado flujo de fluido con una pérdida de presión (sin gastos menores)		
<b>Datos de Sistema:</b>			<b>Propiedades de Fluido:</b>		
Presión en punto 1 =	1300	psig	Peso específico =	53.688	lb/pies <sup>3</sup>
Presión en punto 2 =	950	psig	Viscosidad Cinemática =	2.26E-04	pies <sup>2</sup> /s
Elevación en punto 1 =	0	pies	<b>Resultado intermedio de Eq. 11-8:</b>		
Elevación en punto 2 =	5.5	pies	L/gh <sub>L</sub> =	0.000665538	
Pérdidas h <sub>L</sub> =	933.26	pies	Argumentos en corchetes:	6.53E-34	
Flujo Q =	0.0375	pies <sup>3</sup> /s	<b>Diámetro mínimo Final:</b>		
Longitud de tubería L 3/4" =	20	pies	Diámetro Mínimo: D =	0.0311	pies
Rugosidad de pared: ε =	1.50E-04	pies	Diámetro Mínimo: D =	0.3727	pulgadas

CLASE III			Diámetro Específico : D = 0.059 pies (3/4" SCH 120 ")		
			<b>Velocidad en tubería</b>		
			Velocidad en el punto 1 =	13.72	pies/s
<b>Datos adicionales de Tubería:</b>			Velocidad en el punto 2 =	13.72	pies/s
Área de Flujo: A (3/4") =	0.00273	pies <sup>2</sup>	Pérdida de vel. en punto 1 =	2.921	pies
Rugosidad Relativa: D <sub>k</sub> =	393		Pérdida de vel. en punto 2 =	2.921	pies
L/D =	339		<b>Resultados:</b>		
Velocidad de flujo (3/4") =	13.72	pies/s	Presión en punto 1 =	1300	psig
Perdida de Velocidad =	2.921	pies	Presión deseada en punto 2 =	950	psig
Reynolds No. =	3580.14		<b>Presión final en punto 2 =</b>	<b>NA</b>	<b>psig</b>
Factor de fricción: f 3/4" =	---				
<b>Pérdida de energía en tubería:</b>			3/4 " TUBERÍA		
Fricción de tubería: K <sub>1</sub> = f(L/D) 3/4" =	NA	1	Pérdida de energía h <sub>L1</sub> =	NA	pies
Válvulas de compuerta	NA	4	Pérdida de energía h <sub>L2</sub> =	NA	pies
Codo 90 de 3/4"	NA	6	Pérdida de energía h <sub>L3</sub> =	NA	pies
Codo 45 de 3/4"	NA	4	Pérdida de energía h <sub>L4</sub> =	NA	pies
T de 3/4"	NA	4	Pérdida de energía h <sub>L5</sub> =	NA	pies
Divisor de Flujo	NA	1	Pérdida de energía h <sub>L6</sub> =	NA	pies
Válvula check	NA	4	Pérdida de energía h <sub>L7</sub> =	NA	pies
			Pérdida total h <sub>tot</sub> =	NA	pies

**Conclusión:**

Número de Reynolds es de 3580.14 no es ni laminar ni turbulento.  
Se selecciona un diámetro mayor para definir estado del fluido.

## Cálculo de tubería de 1/2" SCH 120

TUBERIA DE ALTA			CLASE III		
<b>Objetivo: Diámetro mínimo</b>			<b>Método III A: Usamos ecuación 11-8 del libro Mott para calcular</b>		
			dada una determinada longitud y un determinado flujo de fluido con una pérdida de presión (sin gastos menores)		
<b>Datos de Sistema:</b>			<b>Propiedades de Fluido:</b>		
Presión en punto 1 =	1300	psig	Peso específico =	53.688	lb/pies <sup>3</sup>
Presión en punto 2 =	950	psig	Viscosidad Cinemática =	2.26E-04	pies <sup>2</sup> /s
Elevación en punto 1 =	0	pies	<b>Resultado intermedio de Eq. 11-8:</b>		
Elevación en punto 2 =	5.5	pies	L/gh <sub>L</sub> =	0.000665538	
Pérdidas h <sub>L</sub> =	933.26	pies	Argumentos en corchetes:	6.53E-34	
Flujo Q =	0.0375	pies <sup>3</sup> /s	<b>Diámetro mínimo Final:</b>		
Longitud de tubería L 1/2" =	20	pies	Diámetro Mínimo: D =	0.0311	pies
Rugosidad de pared: ε =	1.50E-04	pies	Diámetro Mínimo: D =	0.3727	pulgadas

CLASS III			Diámetro Especifico : D = 0.04166 pies (1/2" SCH 120 ")		
			<b>Velocidad en tubería</b>		
			Velocidad en el punto 1 =	27.51	pies/s
<b>Datos adicionales de operación:</b>			Velocidad en el punto 2 =	27.51	pies/s
Área de Flujo: A (1/2") =	0.00136	pies <sup>2</sup>	Pérdida de vel. en punto 1 =	11.752	pies
Rugosidad Relativa: D/ε =	278		Pérdida de vel. en punto 2 =	11.752	pies
L/D =	480		<b>Resultados:</b>		
Velocidad de flujo (1/2") =	27.51	pies/s	Presión en punto 1 =	1300	psig
Perdida de Velocidad =	11.752	pies	Presión deseada en punto 2 =	950	psig
Reynolds No. =	5070.29		<b>Presión final en punto 2 =</b>	<b>1085.49</b>	<b>psig</b>
Factor de fricción: f 1/2" =	0.0489				
Factor de fricción accesorios de 1/2" =	0.027				
<b>Pérdida de energía en tubería:</b>	K	Cant.	1/2" TUBERÍA		
Fricción de tubería: K <sub>1</sub> = f(L/D) 1/2" =	23.48	1	Pérdida de energía h <sub>L1</sub> =	275.89	pies
Divisor de Flujo	10	1	Pérdida de energía h <sub>L2</sub> =	117.52	pies
Válvula de compuerta 1/2"	0.864	4	Pérdida de energía h <sub>L3</sub> =	10.15	pies
Codo 90 de 1/2"	4.86	6	Pérdida de energía h <sub>L4</sub> =	57.12	pies
Codo 45 de 1/2"	1.728	4	Pérdida de energía h <sub>L5</sub> =	20.31	pies
T 1/2"	2.16	4	Pérdida de energía h <sub>L6</sub> =	25.38	pies
Válvula check 1/2"	5.4	4	Pérdida de energía h <sub>L7</sub> =	63.46	pies
			Pérdida total h <sub>Ltot</sub> =	569.838686	pies

**Conclusión:**

Presión en punto 2 : 1085.49 psig > 950 psig

La presión en el punto 2 es mayor a la deseada pero las pérdidas son muy elveadas 569 pies.

Se selecciona un diámetro mayor para disminuir las pérdidas

# ANEXO N

## Tabla 01 API 526.6



- b) specifying materials that will satisfactorily resist corrosion from the process fluid and environmental conditions;
- c) selecting the minimum required orifice area based upon relieving conditions derived from full knowledge of the pressure-relieving system and the requirements of the applicable codes and regulations;
- d) providing data for sizing and selection.

4.2 The manufacturer is primarily responsible for the following:

- a) designing and manufacturing pressure-relief valves to satisfy the requirements of this standard and the purchaser's specification;
- b) publishing relieving capacities based upon certified test data;
- c) advising the purchaser of any nonconformance to the purchaser's specification;
- d) final sizing verification using the manufacturer's actual orifice area and certified coefficient of discharge.

## 5 Conflicting Requirements

Whenever the information included on the purchaser's specification sheet or purchase order conflicts with the provisions of this standard, the purchaser's specification sheet or purchase order shall govern. Where conflicting requirements exist, the manufacturer shall call them to the attention of the purchaser.

## 6 Orifice Areas and Designations

The standard effective orifice areas and the corresponding letter designations are listed in Table 1. These effective areas are valid only when used with the sizing equations contained in API 520, Part I.

Table 1—Standard Effective Orifice Areas and Letter Designations

Designation	Effective Orifice Area (in. <sup>2</sup> )
D	0.110
E	0.196
F	0.307
G	0.503
H	0.785
J	1.287
K	1.838
L	2.853
M	3.60
N	4.34
P	6.38
Q	11.05
R	16.00
T	26.00

# ANEXO O

## Figura 37 API 520



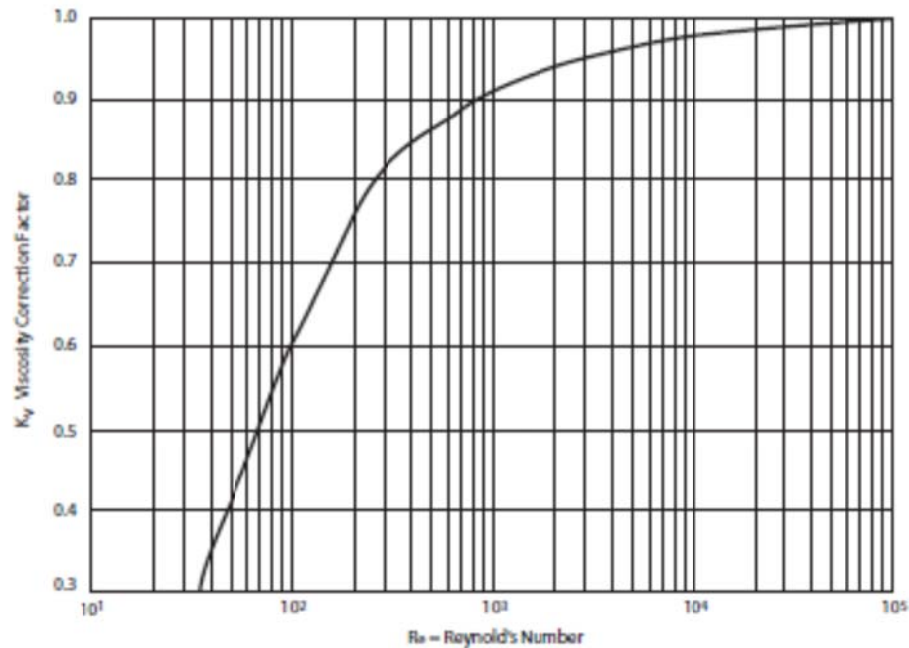


Figure 37—Capacity Correction Factor,  $K_v$ , Due to Viscosity

5.8.1.4 When a PRV is sized for viscous liquid service, it should first be sized as if it were for a non-viscous type application (i.e.  $K_v = 1.0$ ) so that a preliminary required discharge area,  $A$ , can be obtained from Equation (28) or Equation (29). From API 526 standard orifice sizes, the next orifice size larger than  $A$  should be used in determining the Reynolds Number,  $Re$ , from either of the following relationships.

In USC units:

$$Re = \frac{Q(2800 \times G_v)}{\mu \sqrt{A}} \quad (31)$$

or

$$Re = \frac{12,700 \times Q}{U \sqrt{A}} \quad (32)$$

In SI units:

$$Re = \frac{Q(18,800 \times G_v)}{\mu \sqrt{A}} \quad (33)$$

or

$$Re = \frac{85,220 \times Q}{U \sqrt{A}} \quad (34)$$

# ANEXO P

## Cálculos tentativos para tubería de 3 pulgadas



### Cálculo de tubería de 3" SCH 40

TUBERÍA DEL SISTEMA DE BAJA PRESIÓN			CLASE III		
<b>Objetivo: Determinar diámetro mínimo</b>			<b>Método III A: Usamos ecuación 11-8 del libro Mott para calcular dada una determinada longitud y un determinado flujo de fluido con una pérdida de presión (sin gastos menores)</b>		
<b>Datos del Sistema</b>			<b>Propiedades de Fluido:</b>		
Presión en punto 1 =	70	psig	Peso específico =	53.688	lb/pies <sup>3</sup>
Presión en punto 2 =	0	psig	Viscosidad Cinemática =	0.000226042	pies <sup>2</sup> /s
Elevación en punto 1 =	0	pies	<b>Resultado intermedio de Eq. 11-8:</b>		
Elevación en punto 2 =	0	pies	L/gh <sub>t</sub> =	0.004300651	
Pérdidas h <sub>L</sub> =	187.75	pies	<b>Argumentos en corchetes:</b> 2.46E-19		
Flujo: Q =	0.49	pies <sup>3</sup> /s	<b>Diámetro mínimo Final:</b>		
Longitud de tubería L 2" =	26	pies	Diámetro Mínimo: D =	0.1189	pies
Rugosidad de pared: ε =	1.50E-04	pies	Diámetro Mínimo: D =	1.4267	pulgadas

CLASE III			Diámetro Especifico : D = 0.255 pies (3" SCH 40)		
			Diámetro Especifico : D = 0.33 pies (4" SCH 40)		
			<b>Velocidad en Tubería</b>		
			Velocidad en el punto 1 =	9.59	pies/s
			Velocidad en el punto 2 =	9.59	pies/s
<b>Datos adicionales de Tubería:</b>			Pérdida de vel. en punto 1 =	1.429	pies
Área de Flujo: A (3") =	0.05	pies <sup>2</sup>	Pérdida de vel. en punto 2 =	1.429	pies
Rugosidad Relativa: D/ε =	1700.00		<b>Resultados:</b>		
L/D =	101.96		Presión en punto 1 =	70	psig
Velocidad de Flujo (3") =	9.59	pies/s	Presión deseada en punto 2 =	0	psig
Pérdida de Velocidad =	1.43	pies	Caída de presión en filtro =	4.19	psig
Reynolds No. =	10823.73		Caída de presión en intercambiador de calor =	11.03	psig
Factor de fricción: f 3" =	0.03		Presión actual en punto 2 =	63.37	psig
Factor de fricción accesorios de 3" =	0.02		<b>Presión final en punto 2 =</b>	<b>48.15</b>	<b>psig</b>
<b>Tubería en la entrada</b>					
Área de Flujo: (4") =	0.086	pies <sup>2</sup>			
Velocidad de flujo (4") =	5.729	pies/s			
Pérdida de velocidad =	0.510	pies			
Factor de fricción: f 4" =	0.031				
Rugosidad Relativa: D/ε =	2200.00				
Reynolds No =	8363.79				
			<b>3" TUBERIA</b>		
<b>Pérdidas en tubería:</b>	<b>K</b>	<b>Cant</b>	Pérdida de energía h <sub>L1</sub> =	4.37	pies
Fricción en tuberías: K <sub>1</sub> = f(L/D) 3"	3.06	1	Pérdida de energía h <sub>L2</sub> =	3.60	pies
T de 3"	2.52	7	Pérdida de energía h <sub>L3</sub> =	7.72	pies
Codo de 3"	5.4	10	Pérdida de energía h <sub>L4</sub> =	0.54	pies
Válvula de bola 3"	0.378	7	Pérdida de energía h <sub>L5</sub> =	0.00	pies
Filtro	0	1	Pérdida de energía h <sub>L6</sub> =	0.00	pies
Intercambiador	0	1	Pérdida de energía h <sub>L7</sub> =	0.13	pies
Pérdida en la entrada tubería de 4"	0.25	1	Pérdida de energía h <sub>L8</sub> =	1.43	pies
Pérdida en la salida de tubería de 3"	1	1	energía total perdida h <sub>Ltot</sub> =	<b>17.79</b>	pies

**Conclusión:**

Presión en punto 2: 48.15 psig > 0 psig  
 Las pérdidas no son tan elevadas llegando a 17.79 pies  
 Por tanto seleccionamos una tubería de 3" Sch 40



### Cálculo para tubería de 2.5" SCH 40

TUBERÍA DEL SISTEMA DE BAJA PRESIÓN			CLASE III		
<b>Objetivo: Diámetro mínimo</b>			<b>Método III A: Usamos ecuación</b> 11-8 del libro Mott para calcular dada una determinada longitud y un determinado flujo de fluido con una pérdida de presión (sin gastos menores)		
<b>Datos de Sistema:</b>			<b>Propiedades de Fluido:</b>		
Presión en punto 1 =	70	psig	Peso específico =	53.688	lb/pies <sup>3</sup>
Presión en punto 2 =	0	psig	Viscosidad Cinemática =	0.000226042	pies <sup>2</sup> /s
Elevación en punto 1 =	4	pies	<b>Resultado intermedio de Eq. 11-8:</b>		
Elevación en punto 2 =	4	pies	L/gh <sub>L</sub> =	0.004300651	
Pérdidas h <sub>L</sub> =	187.75	pies	Argumentos en corchetes:	2.46E-19	
Flujo: Q =	0.49	pies <sup>3</sup> /s	<b>Diámetro mínimo Final:</b>		
Longitud de tubería L 2" =	26	pies	Diámetro Mínimo: D =	0.1189	pies
Rugosidad de pared: ε =	1.50E-04	pies	Diámetro Mínimo: D =	1.4267	pulgadas

CLASE III			Diámetro Específico : D = 0.20575 pies (2.5" SCH 40)		
			Diámetro Específico : D = 0.33 pies (4" SCH 40)		
			<b>Velocidad en Tubería</b>		
			Velocidad en el punto 1 = 14.74 pies/s		
			Velocidad en el punto 2 = 14.74 pies/s		
<b>Datos adicionales de Tubería:</b>			Pérdida de vel. en punto 1 = 3.373 pies		
Área de Flujo (2.5") =	0.03	pies <sup>2</sup>	Pérdida de vel. en punto 2 = 3.373 pies		
Rugosidad Relativa: D/ε =	1371.67		<b>Resultados:</b>		
L/D =	126.37		Presión en punto 1 = 70 psig		
Velocidad de flujo (2.5") =	14.74	pies/s	Presión deseada en punto 2 = 0 psig		
Pérdida de velocidad =	3.37	pies	Caída de presión en filtro + Intercambiador de calor = 13.14 psig		
Reynolds No. =	13414.58		Presión actual en punto 2 = 53.65 psig		
Factor de fricción: f 2.5" =	0.03		<b>Presión final en punto 2 = 40.51 psig</b>		
Factor de fricción accesorios de 2.5" =	0.02				
<b>Tubería en la entrada</b>					
Área de Flujo: A (4") =	0.086	pies <sup>2</sup>			
Velocidad de flujo (4") =	5.729	pies/s			
Pérdida de velocidad =	0.510	pies			
Factor de fricción: f 4" =	0.031				
Rugosidad Relativa: D/ε =	2200.000				
Reynolds No. =	8363.790				

Pérdida de energía en tubería:			2.5" TUBERÍA			
Fricción en tubería K <sub>f</sub> = f(L/D) 2.5" =	3.7	1	Pérdida de energía h <sub>L1</sub> =	12.36	pies	L/D
T de 2.5"	2.5	7	Pérdida de energía h <sub>L2</sub> =	8.50	pies	20
Codo 90 de 2.5"	5.4	10	Pérdida de energía h <sub>L3</sub> =	18.21	pies	30
Válvula de bola 2.5"	0.4	7	Pérdida de energía h <sub>L4</sub> =	1.27	pies	3
Filtro	0	1	Pérdida de energía h <sub>L5</sub> =	0.00	pies	
Intercambiador	0	1	Pérdida de energía h <sub>L6</sub> =	0.00	pies	
Pérdida en la entrada tubería de 4"	0.25	1	Pérdida de energía h <sub>L7</sub> =	0.13	pies	
Pérdida en la salida de tubería de 2.5"	1	1	Pérdida de energía h <sub>L8</sub> =	3.37	pies	
			Energía total perdida h <sub>Ltot</sub> =	43.85	pies	

**Conclusión:**

Presión en punto 2: 40.51 psig > 0 psig  
 Las pérdidas aun son elevadas 43.85 pies por tanto.  
 Se selecciona una tubería de mayor diámetro

## Cálculo para tubería de 2" SCH 40

TUBERÍA DEL SISTEMA DE BAJA PRESION			CLASE III		
<b>Objetivo: Diámetro mínimo</b>			<b>Método III A: Usamos ecuación 11-8 del libro Mott para calcular</b> dada una determinada longitud y un determinado flujo de fluido con una pérdida de presión (sin gastos menores)		
<b>Datos de Sistema:</b>					
Presión en punto 1 =	70	psig	<b>Propiedades de Fluido:</b>		
Presión en punto 2 =	0	psig			
Elevación en punto 1 =	4	pies	Peso específico =	53.688	lb/pies <sup>3</sup>
Elevación en punto 2 =	4	pies	Viscosidad Cinemática =	0.000226042	pies <sup>2</sup> /s
Pérdidas $h_{L_1}$ =	187.75	pies	<b>Resultado intermedio de Eq. 11-8:</b>		
Flujo: Q =	0.49	pies <sup>3</sup> /s	$L/gh_L$ =	0.004300651	
Longitud de tubería L 2" =	26	pies	Argumentos en corchetes:	2.46E-19	
Rugosidad de pared: $\epsilon$ =	1.50E-04	pies	<b>Diámetro mínimo Final:</b>		
			Diámetro Mínimo: D =	0.1189	pies
			Diámetro Mínimo: D =	1.4267	pulgadas

CLASE III			Diámetro Especifico : D = 0.17225 pies (2" SCH 40)			
			<b>Velocidad en Tubería</b>			
			Velocidad en el punto 1 =	21.03	pies/s	
			Velocidad en el punto 2 =	21.03	pies/s	
<b>Datos adicionales de Tubería:</b>			Pérdida de vel. en punto 1 =	6.866	pies	
Area de Flujo (2") =	0.02330	pies <sup>2</sup>	Pérdida de vel. en punto 2 =	6.866	pies	
Rugosidad Relativa: $D/\epsilon$ =	1148		<b>Resultados:</b>			
L/D =	151		Presión en punto 1 =	70	psig	
Velocidad de flujo (2") =	21.03	pies/s	Presión deseada en punto 2 =	0	psig	
Perdida de velocidad =	6.866	pies	Caída de presión en filtro + Intercambiador de calor =	13.14	psig	
Reynolds No. =	16023.52		Presión actual en punto 2 =	36.71	psig	
Factor de fricción: $f$ 2" =	0.0280		<b>Presión final en punto 2 =</b>	<b>23.57</b>	<b>psig</b>	
Factor de fricción accesorios de 2" =	0.0190					
<b>Tubería en la entrada</b>						
Area de Flujo: A (4") =	0.08553	pies <sup>2</sup>				
Velocidad de flujo (4") =	5.728993	pies/s				
Perdida de velocidad =	0.509649	pies				
Factor de fricción: $f$ 4" =	0.031					
Rugosidad Relativa: $D/\epsilon$ =	2.20E+03					
Reynolds No =	8363.79					
<b>Pérdida de energía en tubería:</b>			<b>2" TUBERÍA</b>			
Fricción en tubería $K_f = f(L/D)$ 3"	4.2	1	Pérdida de energía $h_{L1}$ =	29.02	pies	<b>L/D</b>
T de 2"	2.7	7	Pérdida de energía $h_{L2}$ =	18.26	pies	20
Codo 90 de 2"	5.7	10	Pérdida de energía $h_{L3}$ =	39.13	pies	30
Válvula de bola 2"	0.4	7	Pérdida de energía $h_{L4}$ =	2.74	pies	3
Filtro	0	1	Pérdida de energía $h_{L5}$ =	0.00	pies	
Intercambiador	0	1	Pérdida de energía $h_{L6}$ =	0.00	pies	
Pérdida en la entrada tubería de 4"	0.25	1	Pérdida de energía $h_{L7}$ =	0.13	pies	
Pérdida en la salida de tubería de 2"	1	1	Pérdida de energía $h_{L8}$ =	6.87	pies	
			Energía total pérdida $h_{Ltot}$ =	89.28	pies	

**Conclusión:**

Presión en punto 2: 23.57 psig > 0 psig  
 Las pérdidas son elevadas 89.28 pies por tanto.  
 Se selecciona una tubería de mayor diámetro.

## Cálculo para tubería de 1.5 SCH 40"

TUBERÍA DEL SISTEMA DE BAJA PRESIÓN			CLASE III		
<b>Objetivo: Diámetro mínimo</b>			<b>Método III A: Usamos ecuación 11-8 del libro Mott para calcular</b> dada una determinada longitud y un determinado flujo de fluido con una pérdida de presión (sin gastos menores)		
<b>Datos de Sistema:</b>			<b>Propiedades de Fluido:</b>		
Presión en punto 1 =	70	psig	Peso específico =	53.688	lb/pies <sup>3</sup>
Presión en punto 2 =	0	psig	Viscosidad Cinemática =	0.000226042	pies <sup>2</sup> /s
Elevación en punto 1 =	4	pies	<b>Resultado intermedio de Eq. 11-8:</b>		
Elevación en punto 2 =	4	pies	L/gh <sub>L</sub> =	0.004300651	
Pérdidas h <sub>L</sub> =	187.75	pies	Argumentos en corchetes:	2.46E-19	
Flujo: Q =	0.49	pies <sup>3</sup> /s	<b>Diámetro mínimo Final:</b>		
Longitud de tubería L 2" =	26	pies	Diámetro Mínimo: D =	0.1189	pies
Rugosidad de pared: ε =	1.50E-04	pies	Diámetro Mínimo: D =	1.4267	pulgadas

CLASE III			Diámetro Especifico : D = 0.1341 pies (1.5" SCH 40)		
			Diámetro Especifico : D = 0.17225 pies (2" SCH 40)		
			<b>Velocidad en Tubería</b>		
			Velocidad en el punto 1 =	34.69	pies/s
			Velocidad en el punto 2 =	34.69	pies/s
<b>Datos adicionales de Tubería:</b>			Pérdida de vel. en punto 1 =	18.690	pies
Área de Flujo: A (1.5") =	0.01412	pies <sup>2</sup>	Pérdida de vel. en punto 2 =	18.690	pies
Rugosidad Relativa: D/ε =	894		<b>Resultados:</b>		
L/D =	194		Presión en punto 1 =	70	psig
Velocidad de flujo (1.5") =	34.69	pies/s	Presión deseada en punto 2 =	0	psig
Pérdida de velocidad =	18.690	pies	Caída de presión en filtro + Intercambiador de calor =	13.14	psig
Reynolds No. =	20582.03		Presión actual en punto 2 =	<b>-34.33</b>	<b>psig</b>
Factor de fricción: f 1.5" =	0.0260		<b>Presión final en punto 2 =</b>	<b>-47.47</b>	<b>psig</b>
Factor de fricción accesorios de 1.5" =	0.0210				
<b>Tubería en la entrada</b>					
Área de Flujo: A (2") =	0.023303	pies <sup>2</sup>			
Velocidad de flujo (2") =	21.0275	pies/s			
Pérdida de velocidad =	6.865776	pies			
Factor de fricción: f 2" =	0.033				
Rugosidad Relativa: D/ε =	1148.333				
Reynolds No. =	16023.52				
<b>Pérdida de energía en tubería:</b>			<b>1.5" TUBERÍA</b>		
Fricción en tubería K <sub>f</sub> = f(L/D) 1.5" =	5.0	1	Pérdida de energía h <sub>L1</sub> =	94.22	pies
T de 1.5"	2.9	7	Pérdida de energía h <sub>L2</sub> =	54.95	pies
Codo 90 de 1.5"	6.3	10	Pérdida de energía h <sub>L3</sub> =	117.75	pies
Válvula de bola 1.5"	0.4	7	Pérdida de energía h <sub>L4</sub> =	8.24	pies
Filtro	0	1	Pérdida de energía h <sub>L5</sub> =	0.00	pies
Intercambiador	0	1	Pérdida de energía h <sub>L6</sub> =	0.00	pies
Pérdida en la entrada tubería de 2"	0.25	1	Pérdida de energía h <sub>L7</sub> =	4.67	pies
Pérdida en la salida de tubería de 1.5"	1	1	Pérdida de energía h <sub>L8</sub> =	18.69	pies
			Energía total pérdida h <sub>Ltot</sub> =	279.83	pies

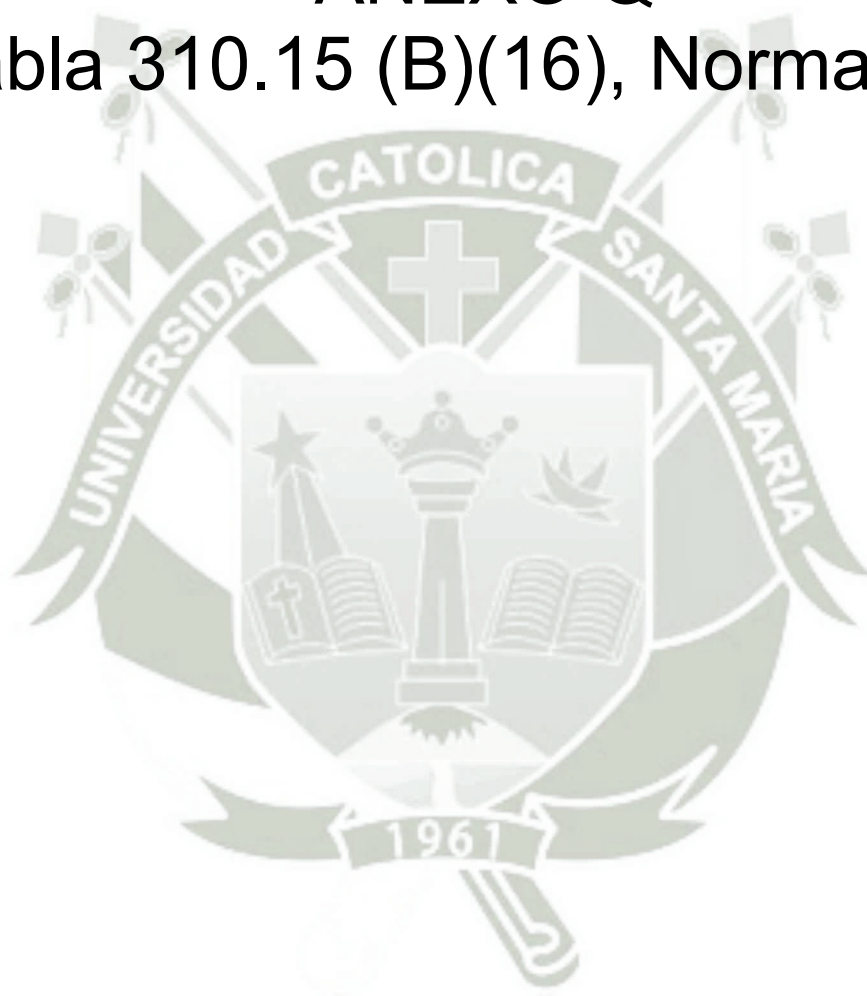
**Conclusión:**

Presión en punto 2: -47.47 psig < 0

Se selecciona una tubería de mayor diámetro.

# ANEXO Q

## Tabla 310.15 (B)(16), Norma NEC



**TABLE 310.15(B)(16) (formerly Table 310.16) Allowable Ampacities of Insulated Conductors Rated Up to and Including 2000 Volts, 60°C Through 90°C (140°F Through 194°F), Not More Than Three Current-Carrying Conductors in Raceway, Cable, or Earth (Directly Buried), Based on Ambient Temperature of 30°C (86°F)\***

Size AWG or kcmil	Temperature Rating of Conductor [See Table 310.104(A).]						Size AWG or kcmil
	60°C (140°F)	75°C (167°F)	90°C (194°F)	60°C (140°F)	75°C (167°F)	90°C (194°F)	
	Types TW, UF	Types RHW, THHW, THW, THWN, XHHW, USE, ZW	Types TBS, SA, SIS, FEP, FEPB, MI, RHH, RHW-2, THHN, THHW, THW-2, THWN-2, USE-2, XHH, XHHW, XHHW-2, ZW-2	Types TW, UF	Types RHW, THHW, THW, THWN, XHHW, USE	Types TBS, SA, SIS, THHN, THHW, THW-2, THWN-2, RHH, RHW-2, USE-2, XHH, XHHW, XHHW-2, ZW-2	
COPPER			ALUMINUM OR COPPER-CLAD ALUMINUM				
18	—	—	14	—	—	—	—
16	—	—	18	—	—	—	—
14**	15	20	25	—	—	—	—
12**	20	25	30	15	20	25	12**
10**	30	35	40	25	30	35	10**
8	40	50	55	35	40	45	8
6	55	65	75	40	50	55	6
4	70	85	95	55	65	75	4
3	85	100	115	65	75	85	3
2	95	115	130	75	90	100	2
1	110	130	145	85	100	115	1
1/0	125	150	170	100	120	135	1/0
2/0	145	175	195	115	135	150	2/0
3/0	165	200	225	130	155	175	3/0
4/0	195	230	260	150	180	205	4/0
250	215	255	290	170	205	230	250
300	240	285	320	195	230	260	300
350	260	310	350	210	250	280	350
400	280	335	380	225	270	305	400
500	320	380	430	260	310	350	500
600	350	420	475	285	340	385	600
700	385	460	520	315	375	425	700
750	400	475	535	320	385	435	750
800	410	490	555	330	395	445	800
900	435	520	585	355	425	480	900
1000	455	545	615	375	445	500	1000
1250	495	590	665	405	485	545	1250
1500	525	625	705	435	520	585	1500
1750	545	650	735	455	545	615	1750
2000	555	665	750	470	560	630	2000

\*Refer to 310.15(B)(2) for the ampacity correction factors where the ambient temperature is other than 30°C (86°F).

\*\*Refer to 240.4(D) for conductor overcurrent protection limitations.

# ANEXO R

## Tabla 430.52 Norma NEC



protective devices open the circuit under short-circuit conditions and thereby provide short-circuit and ground-fault protection for both the motor and overload protective device; however, the overload protective device is not intended to open short circuits or ground faults.

The selected rating or setting of the branch-circuit short-circuit and ground-fault protective device should be as low as possible for maximum protection. However, if the rating or setting specified in Table 430.52 or permitted by 430.52(C)(1), Exception No. 1, is not sufficient for the starting current of the motor, a higher rating or setting is allowed per 430.52(C)(1), Exception No. 2. For example, a higher rating would be allowed for a motor under severe starting conditions in which the motor and its driven machinery require an extended period of time to reach the desired speed.

**(B) All Motors.** The motor branch-circuit short-circuit and ground-fault protective device shall be capable of carrying the starting current of the motor.

**(C) Rating or Setting.**

**(1) In Accordance with Table 430.52.** A protective device that has a rating or setting not exceeding the value calculated according to the values given in Table 430.52 shall be used.

Although Class CC fuses are rated as time delay, they are permitted to be sized according to the requirements of non-time-delay-rated fuses because they are so fast acting. Examples of Class CC fuses are shown in Exhibit 430.9.



**EXHIBIT 430.9** Class CC fuses. (Courtesy of Cooper Bussmann, a division of Cooper Industries PLC)

**TABLE 430.52** Maximum Rating or Setting of Motor Branch-Circuit Short-Circuit and Ground-Fault Protective Devices

Type of Motor	Percentage of Full-Load Current			
	Nontime Delay Fuse <sup>1</sup>	Dual Element (Time-Delay) Fuse <sup>1</sup>	Instantaneous Trip Breaker	Inverse Time Breaker <sup>2</sup>
Single-phase motors	300	175	800	250
AC polyphase motors other than wound-rotor	300	175	800	250z
Squirrel cage — other than Design B energy-efficient	300	175	800	250
Design B energy-efficient	300	175	1100	250
Synchronous <sup>3</sup>	300	175	800	250
Wound rotor	150	150	800	150
Direct current (constant voltage)	150	150	250	150

Note: For certain exceptions to the values specified, see 430.54.

<sup>1</sup>The values in the Nontime Delay Fuse column apply to Time-Delay Class CC fuses.

<sup>2</sup>The values given in the last column also cover the ratings of nonadjustable inverse time types of circuit breakers that may be modified as in 430.52(C)(1), Exception No. 1 and No. 2.

<sup>3</sup>Synchronous motors of the low-torque, low-speed type (usually 450 rpm or lower), such as are used to drive reciprocating compressors, pumps, and so forth, that start unloaded, do not require a fuse rating or circuit-breaker setting in excess of 200 percent of full-load current.

*Exception No. 1: Where the values for branch-circuit short-circuit and ground-fault protective devices determined by Table 430.52 do not correspond to the standard sizes or ratings of fuses, nonadjustable circuit breakers, thermal protective devices, or possible settings of adjustable circuit breakers, a higher size, rating, or possible setting that does not exceed the next higher standard ampere rating shall be permitted.*

*Exception No. 2: Where the rating specified in Table 430.52, or the rating modified by Exception No. 1, is not sufficient for the starting current of the motor:*

- (a) *The rating of a nontime-delay fuse not exceeding 600 amperes or a time-delay Class CC fuse shall be permitted to be increased but shall in no case exceed 400 percent of the full-load current.*

# ANEXO S

## Tabla 430.25 Norma NEC





**TABLE 430.250 Full-Load Current, Three-Phase Alternating-Current Motors**

The following values of full-load currents are typical for motors running at speeds usual for belted motors and motors with normal torque characteristics.

The voltages listed are rated motor voltages. The currents listed shall be permitted for system voltage ranges of 110 to 120, 220 to 240, 440 to 480, and 550 to 600 volts.

Horsepower	Induction-Type Squirrel Cage and Wound Rotor (Amperes)							Synchronous-Type Unity Power Factor* (Amperes)			
	115 Volts	200 Volts	208 Volts	230 Volts	460 Volts	575 Volts	2300 Volts	230 Volts	460 Volts	575 Volts	2300 Volts
½	4.4	2.5	2.4	2.2	1.1	0.9	—	—	—	—	—
¾	6.4	3.7	3.5	3.2	1.6	1.3	—	—	—	—	—
1	8.4	4.8	4.6	4.2	2.1	1.7	—	—	—	—	—
1½	12.0	6.9	6.6	6.0	3.0	2.4	—	—	—	—	—
2	13.6	7.8	7.5	6.8	3.4	2.7	—	—	—	—	—
3	—	11.0	10.6	9.6	4.8	3.9	—	—	—	—	—
5	—	17.5	16.7	15.2	7.6	6.1	—	—	—	—	—
7½	—	25.3	24.2	22	11	9	—	—	—	—	—
10	—	32.2	30.8	28	14	11	—	—	—	—	—
15	—	48.3	46.2	42	21	17	—	—	—	—	—
20	—	62.1	59.4	54	27	22	—	—	—	—	—
25	—	78.2	74.8	68	34	27	—	53	26	21	—
30	—	92	88	80	40	32	—	63	32	26	—
40	—	120	114	104	52	41	—	83	41	33	—
50	—	150	143	130	65	52	—	104	52	42	—
60	—	177	169	154	77	62	16	123	61	49	12
75	—	221	211	192	96	77	20	155	78	62	15
100	—	285	273	248	124	99	26	202	101	81	20
125	—	359	343	312	156	125	31	253	126	101	25
150	—	414	396	360	180	144	37	302	151	121	30
200	—	552	528	480	240	192	49	400	201	161	40
250	—	—	—	—	302	242	60	—	—	—	—
300	—	—	—	—	361	289	72	—	—	—	—
350	—	—	—	—	414	336	83	—	—	—	—
400	—	—	—	—	477	382	95	—	—	—	—
450	—	—	—	—	515	412	103	—	—	—	—
500	—	—	—	—	590	472	118	—	—	—	—

\*For 90 and 80 percent power factor, the figures shall be multiplied by 1.1 and 1.25, respectively.

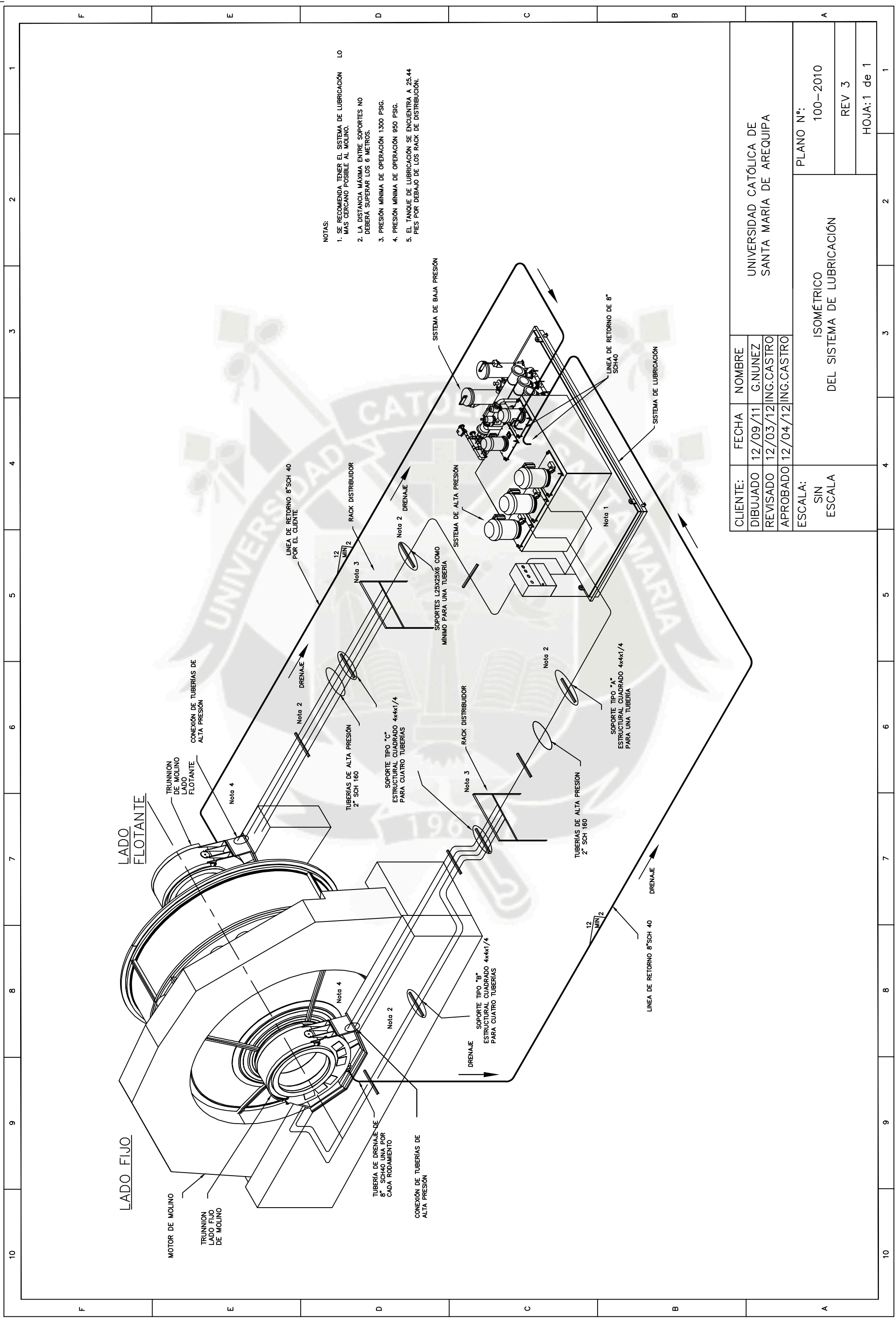


1 2 3 4 5 6 7 8

**SIMBOLOS DE TUBERÍA E INSTRUMENTACIÓN**

	VÁLVULA COMPUERTA		VENTEO CUELLO DE GANZO		REDUCCIÓN		LÍNEA DE PROCESO GENERAL
	VÁLVULA DE COMPUERTA CON VENTEO		SEPARADOR DE FLUJO		REDUCCIÓN EXCÉNTRICA		LÍNEA SECUNDARIA DE PROCESO
	VÁLVULA DE GLOBO		MOTOR		BRIDA CIEGA		SUMINISTRADO POR DISEÑADOR
	VÁLVULA DE CONO		BOMBA		TAPA SOLDADA		CONTINUACIÓN DE DIBUJO
	VÁLVULA MARIPOSA		EDUCADOR		CONEXIÓN PARA MANGUERA		
	REDUCTOR DE FLUJO		PLATO TEMPORAL		PLATO TEMPORAL		
	VÁLVULA DE DIAFRAGMA		PIEZA DE TUBERÍA		INDICADOR DE PRESIÓN		
	VÁLVULA DE BOLA		INDICADOR DE TEMPERATURA		INDICADOR DE TEMPERATURA		
	VÁLVULA DE BOLA CON VENTEO		TRAMPA DE VAPOR		INDICADOR DE FLUJO		
	VÁLVULA EN ANGULO		INYECTOR EN SPRAY		PUNTO DE PRESIÓN		
	VÁLVULA DE AGUA		CONEXIÓN EN T COMBINADA		PUNTO DE MONITOREO DE CORROSIÓN		
	VÁLVULA CON CARGA RESORTE		JUNTA DE EXPANSIÓN		VÁLVULA DE CONTROL DE FLUJO		
	VÁLVULA ANTIRRETORNO		MANGUERA FLEXIBLE		MALLA EN "Y"		
	VÁLVULA DE PIE		MALLA EN "T"		FILTRO TIPO CONO		
	CONEXIÓN EN T		CONEXIÓN EN T COMBINADA		FILTRO CANASTILLA		
	CONEXIÓN CIEGA		JUNTA DE EXPANSIÓN		FILTRO DE ACEITE		
	CONEXIÓN CON TAPÓN		MANGUERA FLEXIBLE		CONEXIÓN SOLDADA		
	VÁLVULA CON VENTEO		MALLA EN "Y"		MALLA CONTRA AVES		
	VÁLVULA DE DRENAJE		MALLA EN "T"		RESPIRADOR		
	VÁLVULA DE BOLA O DE DRENAJE CON TAPÓN TAPA ROSCADA		FILTRO TIPO CONO		SENSOR DE NIVEL		
	VÁLVULA DE AUTORECIRCULACIÓN		FILTRO CANASTILLA				
	VÁLVULA DE ALIVIO		FILTRO DE ACEITE				
	VÁLVULA DE ALIVIO AUTO PILOTEADA		CONEXIÓN SOLDADA				
	DISCO DE RUPTURA		MALLA CONTRA AVES				
	VÁLVULA DE ALIVIO ROMPEDOR DE VACÍO		RESPIRADOR				
	PLATO ORIFICIO						
	VÁLVULA CONTROL DE FLUJO						
	SENSOR DE TEMPERATURA						

CLIENTE:	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARIA DE AREQUIPA
DIBUJADO	12/09/11	G.NUNEZ	
REVISADO	12/03/12	ING.CASTRO	
APROBADO	12/04/12	ING.CASTRO	PLANO N°:
ESCALA:	SIN ESCALA		SIMBOLOGÍA DE TUBERÍA E INSTRUMENTACIÓN
			90-2010
			REV 2
			HOJA:1 de 1



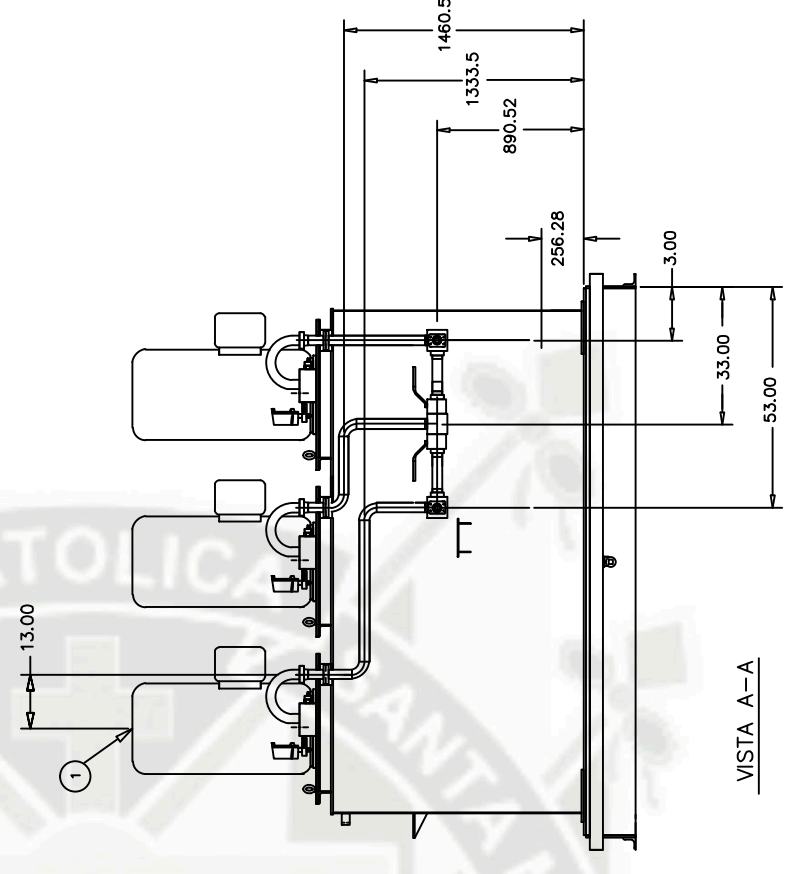
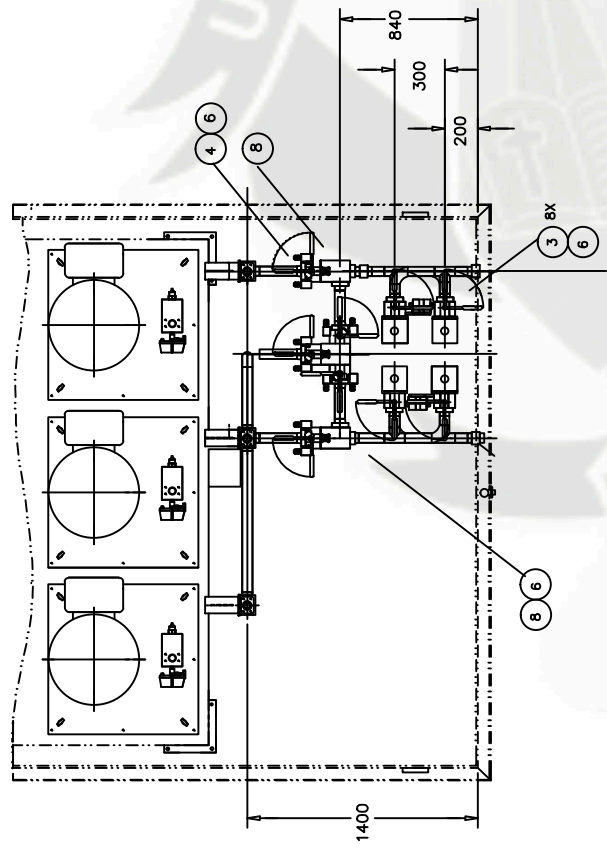
- NOTAS:
1. SE RECOMIENDA TENER EL SISTEMA DE LUBRICACIÓN MAS CERCAÑO POSIBLE AL MOLINO.
  2. LA DISTANCIA MÁXIMA ENTRE SOPORTES NO DEBERA SUPERAR LOS 6 METROS.
  3. PRESIÓN MÍNIMA DE OPERACIÓN 1300 PSIG.
  4. PRESIÓN MÍNIMA DE OPERACIÓN 950 PSIG.
  5. EL TANQUE DE LUBRICACIÓN SE ENCUENTRA A 25.44 PIES POR DEBAJO DE LOS RACK DE DISTRIBUCIÓN.

CLIENTE:	FECHA	NOMBRE
UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARIA DE AREQUIPA	12/09/11	G.NUNEZ
	12/03/12	ING.CASTRO
	12/04/12	ING.CASTRO

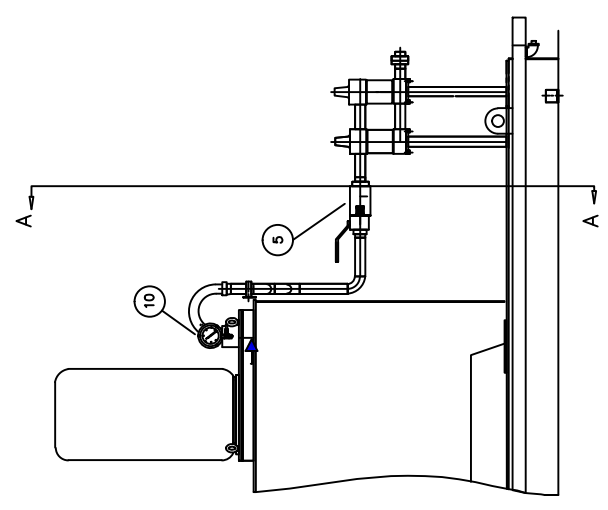
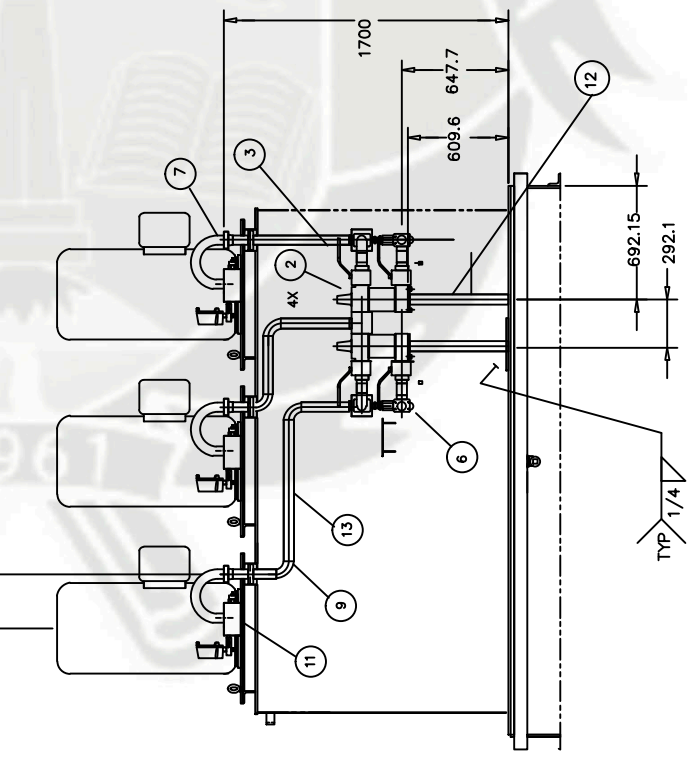
ESCALA: SIN ESCALA	ISOMÉTRICO DEL SISTEMA DE LUBRICACIÓN	PLANO N°: 100-2010
		REV 3
		HOJA: 1 de 1

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCION	NOTAS
1	3	MOTORES DE ALTA PRESION	VOITH
2	4	FILTROS DE ALTA PRESION 20 um	HYDAC
3	8	VALVULA DE 2"	
4	5	VALVULA DE BOLA CON SWITCH, 2"	
5	3	MANIFOLD, 3 PUERTOS	ASTM A36
6	24	BRIDA SAE 4 PERNOS	
7	3	MANGUERA DE ALTA PRESION 3500 PSI	
8	3	VALVULA, CHECK, 2" NPT	
9	14	CODO DE 2", SCH 160	
10	3	MANOMETRO DE 3500 PSI	
11	3	VALVULA DE ALIVIO	
12	2	SOPORTES	ASTM A36
13	360.0"	TUBERIA DE 2", SCH160	

Nota:  
Medidas en mm

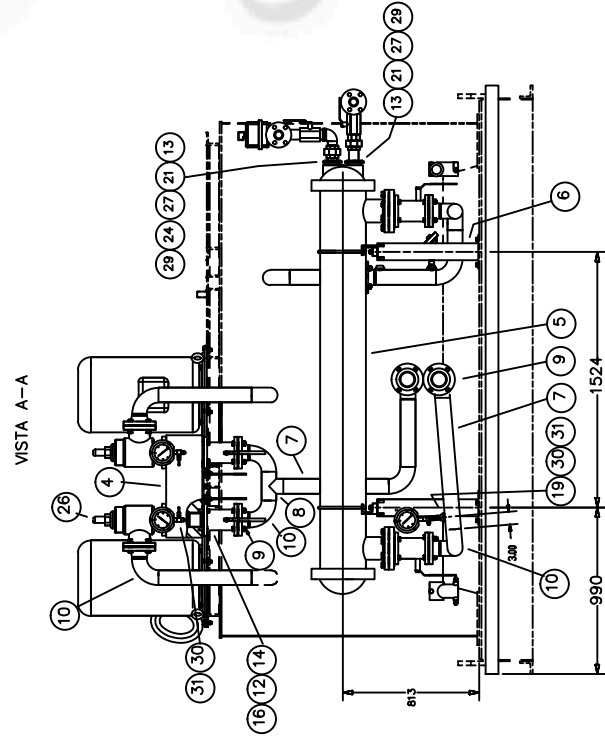
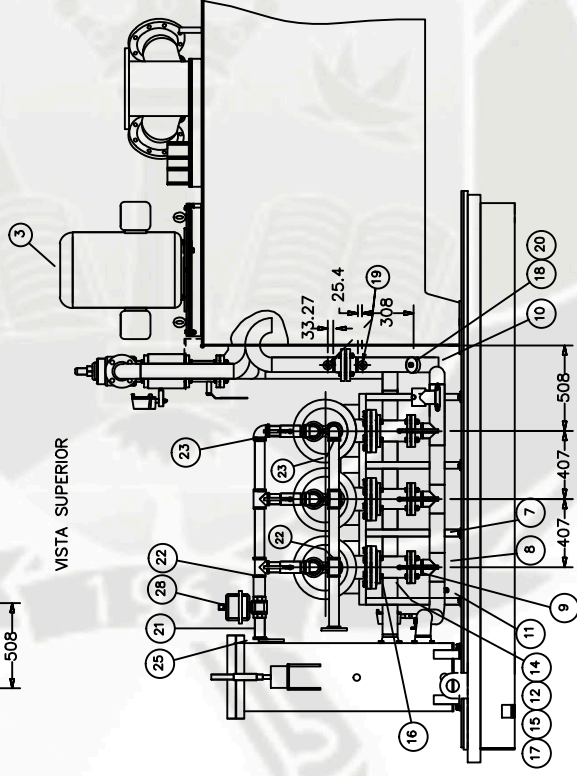
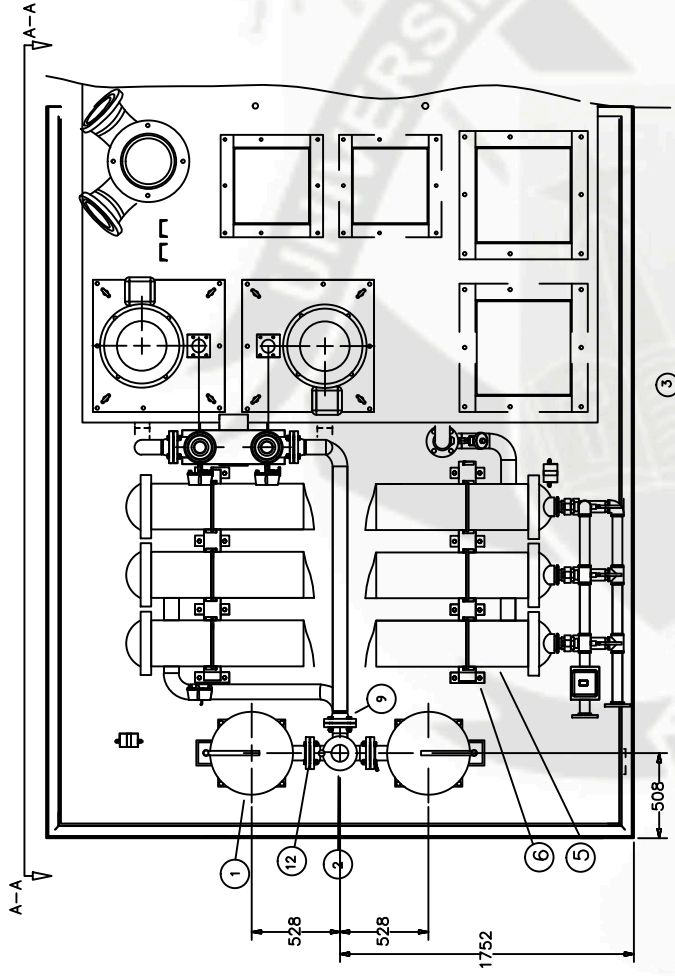


VISTA A-A



CLIENTE:	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA DE AREQUIPA
DIBUJADO	12/09/11	G.NUNEZ	
REVISADO	12/09/11	NG.CASTRO	
APROBADO	12/09/11	NG.CASTRO	
ESCALA:	SIN ESCALA	PLANO ESQUEMÁTICO DEL SISTEMA DE ALTA PRESIÓN	PLANO N°: 200-2010
			REV2
			HOJA: 1 de 1

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCION	NOTAS
1	2	FILTROS DE ACEITE DE BAJA PRESION	HYDAC
2	1	VALVULA SELECTORA DE FILTRO	
3	2	BOMBAS DE BAJA PRESION	IMO
4	1	MANIFOLD PARA SELECCION DE BOMBA	ASTM A36
5	3	INTERCAMBIADOR DE CALOR	
6	2	SOPORTE DE INTERCAMBIADOR DE CALOR	
7	255.540"	TUBERIA DE 3", SCH 40	ASTM A268
8	7	T SOLDADA DE 3", SCH 40	ASTM A53
9	14	BRIDA,CUELLO SOLDADO, 150#, RF, 3"	HIERRO FUNDIDO
10	10	CODO, 90 GRA. 3", SCH 40	ASTM A53
11	2	TAPON 0.5"	ASTM A53
12	14	EMPAQUE PARA BRIDA, 150#, 3"	
13	6	CONEXION HEXAGONAL, 3" NPT X 2" NPT	GALVANIZADO
14	8	VALVULA DE BOLA, 3" NOM, ANSI 150#	ACERO AL CARBONO
15	6	ADAPTADOR PARA BRIDA	ASTM A36
16	2	ADAPTADOR ROSCADO 3" X 0.5"	ASTM A36
17	6	EMPAQUETADURA, BRIDA, 150#, 5	
18	1	ADAPTADOR ROSCADO, 3/4" NPT	HIERRO FUNDIDO
19	3	ADAPTADOR ROSCADO 1/2" NPT	HIERRO FUNDIDO
20	1	RTD	
21	125.0"	TUBERIA DE 2", SCH 40	GALVANIZADO
22	4	T DE 2", 150	GALVANIZADO
23	2	CODO, ROSCADO, 90 GRA, 2, 150	GALVANIZADO
24	3	CODO, 90 GRA DE 2", 150	GALVANIZADO
25	2	BRIDA, RF, 2" NOM, 150	
26	2	VALVULA DE ALIVIO CALIBRADA A 100 PSI	
27	6	UNION, ROSCADA, 2" NPT	GALVANIZADO
28	1	VALVULA DE BOLA PARA REFRIGERACION	
29	6	VALVULA DE BOLA, 2" NPT	
30	3	VALVULA AGUJA PARA MANOMETRO,1/2"NPT	ACERO AL CARBONO
31	3	MANOMETRO DE PRESION	



Nota:  
Medidas en mm

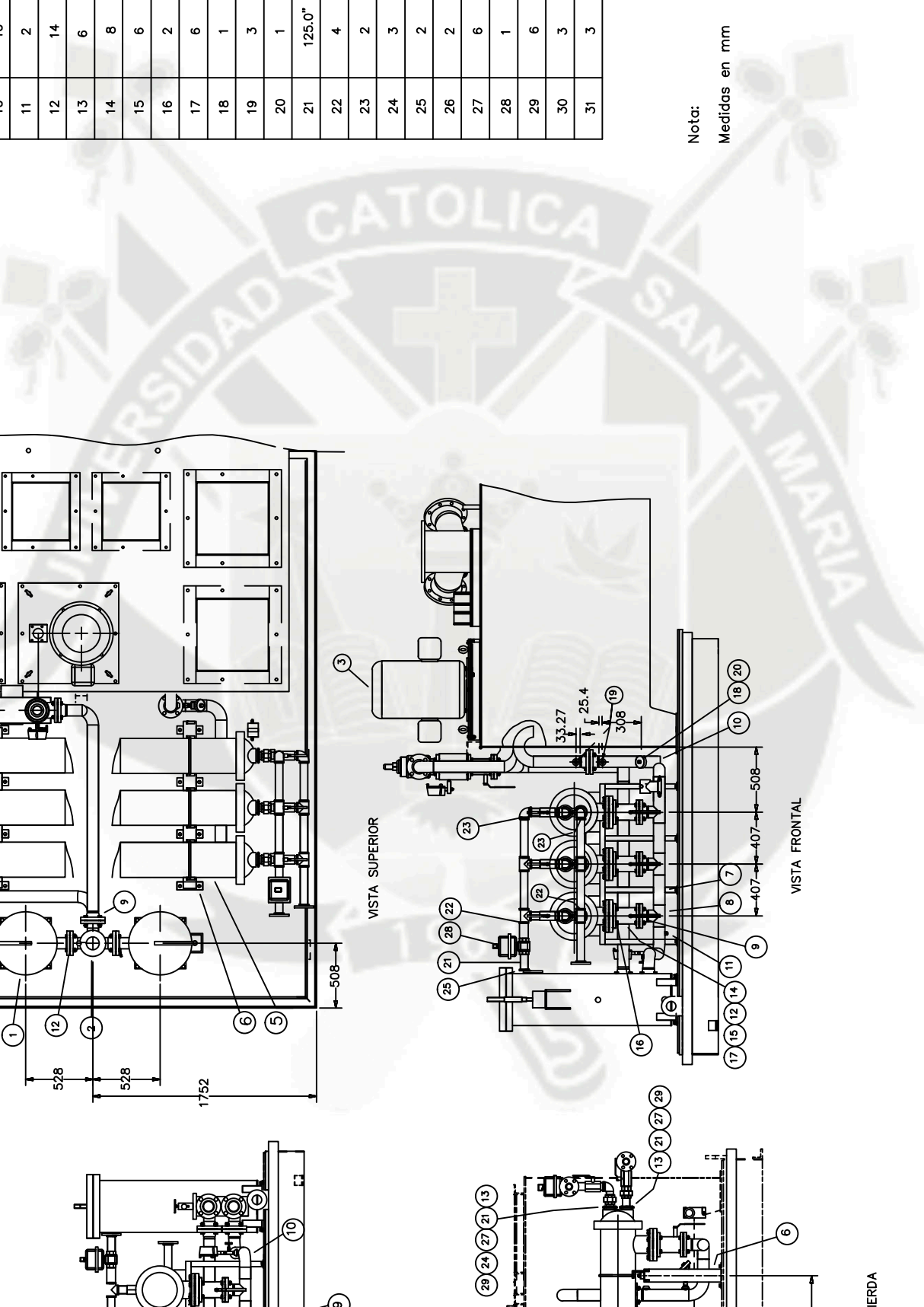
CLIENTE:	FECHA	NOMBRE
DIBUJADO	12/09/11	G.NUNEZ
REVISADO	12/02/12	ING.CASTRO
APROBADO	12/04/12	ING.CASTRO

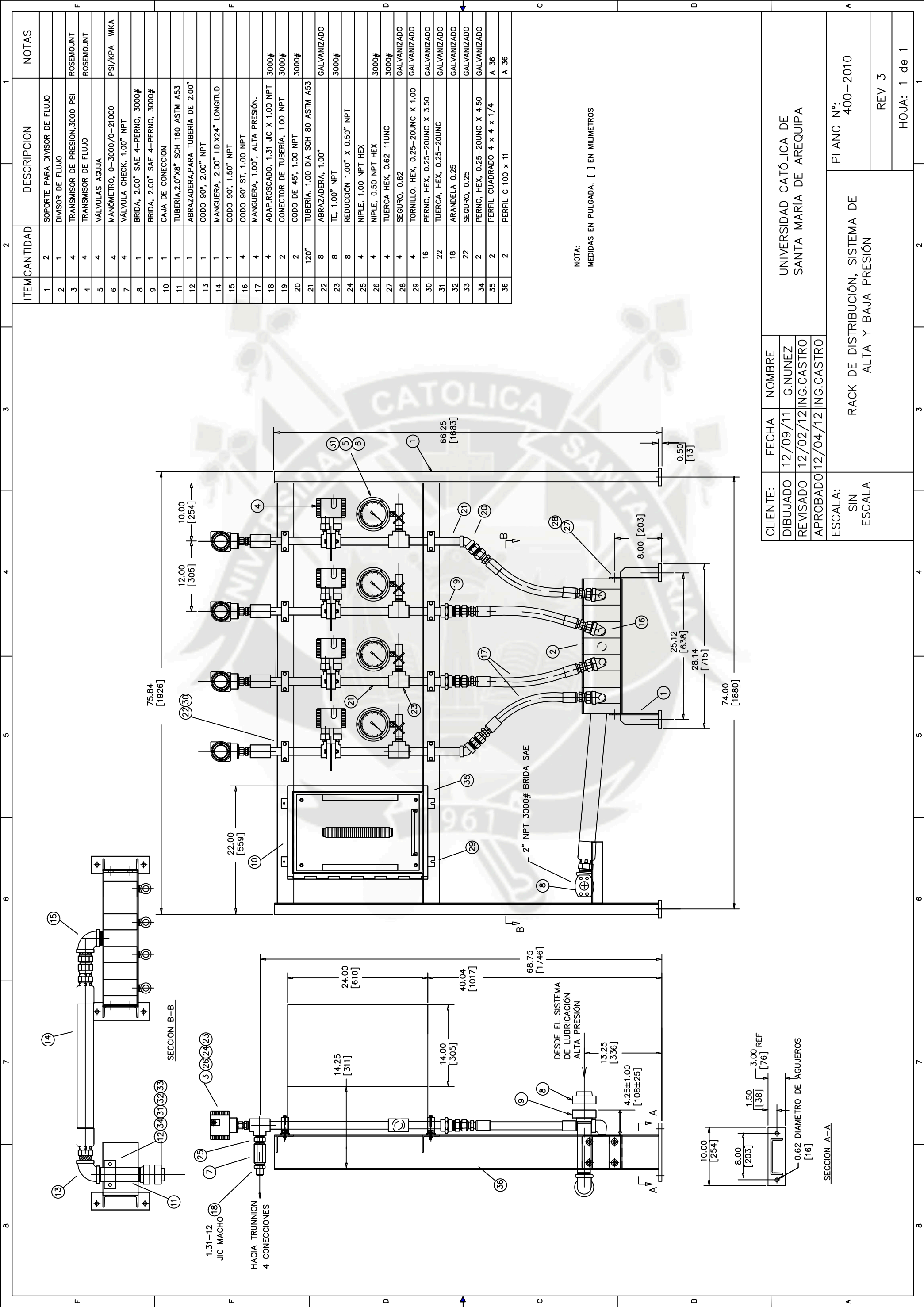
ESCALA:  
SIN  
ESCALA

SISTEMA DE LUBRICACION DE BAJA  
PRESION

PLANO N°:  
300-2010  
REV 2  
HOJA: 1 de 1

UNIVERSIDAD CATOLICA DE  
SANTA MARIA DE AREQUIPA



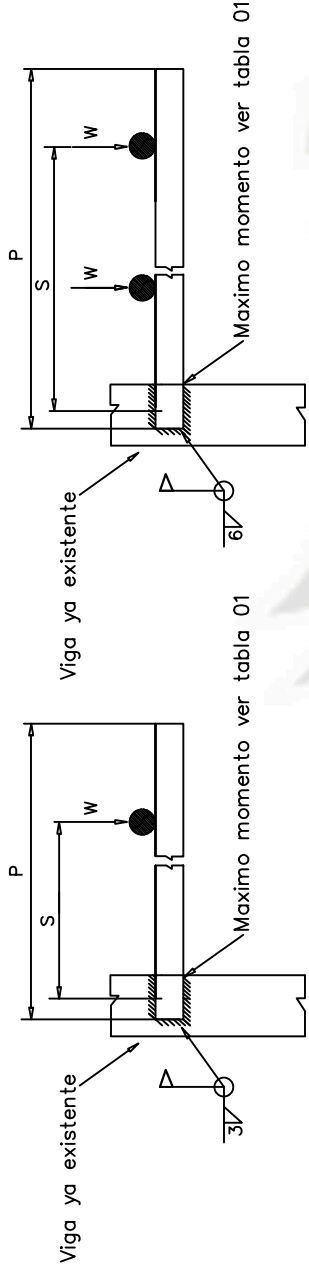


ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCION	NOTAS
1	2	SOPORTE PARA DIVISOR DE FLUJO	
2	1	DIVISOR DE FLUJO	
3	4	TRANSMISOR DE PRESION:3000 PSI	ROSEMOUNT
4	4	TRANSMISOR DE FLUJO	ROSEMOUNT
5	4	VÁLVULAS AGUJA	
6	4	MANÓMETRO, 0-3000/0-21000	PSI/KPA WKA
7	4	VÁLVULA CHECK, 1.00" NPT	
8	1	BRIDA, 2.00" SAE 4-PERNO, 3000#	
9	1	BRIDA, 2.00" SAE 4-PERNO, 3000#	
10	1	CAJA DE CONECCION	
11	1	TUBERIA,2.0"x8" SCH 160 ASTM A53	
12	1	ABRAZADERA,PARA TUBERIA DE 2.00"	
13	1	CODO 90°, 2.00" NPT	
14	1	MANGUERA, 2.00" I.D.X24" LONGITUD	
15	1	CODO 90°, 1.50" NPT	
16	4	CODO 90° ST, 1.00 NPT	
17	4	MANGUERA, 1.00", ALTA PRESIÓN.	
18	4	ADAP.ROSCADO, 1.31 JIC X 1.00 NPT	3000#
19	2	CONECTOR DE TUBERIA, 1.00 NPT	3000#
20	2	CODO DE 45°, 1.00 NPT	3000#
21	120"	TUBERIA, 1.00 DIA SCH 80 ASTM A53	
22	8	ABRAZADERA, 1.00"	GALVANIZADO
23	8	TE, 1.00" NPT	3000#
24	8	REDUCCIÓN 1.00" X 0.50" NPT	
25	4	NIPLÉ, 1.00 NPT HEX	
26	4	NIPLÉ, 0.50 NPT HEX	3000#
27	4	TUERCA HEX, 0.62-11UNC	3000#
28	4	SEGURO, 0.62	GALVANIZADO
29	4	TORNILLO, HEX, 0.25-20UNC X 1.00	GALVANIZADO
30	16	PERNO, HEX, 0.25-20UNC X 3.50	GALVANIZADO
31	22	TUERCA, HEX, 0.25-20UNC	GALVANIZADO
32	18	ARANDELA, 0.25	GALVANIZADO
33	22	SEGURO, 0.25	GALVANIZADO
34	2	PERNO, HEX, 0.25-20UNC X 4.50	GALVANIZADO
35	2	PERFIL CUADRADO 4 x 4 x 1/4	A 36
36	2	PERFIL C 100 x 11	A 36

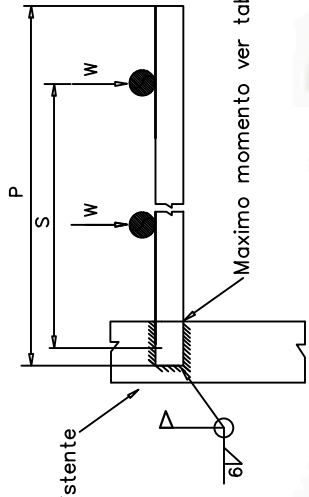
NOTA:  
MEDIDAS EN PULGADA; [ ] EN MILIMETROS

CLIENTE:	FECHA	NOMBRE
DIBUJADO	12/09/11	G.NUNEZ
REVISADO	12/02/12	ING.CASTRO
APROBADO	12/04/12	ING.CASTRO
ESCALA:	SIN ESCALA	

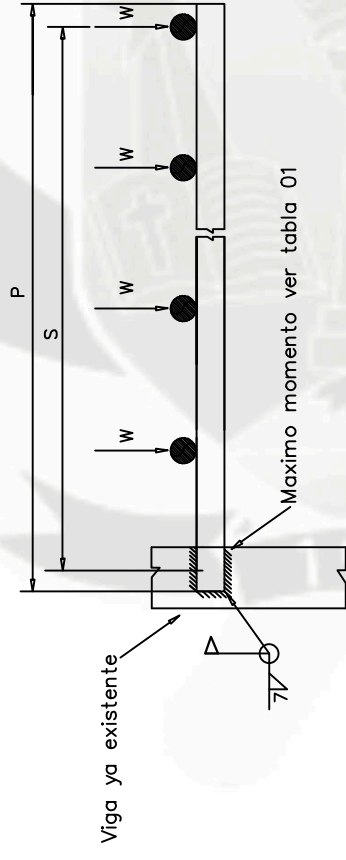
UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA DE AREQUIPA
RACK DE DISTRIBUCIÓN, SISTEMA DE ALTA Y BAJA PRESIÓN
PLANO N°: 400-2010
REV 3
HOJA: 1 de 1



Soporte A



Soporte B



Soporte C

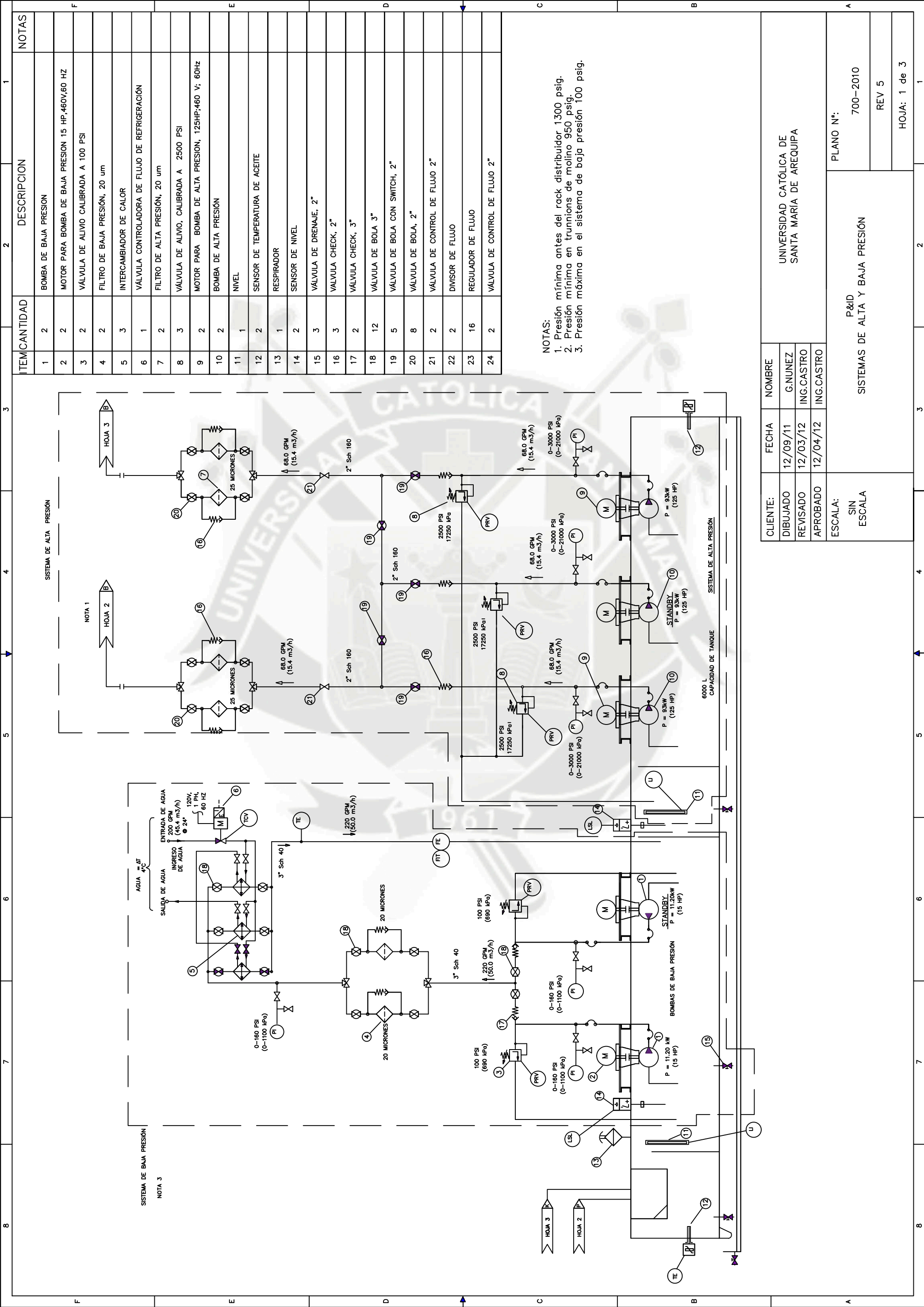
DIMENSION DE SOPORTE	Maxima distancia (mm)		Maxima momento (SxW) Nm	Material
	P	S		
4x4x1/4 (A)	200	182.5	49.92	A 36
4x4x1/4 (B)	350	332.5	149.78	A 36
4x4x1/4 (C)	650	632.5	499.27	A 36

Nota:  
 Peso de Tubería de 2"SCH 160 (11.12 Kg/m)  
 W = 332.85 N

CLIENTE:	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARIA DE AREQUIPA
DIBUJADO	12/09/11	G.NUNEZ	
REVISADO	12/02/12	ING.CASTRO	
APROBADO	12/04/12	ING.CASTRO	
ESCALA:	SIN ESCALA		PLANO N°: 600-2010
			REV 3
			HOJA: 1 de 1

SOPORTES PARA TUBERÍAS





ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	NOTAS
1	2	BOMBA DE BAJA PRESION	
2	2	MOTOR PARA BOMBA DE BAJA PRESION 15 HP, 460V, 60 HZ	
3	2	VALVULA DE ALIVIO CALIBRADA A 100 PSI	
4	2	FILTRO DE BAJA PRESION, 20 um	
5	3	INTERCAMBIADOR DE CALOR	
6	1	VALVULA CONTROLADORA DE FLUJO DE REFRIGERACION	
7	2	FILTRO DE ALTA PRESION, 20 um	
8	3	VALVULA DE ALIVIO, CALIBRADA A 2500 PSI	
9	2	MOTOR PARA BOMBA DE ALTA PRESION, 125HP, 460 V; 60Hz	
10	2	BOMBA DE ALTA PRESION	
11	1	NIVEL	
12	2	SENSOR DE TEMPERATURA DE ACEITE	
13	1	RESPIRADOR	
14	2	SENSOR DE NIVEL	
15	3	VALVULA DE DRENAJE, 2"	
16	3	VALVULA CHECK, 2"	
17	2	VALVULA CHECK, 3"	
18	12	VALVULA DE BOLA 3"	
19	5	VALVULA DE BOLA CON SWITCH, 2"	
20	8	VALVULA DE BOLA, 2"	
21	2	VALVULA DE CONTROL DE FLUJO 2"	
22	2	DIVISOR DE FLUJO	
23	16	REGULADOR DE FLUJO	
24	2	VALVULA DE CONTROL DE FLUJO 2"	

NOTAS:  
 1. Presión mínima antes del rack distribuidor 1300 psig.  
 2. Presión mínima en trunnions de molino 950 psig.  
 3. Presión máxima en el sistema de baja presión 100 psig.

CLIENTE:	FECHA	NOMBRE
DIBUJADO	12/09/11	G. NUNEZ
REVISADO	12/03/12	ING. CASTRO
APROBADO	12/04/12	ING. CASTRO

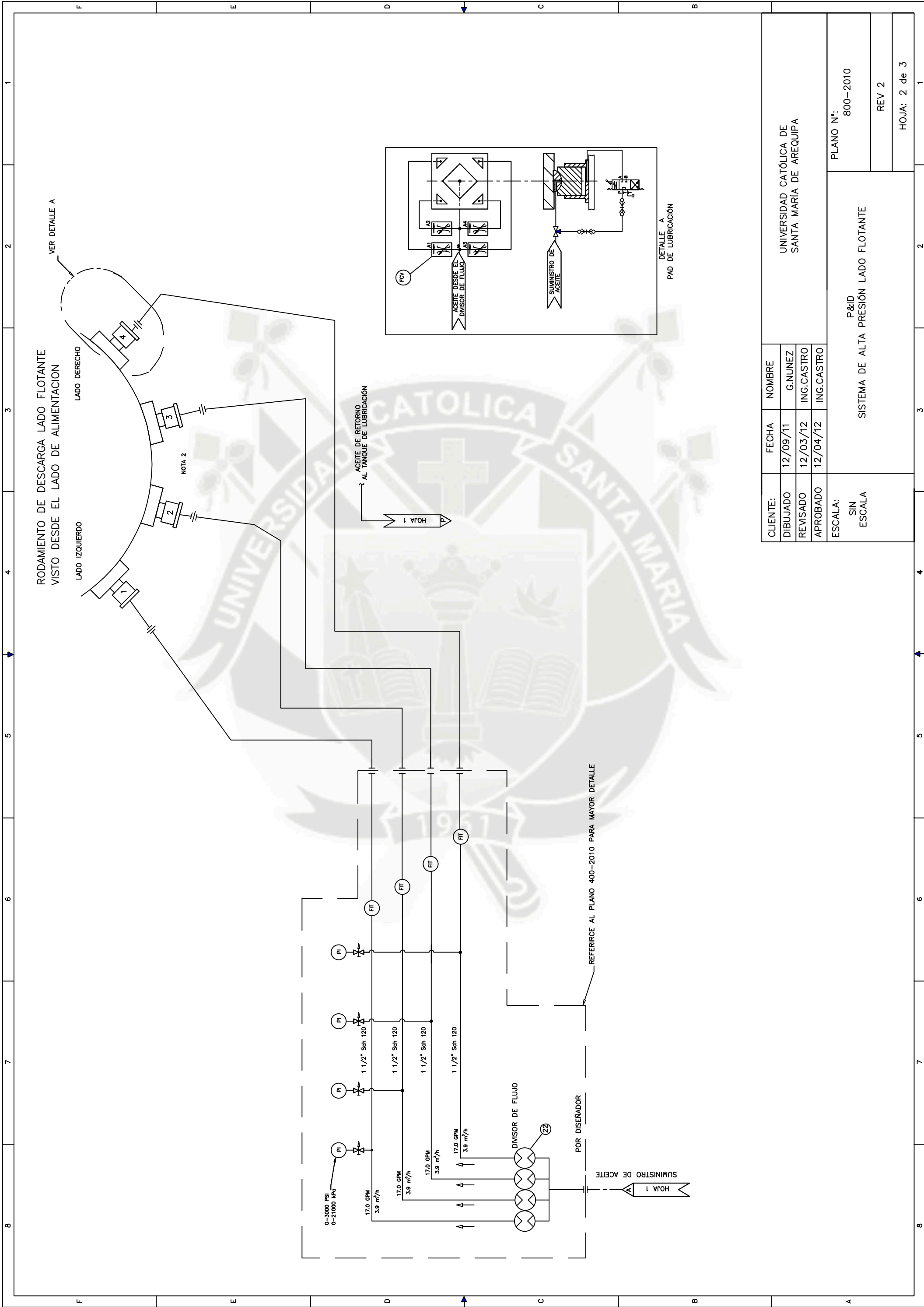
ESCALA:  
 SIN ESCALA

SISTEMAS DE ALTA Y BAJA PRESIÓN

PLANO N°:  
 700-2010

REV 5

HOJA: 1 de 3

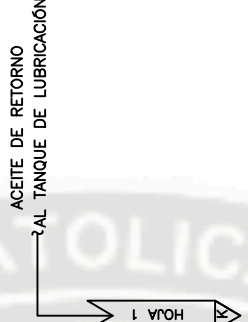
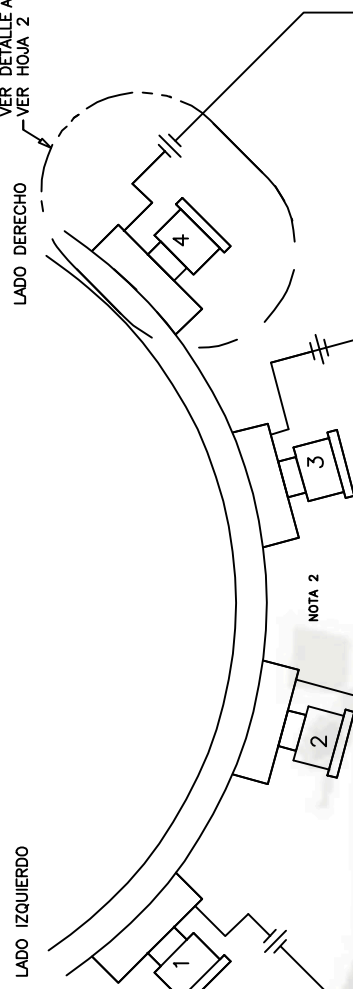
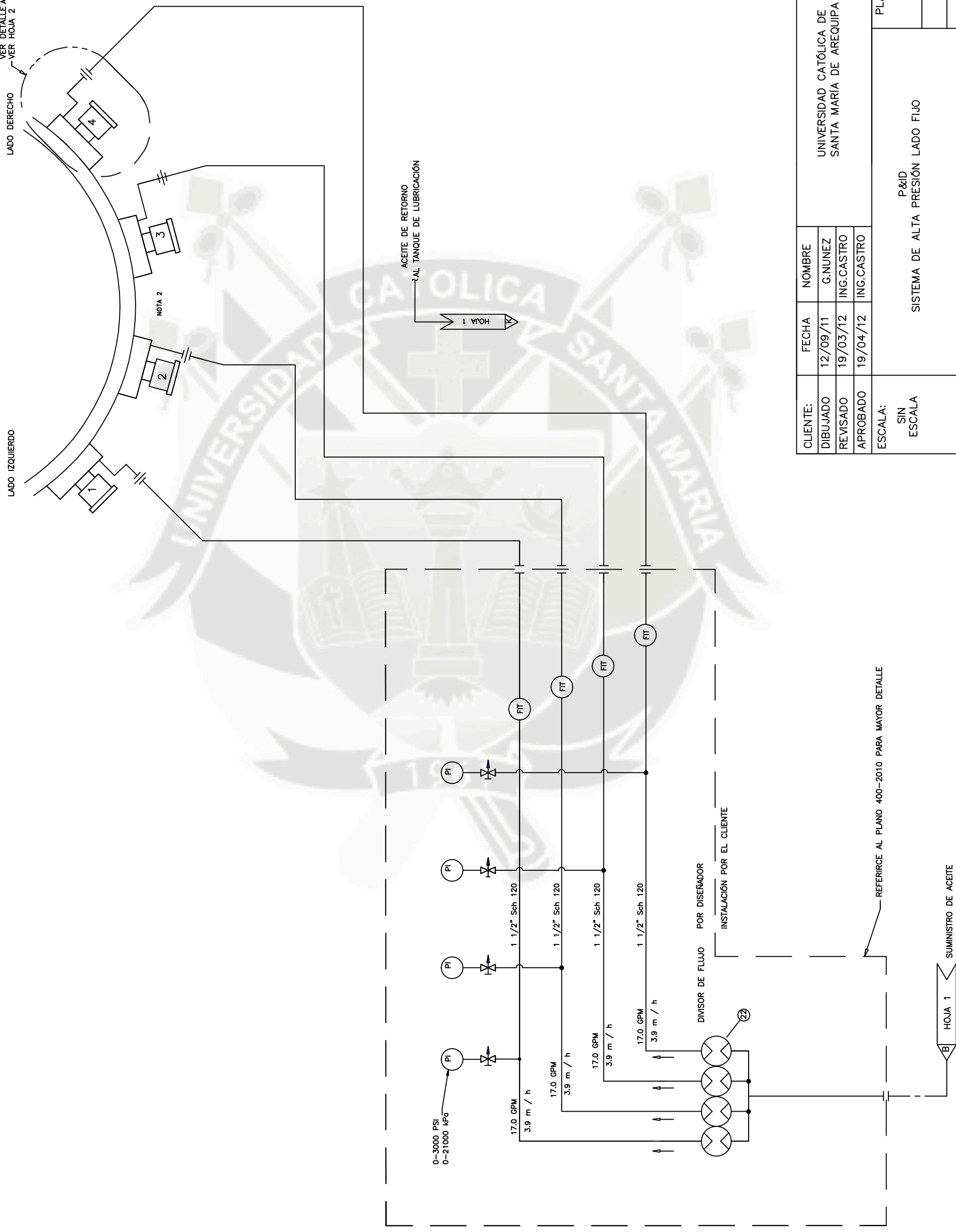


CLIENTE:	FECHA	NOMBRE
UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARIA DE AREQUIPA	12/09/11	G.NUNEZ
	12/03/12	ING.CASTRO
	12/04/12	ING.CASTRO

ESCALA:	PLANO N°:
SIN ESCALA	800-2010

SISTEMA DE ALTA PRESIÓN LADO FLOTANTE	
P&ID	
REV 2	
HOJA: 2 de 3	

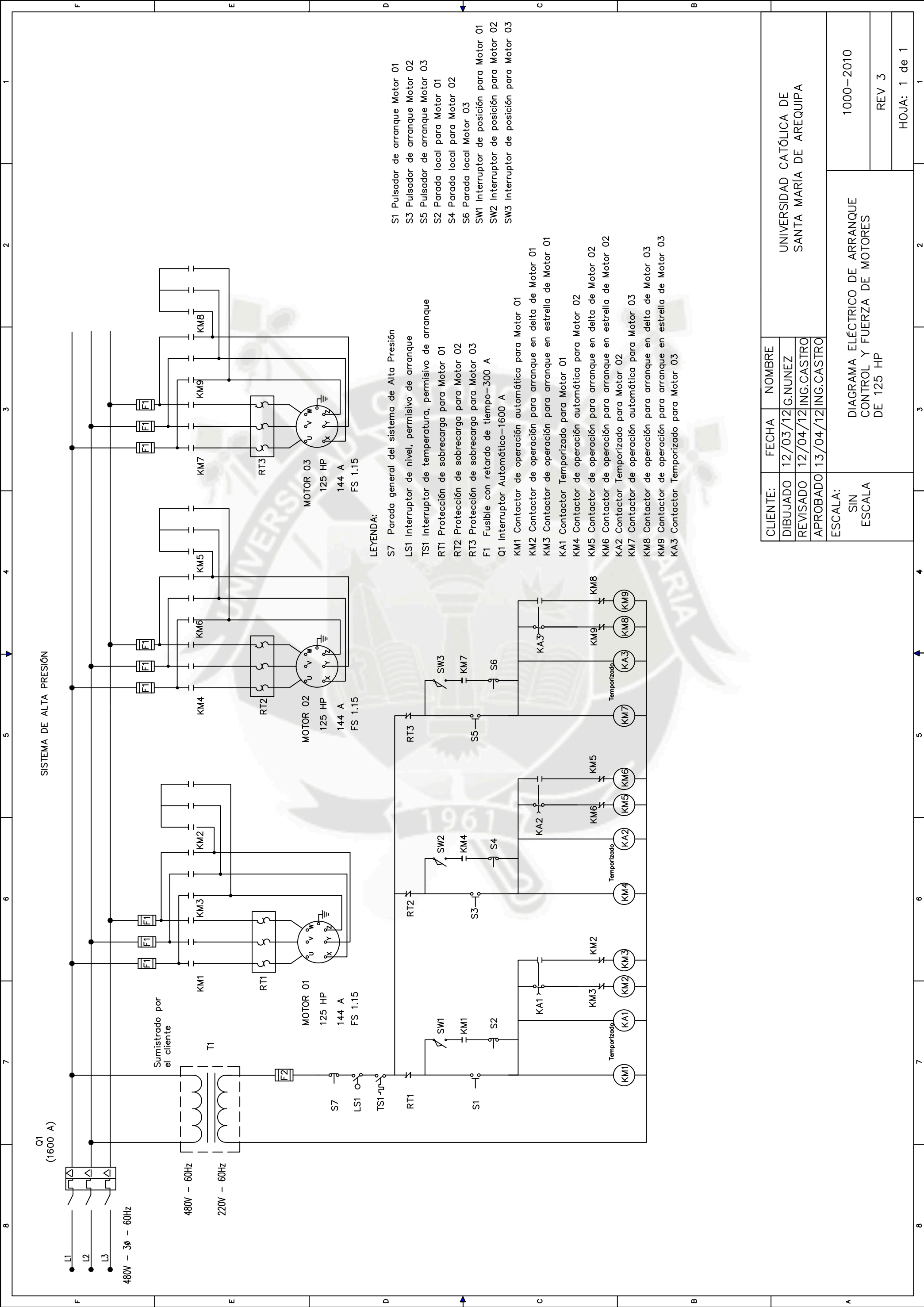
RODAMIENTO DE CARGA LADO FIJO  
VISTO DESDE EL LADO ALIMENTACIÓN



CLIENTE:	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARIA DE AREQUIPA
DIBUJADO	12/09/11	G.NUNEZ	
REVISADO	19/03/12	ING.CASTRO	
APROBADO	19/04/12	ING.CASTRO	PLANO N°:
ESCALA:	SIN ESCALA		900-2010
SISTEMA DE ALTA PRESIÓN LADO FIJO			REV 2
P&ID			HOJA: 3 de 3

REFERIRSE AL PLANO 400-2010 PARA MAYOR DETALLE

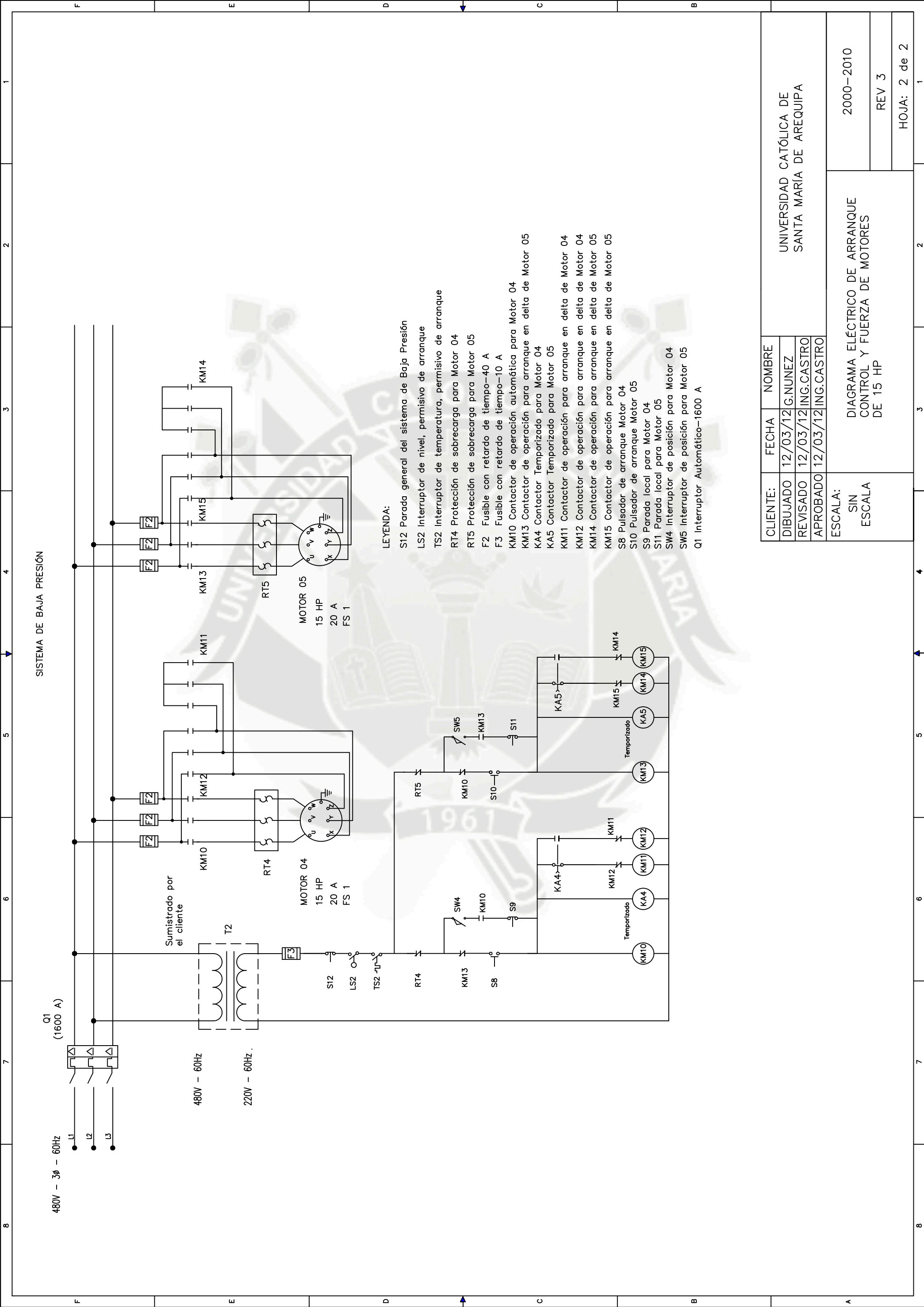
HOJA 1 SUMINISTRO DE ACEITE



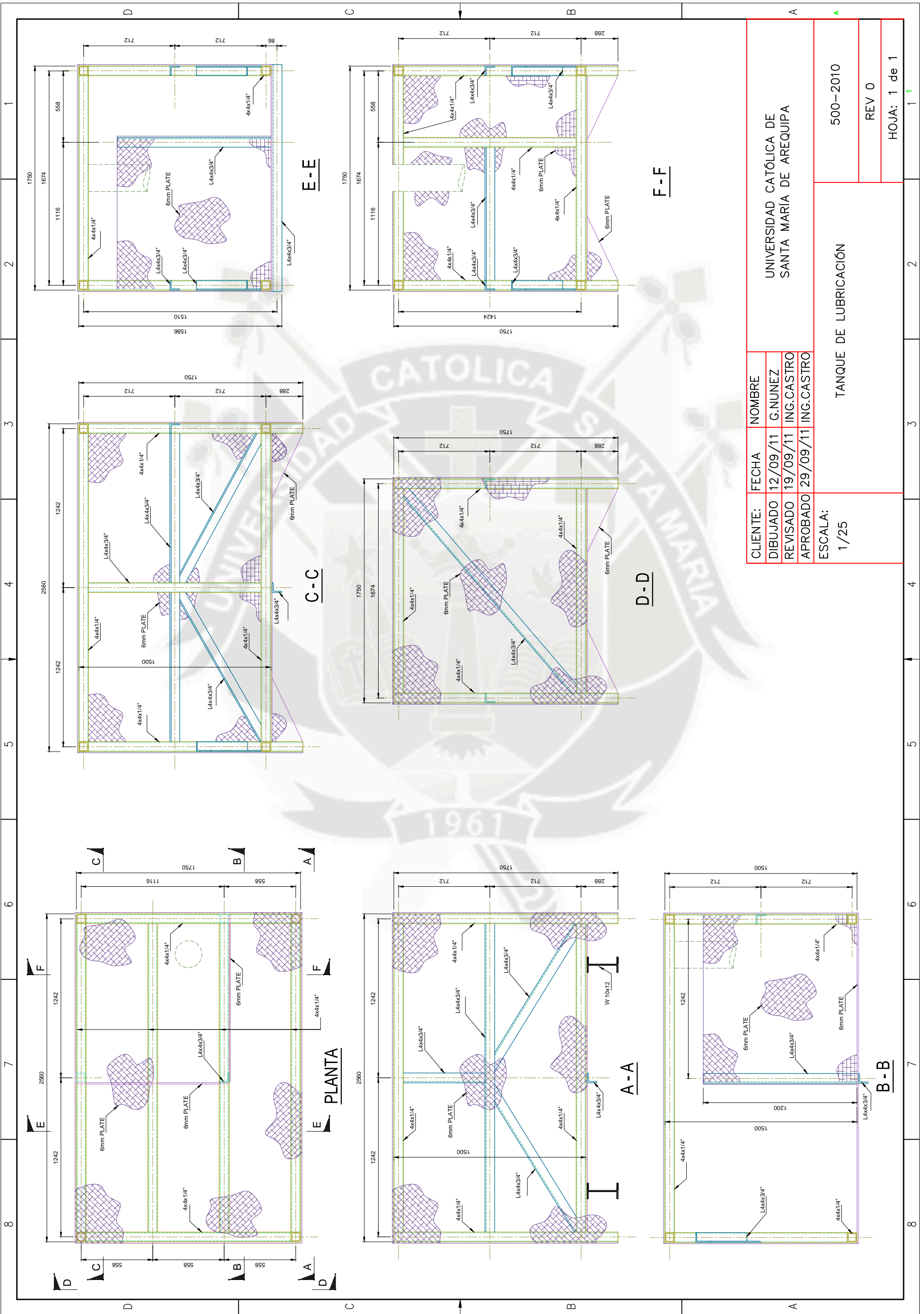
SISTEMA DE ALTA PRESIÓN

- LEYENDA:
- S7 Parada general del sistema de Alta Presión
  - LS1 Interruptor de nivel, permisivo de arranque
  - TS1 Interruptor de temperatura, permisivo de arranque
  - RT1 Protección de sobrecarga para Motor 01
  - RT2 Protección de sobrecarga para Motor 02
  - RT3 Protección de sobrecarga para Motor 03
  - F1 Fusible con retardo de tiempo-300 A
  - Q1 Interruptor Automático-1600 A
  - KM1 Contactor de operación automática para Motor 01
  - KM2 Contactor de operación para arranque en delta de Motor 01
  - KM3 Contactor de operación para arranque en estrella de Motor 01
  - KA1 Contactor Temporizado para Motor 01
  - KM4 Contactor de operación automática para Motor 02
  - KM5 Contactor de operación para arranque en delta de Motor 02
  - KM6 Contactor de operación para arranque en estrella de Motor 02
  - KA2 Contactor Temporizado para Motor 02
  - KM7 Contactor de operación automática para Motor 03
  - KM8 Contactor de operación para arranque en delta de Motor 03
  - KM9 Contactor de operación para arranque en estrella de Motor 03
  - KA3 Contactor Temporizado para Motor 03

CLIENTE:	FECHA	NOMBRE
DIBUJADO	12/03/12	G.NUNEZ
REVISADO	12/04/12	ING.CASTRO
APROBADO	13/04/12	ING.CASTRO
ESCALA:	DIAGRAMA ELÉCTRICO DE ARRANQUE CONTROL Y FUERZA DE MOTORES DE 125 HP	
SIN ESCALA	1000-2010	
	REV 3	
	HOJA: 1 de 1	



CLIENTE:	FECHA	NOMBRE
DIBUJADO	12/03/12	G.NUNEZ
REVISADO	12/03/12	ING.CASTRO
APROBADO	12/03/12	ING.CASTRO
ESCALA:	DIAGRAMA ELÉCTRICO DE ARRANQUE CONTROL Y FUERZA DE MOTORES DE 15 HP	
SIN ESCALA	2000-2010	
	REV 3	
	HOJA: 2 de 2	



CLIENTE:	FECHA	NOMBRE	UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA DE AREQUIPA
	DIBUJADO	G.NUNEZ	
	REVISADO	ING.CASTRO	
APROBADO	29/09/11	ING.CASTRO	TANQUE DE LUBRICACIÓN
ESCALA:	1/25	500-2010	
			REV 0
			HOJA: 1 de 1

1 2 3 4 5 6 7 8

1 2 3 4 5 6 7 8