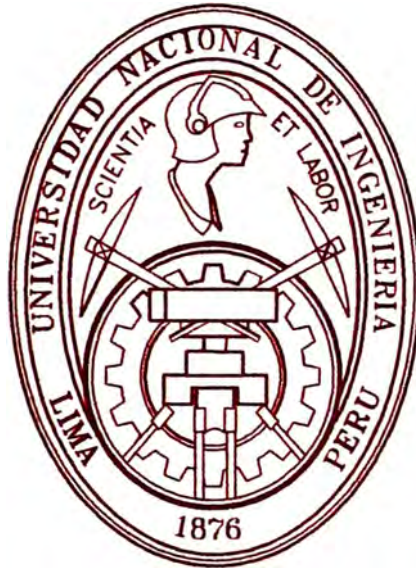


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**“CALCULO DE SISTEMA OLEOHIDRAULICO PARA EL
ACCIONAMIENTO DE COMPUERTAS DE REPRESA EN
CC.HH DE YANANGO”**

INFORME DE SUFICIENCIA

PARA OPTAR ÉL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

FERNANDO MOSQUERA GUTIERREZ

PROMOCION 1994-I

LIMA-PERU

2006

*Agradezco a Dios por todas las bendiciones que me -da en esta vida; a mis **padres por su apoyo incondicional durante mi formación Universitaria, a mi esposa Milagritos por su comprensión y ayuda en el desarrollo del presente informe.***

A todos mis profesores, y maestros que me enseñaron y contribuyeron al desarrollo de mi carrera personal y profesional.

INDICE

PROLOGO

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

- 1.0 ANTECEDENTES
- 1.1 OBJETIVOS
- 1.2 ALCANCES
- 1.3 LIMITACIONES

CAPITULO II

DESCRIPCION GENERAL DE COMPUERTAS HIDRAULICAS

- 2.1 GENERALIDADES
- 2.2 COMPUERTAS DE SEGMENTO
- 2.3 COMPUERTAS DE SECTOR
- 2.4 COMPUERTAS DE CLAPETA
- 2.5 COMPUERTAS DE STONEY
- 2.6 COMPUERTAS DE VAGON
- 2.7 SISTEMAS DE CONTROL DE COMPUERTAS
 - 2.7.1 CONTROL MANUAL PIÑON CREMALLERA
 - 2.7.2 CONTROL MANUAL TORNILLO SIN FIN

2.7.3 CONTROL ELECTRICO MOTORREDUCTOR TAMBOR Y
CABLE

2.7.4 CONTROL CON SISTEMA OLEOHIDRAULICO

CAPITULO III

CONSIDERACIONES DE DISEÑO EN UN SISTEMA OLEOHIDRAULICO

3.1 FUNDAMENTOS BASICOS DE OLEOHIDRAULICA

3.2 CONSIDERACIONES EN LA SELECCIÓN DE BOMBAS

3.3 CALCULO Y SELECCIÓN DE CILINDROS OLEOHIDRAULICOS

3.4 TIPOS Y SELECCION DE ELECTROVALVULAS

3.4.1 VALVULAS DE CIERRE

3.4.2 VALVULAS DIRECCIONALES

3.4.3 VALVULA LIMITADORA DE PRESION

3.5 SELECCION DE FILTROS

CAPITULO IV

CÁLCULO Y SELECCIÓN DE EQUIPOS

4.1 GENERALIDADES

4.2 PARA ACCIONAMIENTO DE COMPUERTAS TOMA TARMA

4.3 PARA ACCIONAMIENTO DE COMPUERTAS DE PURGA
DESARENADOR

4.4 PARA ACCIONAMIENTO DE COMPUERTAS DE PURGA
DESGRAVADOR

4.5 CALCULO DE UNIDAD DE PRESION OLEOHIDRAULICA

CAPITULO V

FABRICACION Y MONTAJE DE UNIDAD DE PODER OLEOHIDRAULICO

5.1 GENERALIDADES

5.2 FABRICACION DE DEPOSITO DE FLUIDO HIDRAULICO

5.3 GRUPO MOTOR-BOMBA

5.3 FABRICACION DE MANIFOLD PARA MONTAJE DE VALVULAS

CAPITULO VI

INSTALACION Y PUESTA EN MARCHA

6.1 GENERALIDADES

6.2 LAVADO DEL SISTEMA OLEOHIDRAULICO

6.3 PUESTA EN SERVICIO DE LOS EQUIPOS

6.4 PRUEBAS DE LOS EQUIPOS

CAPITULO VII

EVALUACION DE COSTOS

CAPITULO VIII

MANUAL DE MANTENIMIENTO Y FALLAS

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFÍA

PLANOS

APENDICE

PROLOGO

La técnica de accionamiento, regulación y comando de compuertas hidráulicas mediante sistemas oleohidráulicos se ha visto incrementada con la construcción de Centrales Hidroeléctricas, la construcción de represas de irrigación y almacenamiento de agua para el consumo humano.

Con el presente informe se pretende hacer un aporte a la transmisión de conocimientos a las personas que se encuentran en formación profesional y también a los usuarios de estos equipos a manera de manual de consulta.

En el Capitulo I se describe los objetivos del presente informe, también se describen los alcances y limitaciones del proyecto.

En el capitulo II se describen los diferentes tipos de compuertas que se usan en Centrales Hidroeléctricas. También se describe los diferentes tipos de accionamientos de estas compuertas y se compara algunas ventajas de unas respecto de otras

En el Capitulo III se desarrolla el fundamento teórico de la Oleohidráulica. También se desarrolla el marco teórico para el diseño de cilindros oleohidráulicos, así como la descripción y selección de las válvulas hidráulicas usadas en el desarrollo de este proyecto.

En el Capitulo IV se desarrollará el cálculo y selección de los cilindros oleohidráulicos para el cual se toma como datos de entrada las bases del concurso público. Además se incluye la selección de la bomba y el motor eléctrico. También se calcula el caudal y el tamaño del Tanque Hidráulico.

En el Capitulo V se desarrolla el montaje y fabricación de la Unidad Hidráulica de Poder, en cual se indica los parámetros del tanque, el grupo motor-bomba y el manifold de válvulas. Todos estos componentes se construyen en base a Normas Técnicas según la aplicación.

En el Capitulo VI se desarrolla los pasos para la instalación y puesta en servicio de los equipos de nuestro sistema Oleohidráulico. Se describe el lavado de las tuberías, los pasos a seguir para la puesta en marcha y los ajustes de las válvulas para un el funcionamiento normal de los equipos, según las necesidades del cliente.

En el Capitulo VII se desarrolla una estructura de costos por la realización de este proyecto, los precios están U.S \$ y no incluyen I.G.V.

En el Capitulo VIII se desarrolla un manual de mantenimiento preventivo del sistema Oleohidráulico, esto con la finalidad de mantener bajo condiciones optimas de operación de los equipos. Además se incluye una tabla de fallas más comunes en estos equipos, así como su respectiva solución.

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a la empresa Fluidtek SRL, quienes me dieron la oportunidad de desarrollarme en el campo de la Oleohidráulica y que a su vez han contribuido al presente proyecto.

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

1.0 ANTECEDENTES

Las Centrales Hidroeléctricas generan electricidad a partir del uso de saltos de agua. Debido a que el Perú es un país potencialmente Hídrico y al bajo costo de generación, se han venido ejecutando algunos proyectos de C.H. en los últimos años.

Todas las C.H utilizan agua almacenada a una determinada altura (energía potencial) para generar la electricidad. El almacenamiento del agua de los ríos se realiza en las represas los cuales usan compuertas para el control de ingreso y salida de agua en su interior.

Anteriormente se realizaba la apertura y cierre de estas compuertas mediante dispositivos mecánicos los cuales a su vez eran movidos por un motor eléctrico. Actualmente se realiza el accionamiento y control de estas compuertas mediante uno o dos cilindros hidráulicos, los cuales a su vez se mueven al ingresar aceite a presión en una de sus cámaras, el aceite a presión es generado por una bomba accionado por un motor eléctrico, lo cual facilita el mando a distancia.

El trabajo se realizo para la Central Hidroeléctrica de Yanango, provincia de Chanchamayo Dpto. de Junín, con una generación de 40.5 Mw. y fue puesto en servicio el año 2001.

1.1 OBJETIVO

El presente informe tiene como objetivo hacer el diseño del circuito Oleohidráulico para el accionamiento de las compuertas que se usaran en la Bocatoma de la C.H. de Yanango, así como el cálculo y selección de equipos que constituyen dicho circuito.

1.2 ALCANCES

Todos los cálculos que se realizan en el presente informe son a partir de los datos suministrados por el cliente; como son el tipo y dimensiones de las compuertas, fuerza de izaje y de cierre, velocidades de apertura y cierre, numero de compuertas, accionamientos auxiliares, ubicación de la unidad de control y demás términos que se adjuntan en el apéndice de este informe. Además se incluye las pruebas de puesta en marcha que son las que verifican si los valores reales concuerdan con los requeridos por el cliente. Cabe señalar que en la fuerza de izaje esta incluido el peso de la compuerta y la fuerza de fricción que se produce en las guías deslizantes producto de la presión de la columna de agua sobre la superficie de la compuerta.

1.3 LIMITACIONES

El presente informe no incluye el montaje de los equipos en el lugar de trabajo. Tampoco incluye el tendido de las tuberías oleohidráulicas y las instalaciones eléctricas en nuestros equipos, ya que todo esto correrá por cuenta del cliente, por lo que no se tocara en este informe.

CAPITULO II

DESCRIPCION GENERAL DE COMPUERTAS HIDRAULICAS

2.1 GENERALIDADES

El título del presente apartado, nos lleva a estudiar los distintos medios adoptados en las instalaciones hidráulicas, para de forma controlada, abrir, cerrar, regular o bloquear el paso de agua a través de las estructuras y condiciones descritas hasta el momento, como son los aliviaderos, desagües de fondo y medio fondo, tomas de agua , tuberías forzadas, etc.

Aunque son numerosos los tipos de compuertas existentes, basados en las exigencias particulares de cada obra hidráulica y en una experimentación constante, iniciaremos el tema estableciendo una relación, limitada a los más significativos, en la que se insertan las compuertas de uso predominante en la actualidad. Seguidamente indicaremos las características más importantes, zonas habituales de utilización y los equipos de gobierno y control, propios de cada una de ellas.

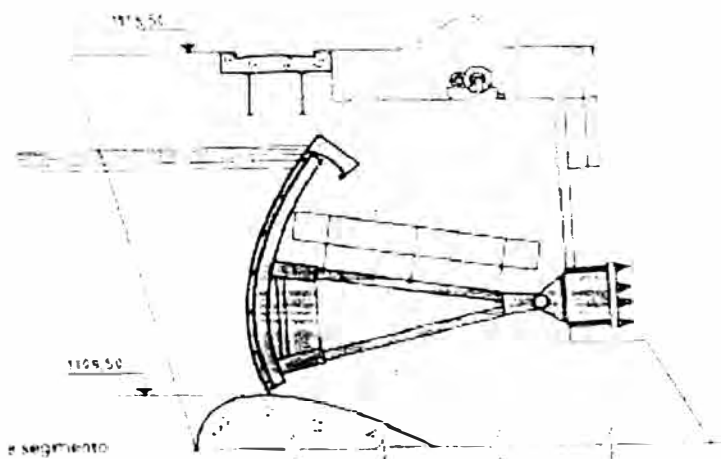
El cálculo y diseño de las compuertas, ha de responder a una serie de exigencias mecánicas e hidráulicas, para que en las mismas no se produzcan vibraciones, sea cual sea la apertura y la presión soportada, incluidos los valores extremos a que pueden estar sometidas.

Mediante sus equipos de accionamiento, deben de ser capaces de abrir y cerrar, a la mayor velocidad posible, incluso cuando se encuentran bajo la máxima presión de servicio.

2.2 COMPUERTA DE SEGMENTO

También se nombran **compuertas Taintor** (o Tainter). Cada una consta, esencialmente, de una pantalla de superficie rectangular curvada, en la que, la base y extremo superior, corresponden a generatrices horizontales del cilindro recto descrito por las mismas.

Los extremos laterales son de sección circular y de los límites de ambos parten unas estructuras metálicas que, a modo de brazos, convergen y se asientan en bulones de giro, los cuales están rígidamente anclados a la obra de hormigón, aguas debajo de los laterales de la abertura donde la compuerta tiene su alojamiento. Para equilibrar el peso de la compuerta, suelen estar contrapesadas, por medio de bloques metálicos o de hormigón, o por la prolongación de los brazos de giro, rebasando éstos al eje en el sentido de aguas abajo.



Este tipo de compuertas, se utilizan, principalmente, en aliviaderos de superficie, túneles aliviaderos y en la zona de obturación de aguas debajo de los desagües de fondo y medio fondo.

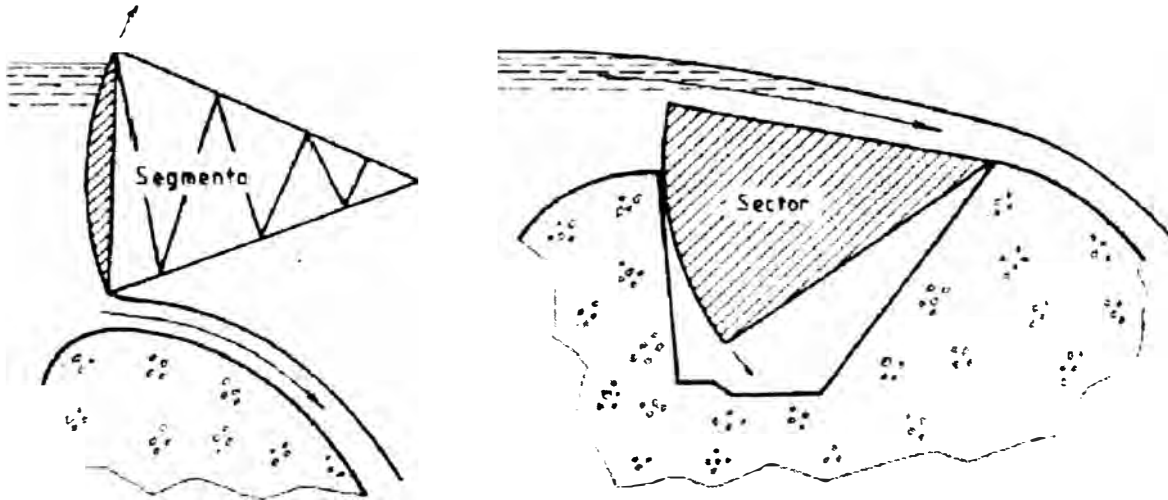
2.3 COMPUERTAS DE SECTOR

Aunque aparentemente, presentan cierta semejanza con las compuertas de Segmento, y de hecho se llegan a confundir entre sí en el **argot** de las instalaciones, las compuertas del sector presentan ciertas particularidades que las identifican como tales.

Se distinguen dos cualidades fundamentales al comparar ambos tipos de compuertas. Empezamos por la que se refiere a las estructuras respectivas y ponemos de relieve que, en las compuertas de segmento, solamente, la zona de contacto con el agua, presenta una superficie formada por chapas metálicas; mientras que en las de sector, además de dicha superficie, también de configuración cilíndrica, pueden estar totalmente cubiertas los pertenecientes a los planos definidos por los radios que delimitan al sector propiamente dicho incluidos los laterales, formándose auténticos cajones flotantes, construcción que caracteriza a las **compuertas de sector flotantes**.

La segunda condición, radica en que, mediante la utilización de compuertas de sector, el vertido se efectúa por la parte superior de dichas compuertas, deslizándose el agua sobre el plano superior de los anteriormente descritos, y no a través del umbral de la abertura controlada por una compuerta de segmento. Ello se debe a la peculiar disposición de

recintos ubicados por debajo del asentamiento de cierre de la compuerta de sector a que pertenece.

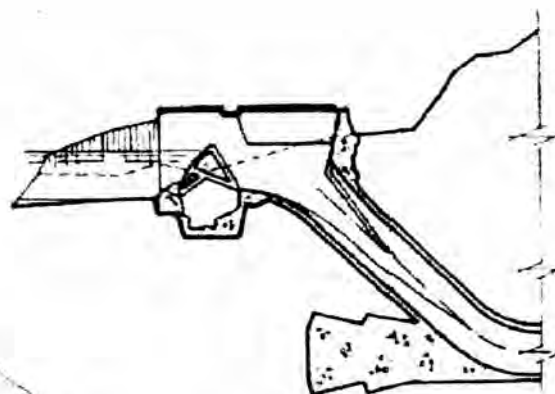
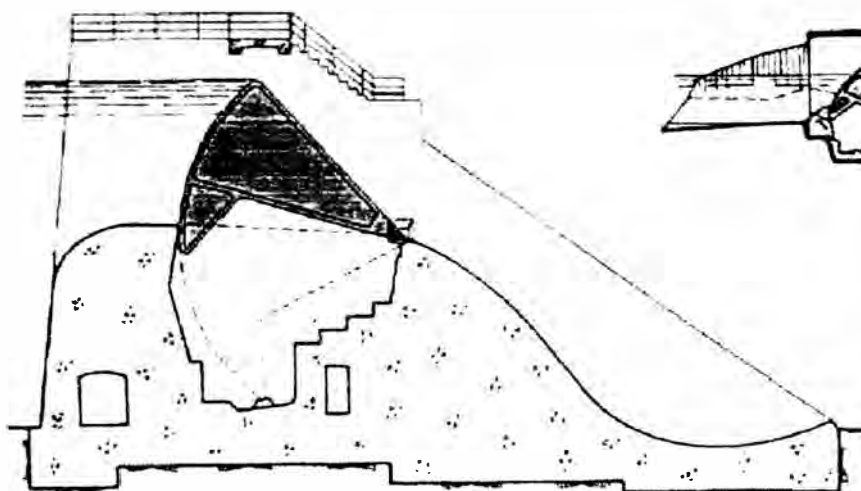


Dentro de dichos recintos, se encuentran instalados los mecanismos de accionamiento de las compuertas, los cuales consisten, por regla general, en **servomotores** gobernados por **sistemas de aceite a presión**. Estos equipos pertenecen a sector no flotantes, es decir aquellas cuyas únicas superficies metálicas corresponden a la zona cilíndrica y al plano superior.

Las compuertas de sector flotantes, pueden ser construidas por planchas metálicas, o de hormigón. Las posiciones adecuadas para el vertido, se consiguen mediante un sistema hidráulico que controla flotabilidad de la compuerta, en función de la cota del embalse.

La utilización de las compuertas de sector, no esta tan extendida como de las compuertas de segmento, aplicándose, aplicándose lo mismo que estas, en aliviaderos de superficie y túneles aliviaderos.

(a) — En aliviaderos de superficie



(b) — En túneles aliviaderos

Fig. 106 — Zonas de utilización de las compuertas de sector

2.4 COMPUERTAS DE CLAPETA

Suelen estar formados por tableros planos o curvados, de superficie rectangular, el giro lo realizan sobre un eje longitudinal situado en la base, haciendo el movimiento de apertura, a modo de bisagra, hacia aguas abajo, con las que, las compuertas de este tipo, siempre quedan sumergidas en el momento de vertido, al igual que suceden con las compuertas de sector. Se emplean, mayormente, en aliviaderos de superficie.

Los equipos de accionamiento, individuales para cada compuerta, son variados. Desde los basados en la utilización de cabrestantes que, mediante cadenas o cables, tiran de los extremos superiores de la compuerta para su elevación, o la dejan caer lentamente en el descenso, el cual es debido a la presión ejercida por el agua sobre la pantalla; hasta los mecanismos compuestos por servomotores, palancas y levas, contrapesos, etc. Que controlan el movimiento de las compuertas, desde recintos situados por

debajo de las mismas. En las compuertas de clapeta, la estanqueidad presenta ciertas dificultades, como consecuencia, fundamentalmente, de la acumulación de objetos extraños en las zonas de cierre, cuando éstas se encuentran abiertas e inician el cierre.

Se utilizan también como suplemento a otros tipos de compuertas, instalándose directamente sobre estas. Así existen **compuertas de segmento con clapeta**.

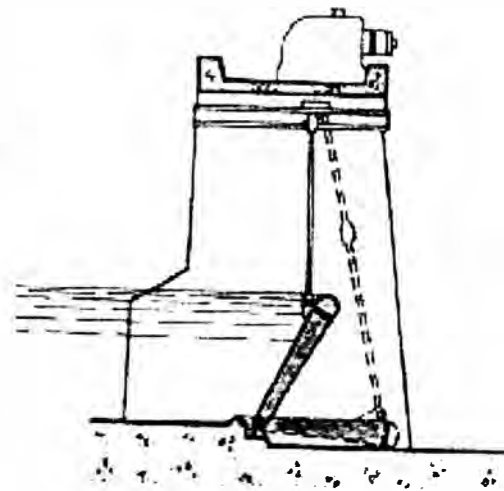
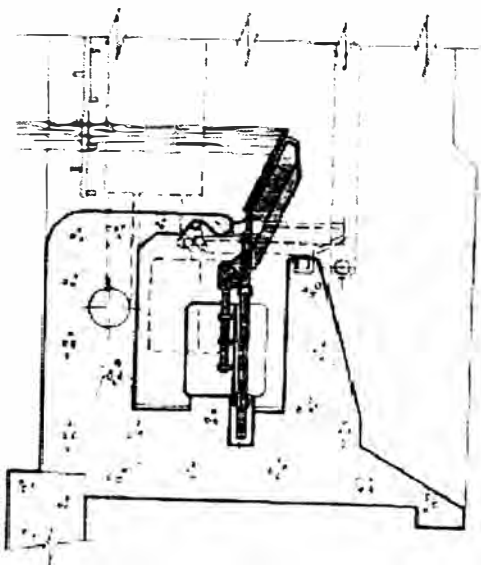


Fig. 107 — Compuerta de clapeta

2.5 COMPUERTAS STONEY

En este tipo de compuertas, pertenecientes al grupo de las deslizantes, los tableros son de superficie rectangular plana que, en la cara de aguas abajo, cuentan con estructuras metálicas que le dan rigidez.

El desplazamiento, sobre guías fijas a los laterales de la abertura, se realiza verticalmente, mediante la acción de cabrestantes que elevan la compuerta para permitir el paso del agua.

Para conseguir que el deslizamiento sea uniforme y sin agarrotamientos, en cada lateral de la compuerta se instala un tren de rodillo cada uno de los cuales se desplaza, respectivamente, sobre un camino de rodadura solidario con la compuerta y otro fijo a la guía lateral correspondiente; de forma similar como se efectúa el transporte de maquinaria pesada, sobre una serie de barras cilíndricas.

Cada tren de rodillos esta suspendido de una polea, cuyo cable tiene uno de los extremos fijo en la compuerta y el otro esta sujeto en un punto exterior de la misma. Ambos trenes de rodillos tienen un recorrido que equivale a la mitad del efectuado por el tablero. Estas compuertas se utilizan en los aliviaderos de superficie.

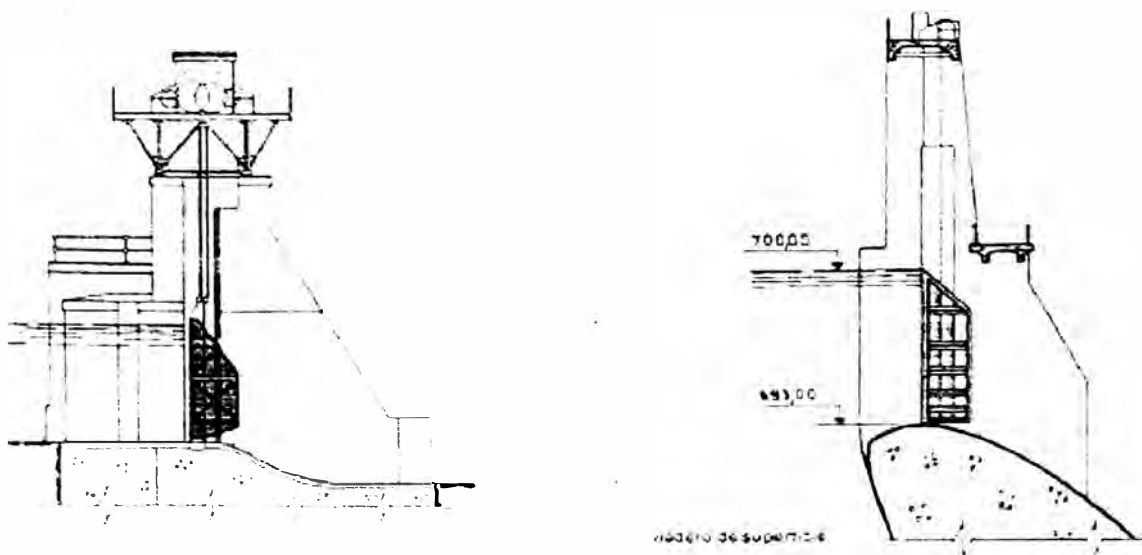
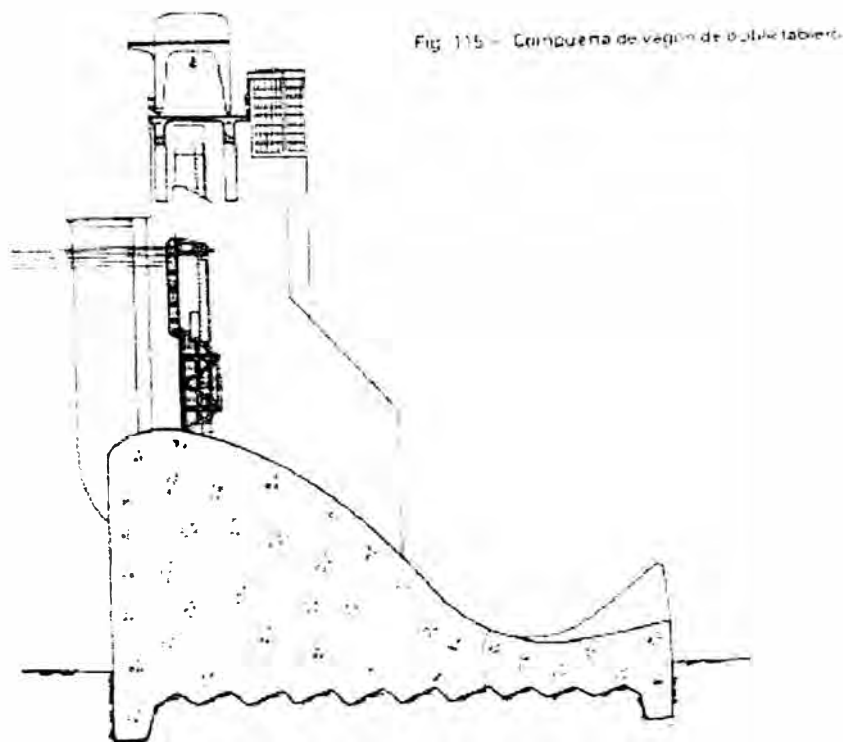


Fig. 110 - Compuerta Stoney

2.6 COMPUERTA DE VAGON

Son muy similares a las anteriores. La diferencia esencial estriba en que, el sistema de rodadura, esta formada por rodillos, cuyos ejes, fijos en los laterales de cada compuerta, están separados y repartidos uniformemente.

La aplicación es muy amplia, ya que tiene utilidad tanto en aliviaderos de superficie y túneles aliviaderos de superficie como en desagües de fondo y de medio fondo.



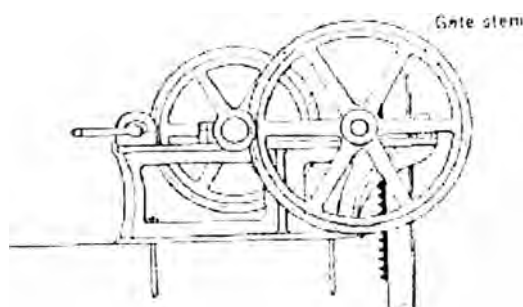
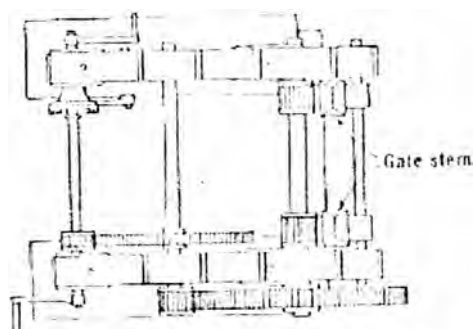
En determinados casos, suelen estar complementadas en su parte superior, bien por otro tablero, que se desliza sobre el principal, para regular el paso del agua, quedando sumergidos ambos, y cuyo conjunto recibe el nombre de **compuerta de vagón de doble tablero**, elevándose los dos cuando se trata de dar paso libre a las masas de agua.

2.7 SISTEMAS DE CONTROL DE COMPUERTAS

Por sus grandes dimensiones, peso y cargas que deben soportar, las compuertas deben ser movidas por sistemas mecánicos (eléctricos, hidráulicos, manuales). Su utilización depende de múltiples factores tales como espacio disponible, cargas transmitidas a la estructura y por supuesto el tipo de compuerta que deben mover. Los sistemas más comunes son: manivela piñón cremallera, volante con tornillo sinfín, con moto reductor y tambor de izaje (grúa puente), y con sistemas oleohidraulicos.

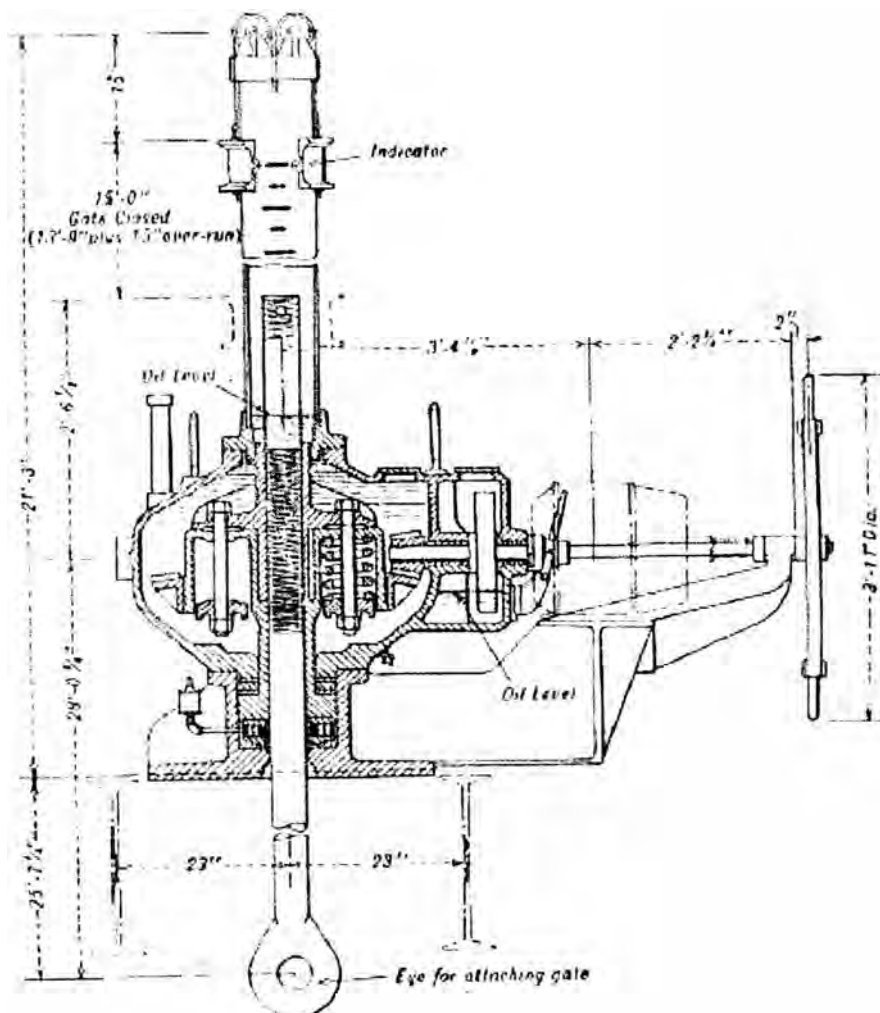
2.7.1 Control Manual Piñón Cremallera

Este sistema de control para subir y bajar compuertas solo se usa para cargas pequeñas. Generalmente lo constituyen una manivela con un sistema de fijación, el cual mantendrá la compuerta en una posición definida, en un extremo de la manivela se monta un piñón el cual puede ir directamente conectado al eje de izaje de la compuerta.



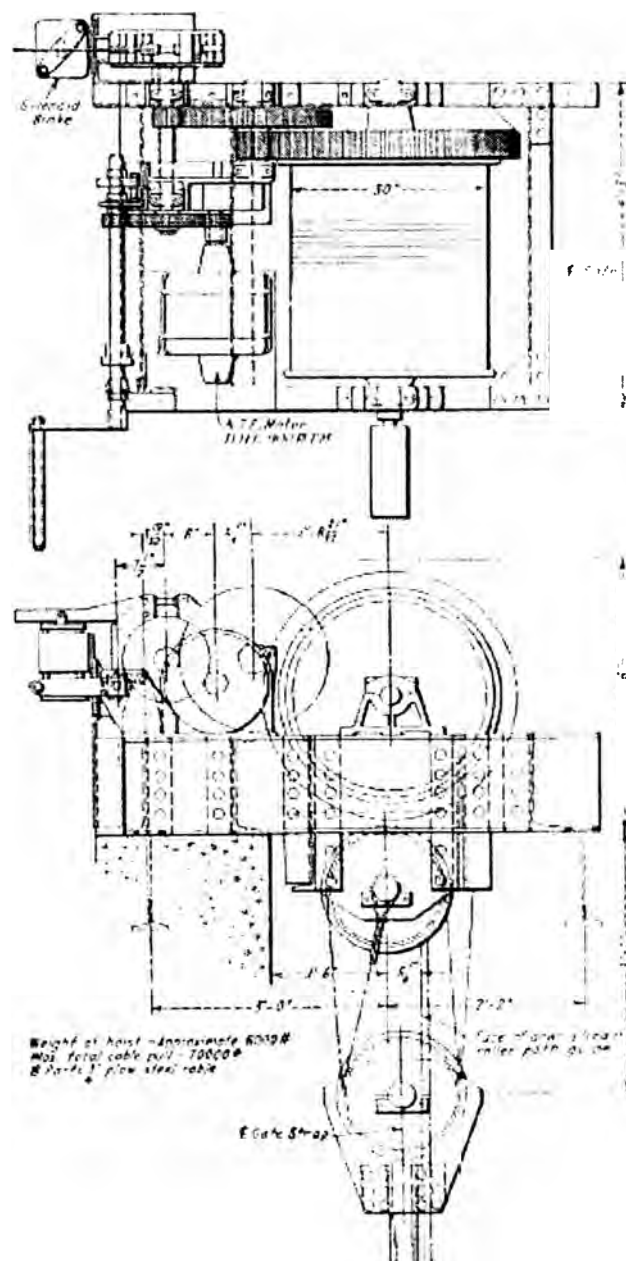
2.7.2 Control Manual por Tornillo Sinfín

Se usa para subir y bajar compuertas de mediana carga. Lo constituye una volante que también lleva un sistema de enclavamiento; en un extremo de la volante se monta un piñón el cual transmite movimiento a una caja de engranajes y esta a través de un tornillo sinfín al eje que mueve la compuerta, tal como se muestra en la figura.



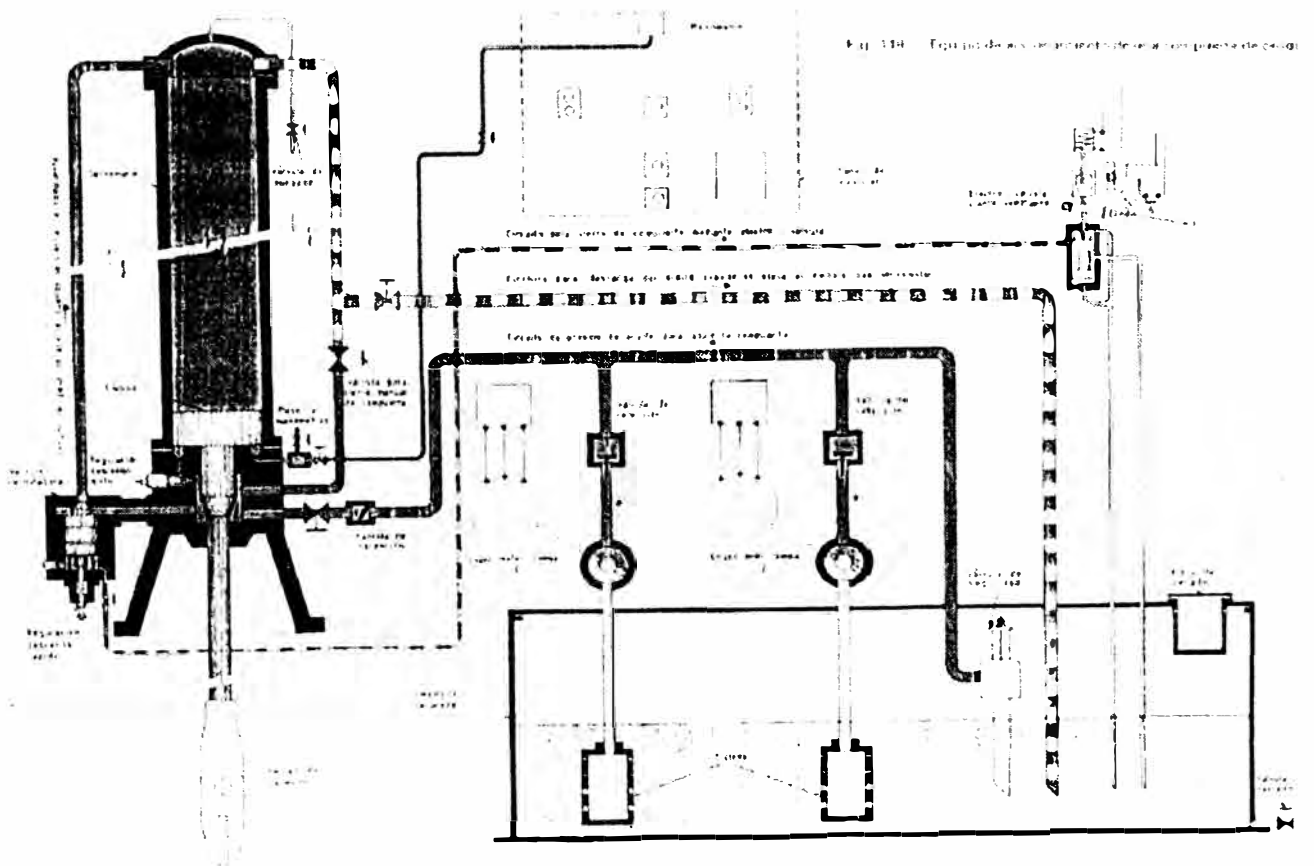
2.7.3 Control Eléctrico, Motorreductor, Tambor y cable de Izaje

Este sistema de control de compuertas se usa en aquellas que son capaces de bajar por su propio peso. Lo constituye un motor eléctrico que por medio de una caja de engranajes transmite movimiento de giro a un tambor, el cual a su vez por medio de dos cadenas o cables de acero levanta un determinado tipo de compuerta. Normalmente la velocidad de izaje de una compuerta es de 1 m. por minuto.



2.7.4 Control por Sistema Hidráulico

En este sistema se usa un cilindro hidráulico para levantar y bajar la compuerta, el movimiento del cilindro se consigue inyectando aceite a presión por uno de sus extremos como se muestra en la figura. El aceite a presión se consigue a través de una bomba hidráulica conectado a un motor eléctrico. Actualmente este sistema es el más usado debido a su fácil instalación y al control a distancia.



CAPITULO III

CONSIDERACIONES DE DISEÑO EN UN SISTEMA OLEOHIDRAULICO

3.1 FUNDAMENTOS BASICOS DE LA OLEOHIDRAULICA

3.1.1 HIDROMECHANICA

La hidromecánica es la teoría de las propiedades físicas y de la conducta de los líquidos en reposo (hidrostática) y en movimiento (hidrocinética).

Los líquidos se diferencian de los cuerpos sólidos por que sus partículas se pueden desplazar. Por lo tanto no poseen una forma definida sino que toman la forma del recipiente que lo rodea.

Los líquidos son menos compresibles que los gases

3.1.2 HIDROSTÁTICA

Las leyes de la hidrostática solo valen para los líquidos ideales, que deben considerarse como sin masa, libres de fricción e incompresibles.

Con estas consideraciones se capta la conducta de los circuitos ideales, es decir libres de pérdidas. En todos los elementos constructivos de instalaciones de técnica de fluidos de uno u otro

modo se producen pérdidas. En los elementos constructivos que trabajan según el principio de estrangulamiento, las pérdidas que se producen, hasta resultan ser una condición para su funcionamiento.

3.1.2 PRESION

Si la presión actúa como se presenta en la *figura 1* sobre las superficies de igual tamaño ($A_1 = A_2 = A_3$) entonces las fuerzas resultantes también son iguales ($F_1 = F_2 = F_3$)

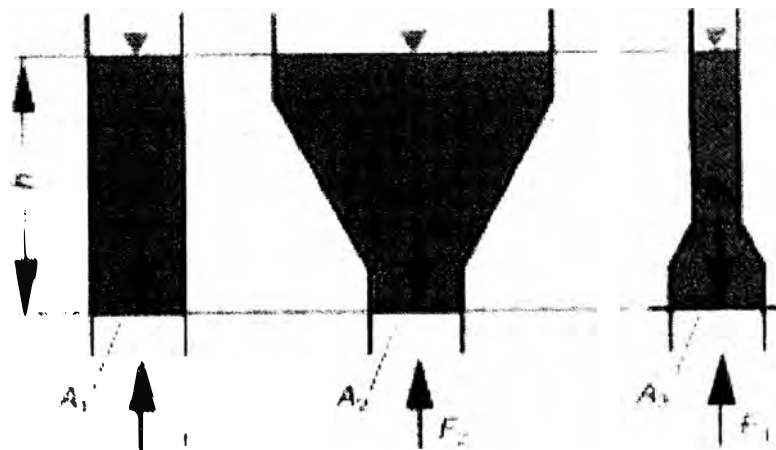


Figura 1. La presión hidrostática

3.1.3 PRESIÓN POR FUERZA EXTERNAS

El fundamento de la hidrostática es la Ley de Pascal:

“El efecto de una fuerza sobre un líquido en reposo se reparte en todas las direcciones dentro del líquido. La magnitud de la presión en el líquido es igual es igual a la fuerza por peso, referida a su superficie efectiva. La presión siempre actúa en forma vertical sobre la s superficies que limitan el recipiente.”

Además, la presión se reparte uniformemente hacia todos lados. Si se desprecia la presión de gravedad la presión es igual a cualquier lugar.

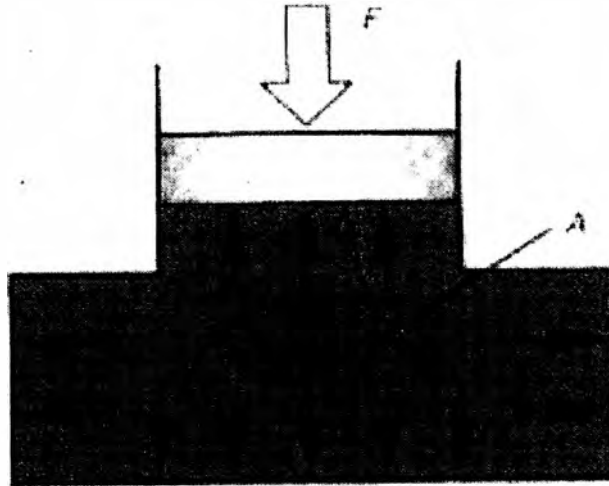


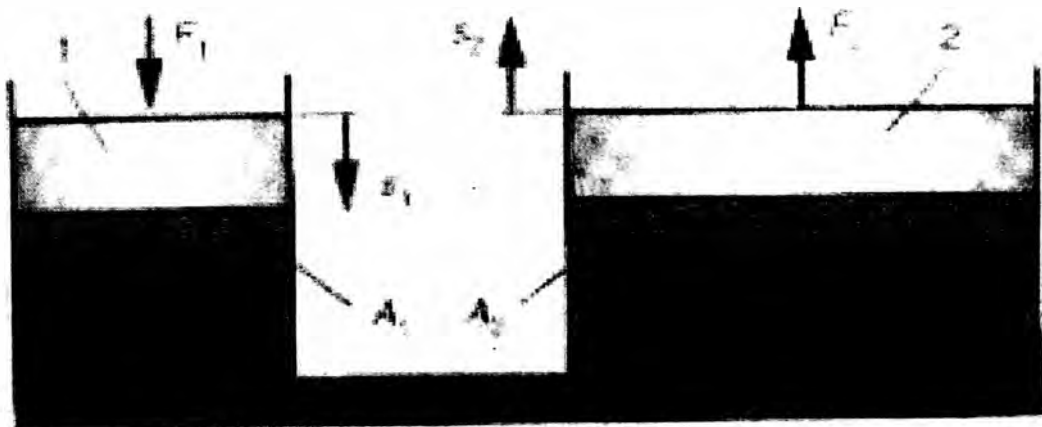
Figura 2. La ley de Pascal

Dadas las presiones con las cuales se trabaja en instalaciones hidráulicas modernas, la presión de gravedad puede depreciarse

Ejemplo : Columna de agua de 10 m \approx 1 bar

3.1.4 TRANSMISIÓN DE FUERZAS

Dado que la presión se reparte uniformemente en todas las direcciones, la forma del recipiente carece de importancia.



Cuando la fuerza F_1 actúa sobre la superficie A_1 , se produce la presión

$$P = \frac{F_1}{A_1}$$

La presión P actúa en cualquier lugar del sistema, también sobre la superficie A_2 . La fuerza alcanzable F_2 (carga a elevar) es

$$F_2 = P \cdot A$$

De modo que

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

O

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{A_2}{A_1}$$

Las fuerzas se comportan entre si como las superficies.

En un sistema de este tipo la presión P siempre se rige por la fuerza F y por la superficie efectiva A . Es decir la presión sigue aumentando hasta que pueda llegar a superar la resistencia que se opone al movimiento del líquido.

Si a través de la fuerza F_1 y de la superficie A_1 fuese posible alcanzar la presión necesaria para superar la carga F_2 (a través de la superficie A_2), entonces la carga F_2 podrá ser elevada. (Las pérdidas por rozamiento se pondrán despreciar)

Las trayectorias S_1 y S_2 de ambos pistones se comportan de modo inverso a las superficies.

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{A_2}{A_1}$$

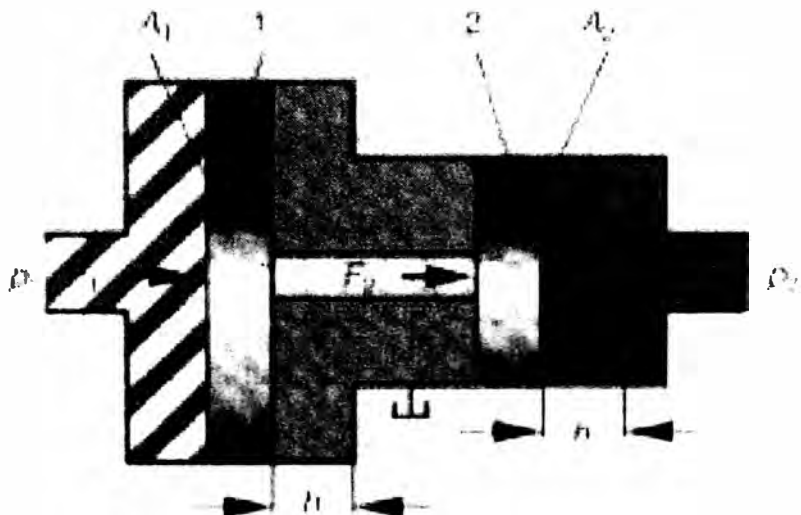
El trabajo del pistón de fuerza (1) W_1 es igual al trabajo del pistón de carga (2) W_2

$$W_1 = F_1 \cdot S_1$$

$$W_2 = F_2 \cdot S_2$$

3.1.5 TRANSMISIÓN DE PRESIÓN

Mediante una barra se han unido firmemente entre si dos pistones de distinto tamaño (figura 4: elementos 1 y 2). Si sobre la superficie A_1 actúa una presión p_1 , en el pistón (1) se obtiene la fuerza F_1 . La fuerza F_1 se transmite a través de la barra sobre la superficie A_2 del pistón (2), produciendo allí la presión p_2



Sin pérdidas por razonamiento vale

$$F_1 = F_2 \quad \text{y} \quad p_1 \cdot A_1 = p_2 \cdot A_2$$

De este modo $p_1 \cdot A_1 = F_1$ y $p_2 \cdot A_2 = F_2$

O

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{A_2}{A_1}$$

En el transmisor de presión las presiones se comportan de modo inverso a las superficies.

3.1.6 HIDROKINETICA

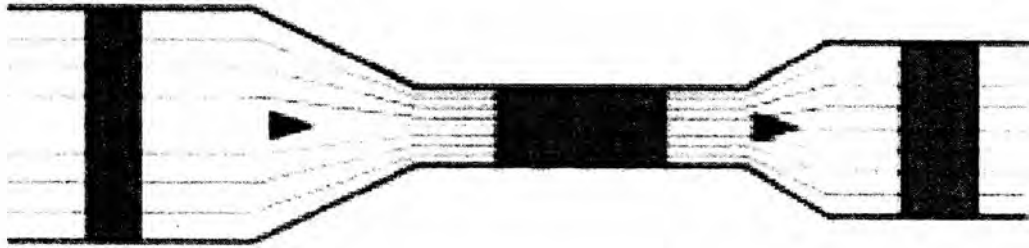
La hidrocínética es la teoría de las leyes del movimiento de los líquidos y de las fuerzas efectivas en cada caso. Con ellas, en parte, también se puede explicar los tipos de pérdidas que se producen en la hidrostática.

Si se desprecian las fuerzas de rozamiento que se producen en las superficies límites de cuerpos y líquidos y entre las distintas capas de líquidos, entonces se habla de un flujo libre o ideal.

Los fenómenos y leyes del flujo ideal importantes para la hidromecánica se pueden describir suficientemente y serán analizados con las siguientes definiciones.

3.1.6.1 LEY DE FLUJO

A través de un tubo con distintas secciones transversales fluyen en igual tiempo volúmenes iguales. Esto significa que la velocidad de flujo del fluido debe aumentar en el punto de angostamiento (figura 5)



El caudal Q es el cociente del volumen de fluido V del tiempo t

$$Q = V / t$$

El volumen del fluido V también es igual al producto de la superficie A por la longitud s (figura 6a)

$$V = A \cdot s$$

Si se introduce $A \cdot s$ en lugar de V (figura 6b), entonces se obtiene para Q

$$Q = \frac{A \cdot s}{T}$$

El cociente del trayecto s y del tiempo t es la velocidad V

$$V = s / t$$

Por lo tanto el caudal Q corresponde también al producto entre la superficie de la sección transversal del tubo A y la velocidad del líquido V (figura 6c)

$$Q = A \cdot V$$

Figura 6a



Figura 6b

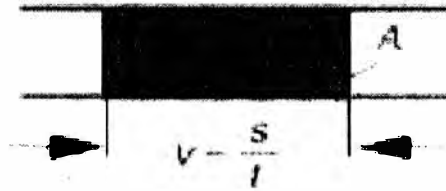


Figura 6c



El caudal Q en L/min. es igual en todo el tubo. Si el tubo tuviera las secciones transversales A_1 y A_2 , en dichas secciones transversales es deberá instalar una velocidad propia (figura 7)

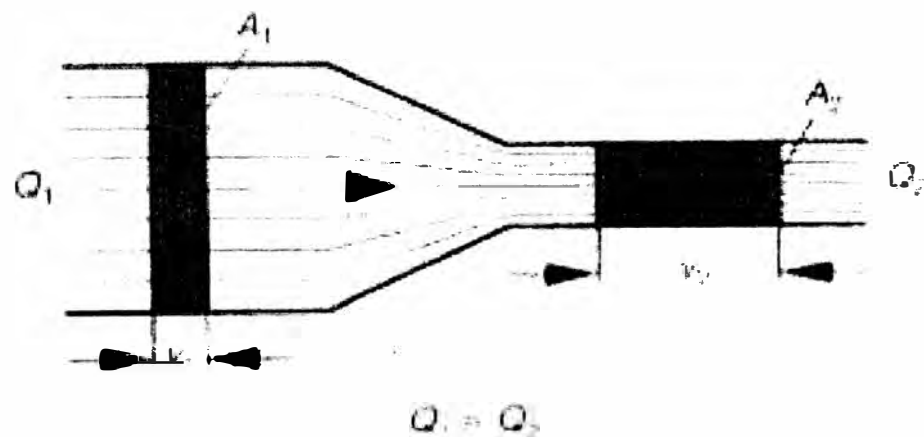
$$Q_1 = Q_2$$

$$Q_1 = A_1 \cdot V_1$$

$$Q_2 = A_2 \cdot V_2$$

De aquí surge la ecuación de la continuidad

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2$$



3.1.6.2 LEY DE CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA

La ley de conservación de la energía, referida a un líquido de movimiento, dice que la energía total de un caudal de líquido no varía mientras no se introduzca energía desde el exterior ni se entregue energía hacia el exterior.

Si se dejan fuera de consideración los tipos de energía que no varían en los procesos de flujo, la energía total se compone de:

- Energía potencial:

- **Energía de posición,**

En función de la columna de líquido y de la presión estática

- Energía Cinética:

- **Energía de Movimiento**

En función de la velocidad de flujo y de la presión dinámica

De allí surge la ecuación de Bernoulli

$$g \cdot h + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{Konstant.}$$

Referido a la energía de presión ello significa

$$P_{\text{tot}} = P_{\text{st}} + \rho \cdot g \cdot h + \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

Comprende:

P_{st} = presión estática

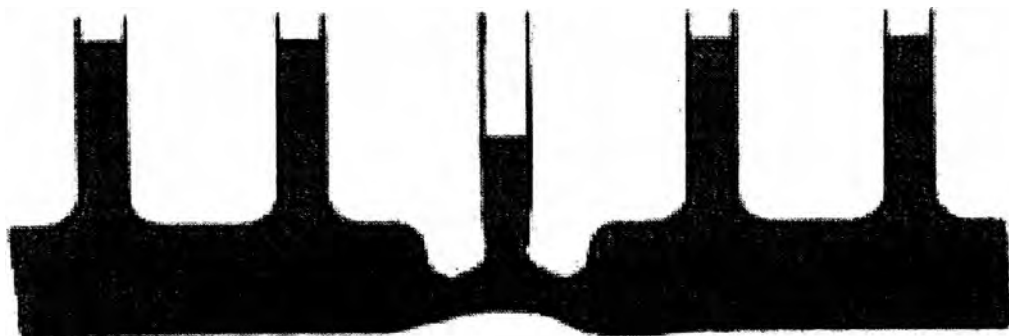
$\rho \cdot g \cdot h$ = presión por la altura de la columna de líquido

$(\rho / 2) \cdot v^2$ = presión dinámica

Si se considera la ecuación de continuidad y la ecuación de Bernoulli, se obtiene lo siguiente:

Si por el estrangulamiento de la sección transversal aumenta la velocidad, aumenta la energía de movimiento. Dado que la energía total permanece constante, la energía de posición y/o la presión por estrangulamiento de la sección transversal deben reducirse.

La energía de posición permanece casi constante. Sin embargo, la presión estática varía en función de la presión dinámica, es decir; en función de la velocidad de flujo. (fig. 8: La altura de la columna de líquido es siempre una medida para la presión reinante en ese lugar).



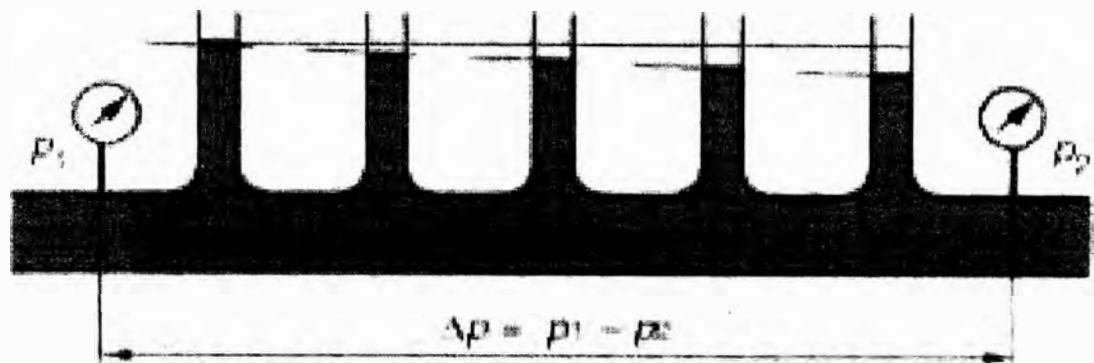
En las “instalaciones hidrostáticas” la presión estática importa principalmente, dado que la altura del líquido y la velocidad de flujo por lo general son demasiado bajas.

3.1.6.3 FRICCIÓN Y PERDIDA DE PRESIÓN

Para considerar la regularidad de los líquidos fluyentes, habíamos supuesto que las capas de líquido se pueden desplazar libres de fricción entre sí y contra un cuerpo. Sin embargo, la energía hidráulica no se puede transmitir libre de pérdidas a través de tuberías.

En las paredes del tubo y en el líquido mismo se produce fricción, que genera calor. La energía hidráulica se transforma en calor. La pérdida de energía hidráulica que se produce significa una pérdida de presión para instalaciones hidráulicas.

La pérdida de presión – la diferencia de presión – se denomina Δp (figura 9). Cuanto mas grande la fricción de las capas de líquido entre si (fricción interna) tanto mayor la viscosidad (tenacidad) del líquido.



La dimensión de las pérdidas por fricción depende especialmente de:

- la longitud de la tubería
- la sección transversal de las tuberías
- la rugosidad de las paredes del tubo,
- la velocidad de flujo y
- la viscosidad del líquido.

3.1.6.4 TIPOS DE FLUJO

El tipo de flujo también es importante para la pérdida de energía en una instalación hidráulica. Hay 2 tipos de flujo.

- Flujo Laminar y
- Flujo Turbulento

Hasta ciertas velocidades los líquidos se mueven por capas (laminarmente) a través del tubo. La capa interna del líquido tiene la mayor velocidad. La capa externa esta detenida en la pared del tubo (figura 10). Si se aumenta la velocidad del flujo, en la velocidad critica el tipo de flujo cambia, se vuelve arremolinado (turbulento, figura 11)

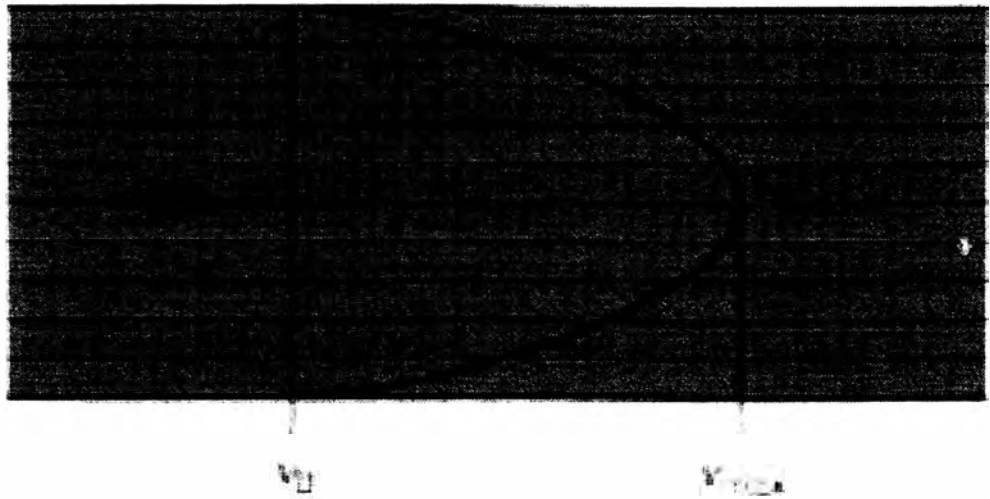


Figura 10. Flujo laminar

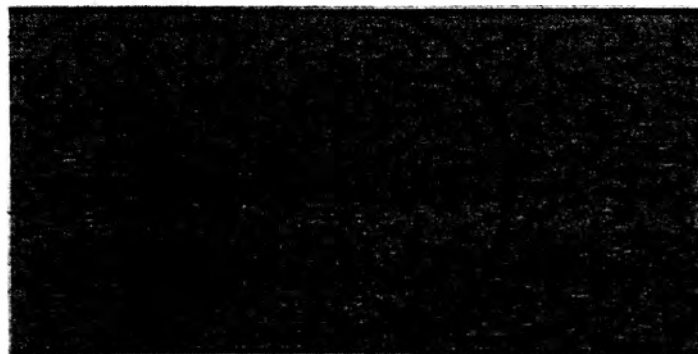


Figura 11. Flujo turbulento

De este modo se incrementa la resistencia al flujo, y con ello, las pérdidas hidráulicas. Por este motivo el flujo turbulento generalmente resulta indeseado.

La velocidad crítica no es una magnitud definida. Depende de la viscosidad del fluido y de la sección transversal del flujo. La velocidad crítica se puede calcular y en instalaciones hidráulicas no deberá ser superada.

3.1.6.5 NUMERO DE REYNOLD Re

El tipo de flujo se puede determinar a grosso modo con el número de Reynold Re .

$$Re = \frac{V \cdot d_h}{\gamma}$$

V = la velocidad de flujo en m/s

d_h = el diámetro hidráulico en m, en secciones transversales es igual al diámetro interno del tubo, si no $d_h = 4 \cdot A / U$

A = superficie de la sección transversal

U = perímetro

γ = viscosidad cinemática en m^2/s y

$$Re_{crit} = 2300$$

Este valor sólo vale para tubos redondos, técnicamente lisos y rectos.

Con Re_{crit} cambia el tipo de flujo de laminar a turbulento y viceversa.

El flujo laminar se produce con $Re < Re_{crit}$, y

El flujo turbulento con $Re > Re_{crit}$

3.2 CONSIDERACIONES EN LA SELECCION DE BOMBAS

Las bombas hidráulicas deben convertir la energía mecánica (par de giro, velocidad de rotación) en energía hidráulica (caudal, presión).

Al seleccionar una bomba oleohidráulica deberá tenerse en cuenta los siguientes parámetros:

V = Cilindrada		cm ³ /rev.
Q = Caudal		l/min.
M = Par		kp•m
N = Potencia		C.V
n = Régimen de velocidad		rev./min.
Δp = diferencia de presión entre la entrada y salida		kp/cm ²
n_v = rendimiento volumétrico		
n_c = rendimiento mecánico y de presión		
n_T = rendimiento total ($n_T = n_v \cdot n_c$)		

Estos parámetros quedan relacionados entre si por las formulas:

Caudal Suministrado	$Q = V \cdot n \cdot n_v / 1000$	l/min.
Par Absorbido	$M = 1,59 \cdot V \cdot \Delta p / 1000 n_c$	kp•m
Potencia Absorbida	$N = M \cdot n / 716 = Q \cdot \Delta p / 450 n_T$	C.V

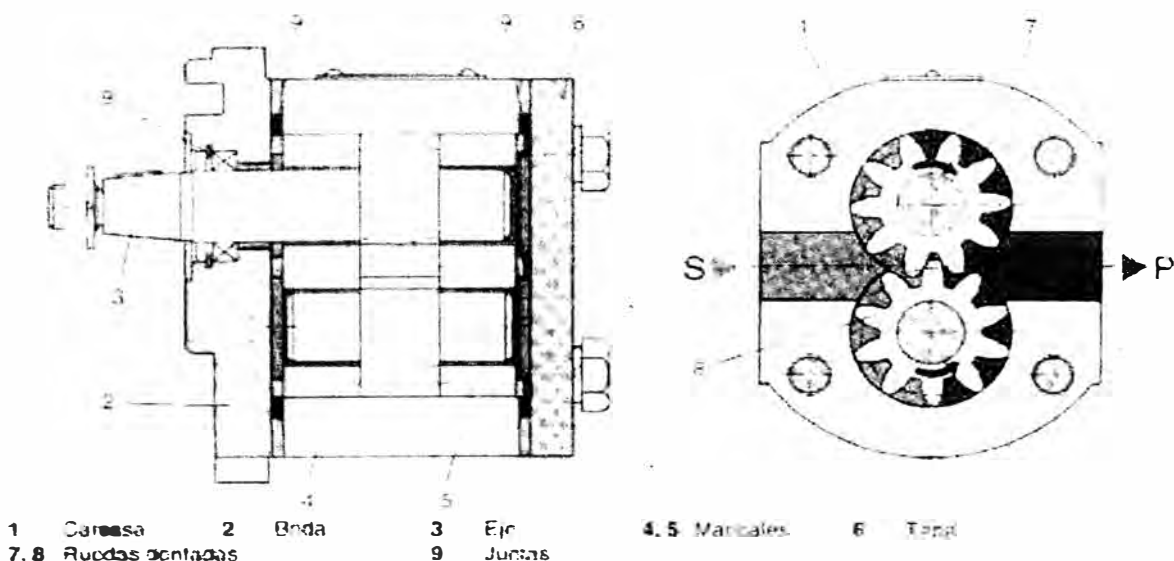
Las numerosas exigencias también demuestran que no cualquier bomba puede cumplir en forma óptima con todos los criterios. Por lo tanto, existe una variada serie de principios constructivos. Todos los tipos constructivos tienen una cosa en común: se trata de bombas según el

principio de desplazamiento. Aquí, en la bomba se forman cámaras mecánicamente estancas. En dichas cámaras se transporta fluido desde el lado de entrada de la bomba (conexión de aspiración) hacia el lado de salida (conexión de presión). Dado que no existe una unión directa entre ambas conexiones de la bomba, las bombas según el principio de desplazamiento son adecuadas para elevadas presiones de sistemas. Por lo que, son ideales en la oleohidráulica.

3.2.1 Bomba de engranajes a dentado exterior

Este tipo de bombas son las más difundidas en la oleohidráulica y el motivo radica en sus características constructivas.

- presión relativamente alta y reducido peso,
- precio bajo,
- gran rango de velocidad de rotación y
- elevado rango de temperatura/viscosidad
- Cualquier posición de montaje



Funcionamiento

La rueda dentada (7) está unida a la máquina de accionamiento (motor eléctrico, motor Diesel, etc.) mediante un acoplamiento. La rueda dentada (7) y la rueda dentada (8) se posicionan mediante las bocinas (4 y 5) de modo tal de que en el movimiento giratorio las ruedas dentadas engranen con un juego mínimo.

Las cámaras de desplazamiento se forman entre los flancos de los dientes, la pared interna de la carcasa y las superficies frontales de las bocinas (4 y 5). En el momento de la puesta en marcha, en dichas cámaras primero se transporta del lado de aspiración S hacia el lado de presión P el aire que se encuentra en la tubería de aspiración. De este modo se produce una depresión en la tubería de aspiración. A medida que la depresión aumenta el fluido fluye del tanque a la tubería de aspiración, hasta alcanzar la bomba.

Ahora el fluido se transporta en las cámaras de los dientes y se conduce al sistema hidráulico a través de la conexión de presión. Condición para el funcionamiento de la bomba es, por lo tanto, que las cámaras de los dientes sean suficientemente estancas como para transportar aire o fluido sin que se produzcan pérdidas.

Las bombas de engranajes a dentado exterior poseen juntas con intersticios. De este modo se producen pérdidas del lado de presión hacia el lado de aspiración en función de la presión de servicio. Para disminuir el caudal que se pierde por dichos intersticios a medida que la presión aumenta, se oprime la bocina (5) del lado de la tapa en los lados frontales de las ruedas dentadas a través de un campo de presión axial.

3.3 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE CILINDROS OLEOHIDRAULICOS

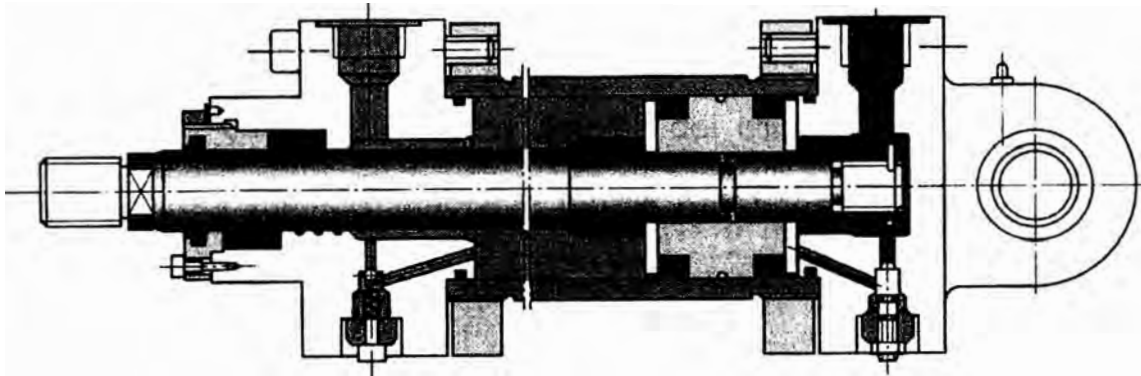
Los cilindros oleohidráulicos son actuadores lineales que transforman la energía hidráulica en energía mecánica. Estos producen movimientos lineales en maquinas e instalaciones pudiendo alcanzar grandes fuerzas de desplazamiento. Usar cilindros oleohidráulicos en movimientos lineales de máquinas nos da las siguientes ventajas:

- El accionamiento directo es sencillo en su montaje y fácilmente ubicable para el constructor de máquinas.
- Al no haber conversión de movimiento rotatorio en movimiento lineal, el accionamiento del cilindro posee buen rendimiento.
- La fuerza del cilindro permanece constante desde el comienzo hasta el final de la carrera.
- La velocidad del pistón, que depende del caudal introducido y de la superficie, también permanece constante a lo largo de su carrera.
- De acuerdo con el tipo constructivo, un cilindro puede producir fuerzas de compresión o de tracción.
- El dimensionamiento de cilindros oleohidráulicos permite construir accionamientos de gran potencia con cotas reducidas de montaje.

3.3.1 Tipos de Cilindros Oleohidráulicos

3.3.1.1 Cilindro de Simple efecto; solamente pueden entregar su fuerza en un sentido. El retroposicionamiento del pistón sólo se puede llevar a cabo mediante un resorte, por peso propio del pistón o por efecto de una fuerza externa. Básicamente estos cilindros solo tienen una superficie efectiva.

3.3.1.2 Cilindro de doble efecto; poseen dos superficies de efecto opuesto, de igual o de distinto tamaño. Disponen de dos conexiones de tuberías independientes entre si. Mediante alimentación de un medio de presión a través de estas conexiones el pistón puede transmitir fuerzas de tracción o de compresión en ambos sentidos de carrera. Este tipo de cilindro se emplea en prácticamente todos los campos de aplicación.



- Cabeza y base del cilindro unidas mediante bridas al tubo del cilindro
- Buje guía atornillado o guía directamente en la cabeza del cilindro
- Juntas de perfil angular
- Amortiguación bilateral de fin de curso
- Válvula estranguladora y antirretorno de ambos lados
- Purgado de serie en la cabeza y en la base

3.3.2 Principios constructivos

La construcción de un cilindro hidráulico depende en gran medida del caso de aplicación. El cilindro lineal clásico consta de un **cuerpo tubular** al cual se hallan fijados (por soldadura, atornillados o con tirantes) **dos cabezales**, de los cuales uno, por lo menos, está taladrado para permitir el paso del **vástago** que prolonga mecánicamente el **pistón**; este se desliza dentro del cuerpo tubular, y por medio del vástago desarrolla la fuerza de empuje y de tracción

que la presión del líquido le comunica al actuar sobre una u otra de sus caras. Tales caras, llamadas superficies útiles, son en general distintas debido a la presencia del vástago en una de ellas, cuya superficie total queda así disminuida.

En el caso particular de cilindro de doble vástago y vástagos de igual sección resultan también iguales las dos superficies útiles, y por lo tanto las velocidades en ambos sentidos también iguales.

Las fugas de líquido entre pistón y camisa del cilindro y entre cabezal del cilindro y vástago se evitan mediante **juntas dinámicas**; las fugas entre cabezales y camisa del cilindro, así como entre el pistón y su vástago, mediante **juntas estáticas**. La absorción de los **esfuerzos radiales** que actúan entre vástago y cabezal se confía a un **cojinete** adecuado.

También es importante saber como y donde se inserta el cilindro hidráulico; es decir, cual debe ser el modo de fijación. En la figura se han representado múltiples posibilidades de fijación (Anexo 1).

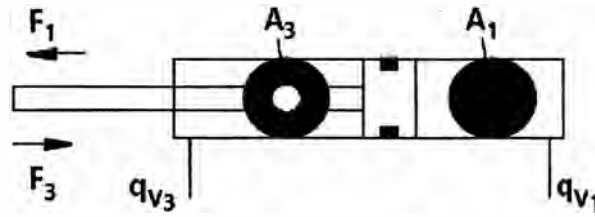
3.3.3 Formulas Aplicadas al Cálculo de Cilindros

Existen básicamente 3 parámetros que rigen el comportamiento de un cilindro oleohidráulico.

- Velocidad del vástago y embolo
- Fuerza generada en el vástago
- Recorrido (carrera)

Fuerza en el vástago: $F = A \cdot p$

Velocidad de vástago: $V = Q / A$



El cálculo de un cilindro consiste principalmente en la determinación del **espesor de las paredes del tubo** que constituye su cuerpo exterior y de los fondos que forman sus cabezales; en segundo término viene la apropiada selección de las juntas y de la forma de sus respectivos alojamientos. Actualmente existen muchos fabricantes de juntas, los cuales indican en sus catálogos las dimensiones a tener en cuenta.

Para el cálculo del espesor del tubo (envolvente cilíndrica) se recurre habitualmente a la **formula de Bach**, que da la relación entre el diámetro exterior D (desconocido) y el diámetro interior d en función de las otras dos

Magnitudes, es decir, la fatiga admisible δ_{ad} (kg/cm^2) del material y la presión de servicio P (kg/cm^2)

$$\frac{D}{d} = \sqrt{\frac{\delta_{ad} + 0,4 * P}{\delta_{ad} - 1,3 * P}}$$

La formula solo puede ser usada cuando se cumple la desigualdad:

$$P < \delta_{ad} / 1,3$$

Para facilitar el uso práctico de esta fórmula se ha calculado la tabla (Anexo 2), que para diversos cocientes P/δ_{ad} da la correspondiente relación D/d .

3.3.4 Cálculo por Pandeo

Cuando se emplean cilindros con gran longitud de carrera se producen problemas especiales de estabilidad.

Por motivos de cálculo dichos casos los dividimos en los sectores de

- Tensión de pandeo no elástica, el cálculo se realiza según Tetmajer y
- Tensión de pandeo elástica o de Hook, su carga límite crítica se determina según Euler.

En los cilindros hidráulicos el cálculo básicamente se realiza según Euler, dado que los vástagos mayormente se consideran como barras esbeltas.

La carga de pandeo y la carga máxima de servicio se calculan del siguiente modo:

$$\text{Carga de pandeo} \quad K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L_k^2} \quad \text{en N}$$

es decir, con esta carga se produce pandeo!!

$$\text{carga máx. de servicio} \quad F = K/S \quad \text{en N}$$

L_k = longitud libre al pandeo en mm

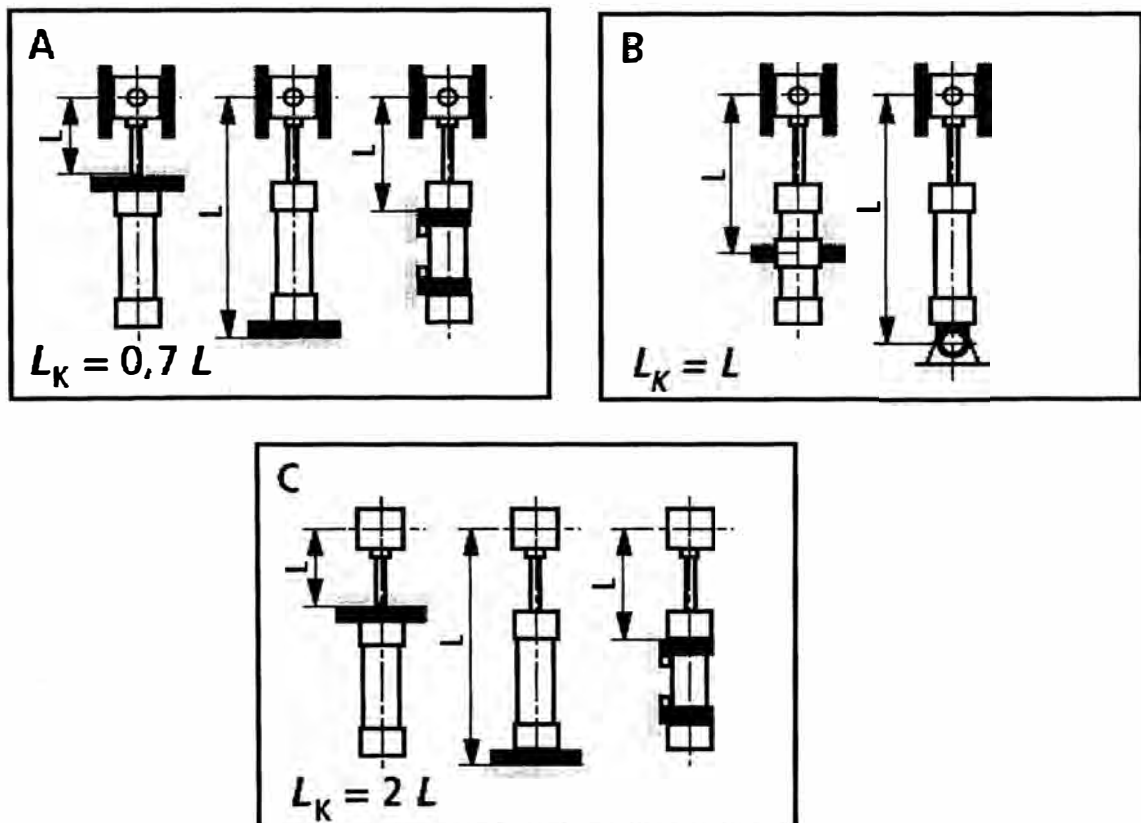
E = módulo de elastic. ($2,1 \cdot 10^5$ para acero) en N/mm^2

J = mom. de inercia para secc. transv. circo en mm^4

$$= (d^4 \cdot \pi) / 64 = 0,0491 \cdot d^4$$

S = coeficiente de seguridad (3,5)

La longitud libre al pandeo a emplear deberá tomarse de los casos de carga según Euler (ver cuadro 4). Para simplificar, en el cálculo no se considera el refuerzo por el tubo del cilindro. Para cilindros estándar, cuya posición de montaje casi nunca se conoce, ello ofrece la seguridad necesaria para la absorción de la tensión de flexión superpuesta.



3.3.5 Amortiguación de final de Carrera

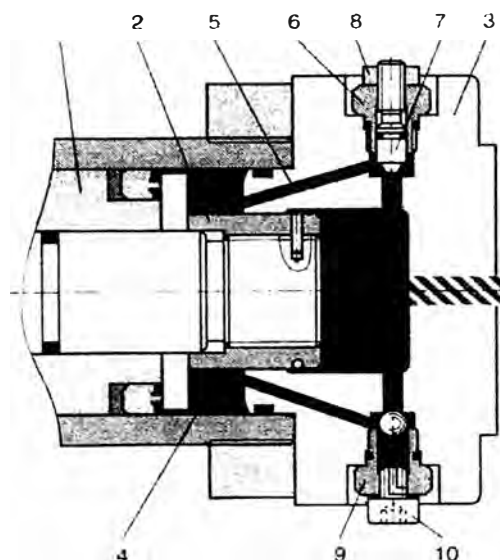
Según la figura el pistón (1) está atornillado al vástago a través del buje amortiguador (2). Al entrar el buje amortiguador cónico (2) en el agujero de la base del cilindro (3) se reduce la sección transversal

para el fluido que sale de la cámara del pistón (4), hasta llegar a cero. El fluido solamente puede escurrirse de la cámara del pistón (4) a través del taladro (5) y de la válvula estranguladora ajustable (6). En la válvula estranguladora (6) se ajusta el efecto amortiguador. Cuanto menor la sección transversal de flujo tanto mayor el efecto de amortiguación de fin de curso.

La forma constructiva de la **válvula estranguladora** evita que pueda desenroscarse hacia afuera el perno estrangulador (7) al ajustar la amortiguación de fin de curso. El ajuste de la amortiguación de fin de curso realizado se asegura por medio de la contratuerca (8).

La válvula antirretorno (9) sirve como ayuda para salir de la posición de fin de curso. Con ella se evita el punto de estrangulamiento. El purgado de los cilindros se lleva a cabo con el tornillo purgador (10).

La válvula estranguladora y la válvula antirretorno han sido realizadas como piezas insertables de construcción idéntica.



3.3.6 Calculo de la Fuerza de frenado

La amortiguación de fin de curso debe permitir un retardo controlado (frenado) de la velocidad de carrera en ambas posiciones de fin de curso. Aquí todas las energías actuantes, como producto de masa en movimiento por velocidad de carrera, no deben superar la capacidad máxima de la amortiguación al comienzo de la misma. La energía a frenar es convertida en calor en la amortiguación, la cual trabaja según el principio de estrangulamiento de un caudal de líquido.

La fuerza de frenado de un cilindro hidráulico con montaje horizontal se calcula del siguiente modo:

$$\text{Durante movimiento de avance} \quad F_B = m \cdot a + A_K \cdot P \quad (3)$$

$$\text{Durante movimiento de retroceso} \quad F_B = m \cdot a + A_R \cdot P \quad (4)$$

F_B = fuerza de frenado en N

m = masa movida en kg.

a = retardo en m/s^2 ($a = V^2/(2 \cdot s)$)

v = velocidad de carrera en m/s

s = longitud de amortiguación en m

A_K = superficie del pistón en cm^2

A_R = superficie anular en cm^2

p = presión del sistema en N/cm^2

1 bar \approx 10 N/cm^2

En movimientos verticales de carrera del cilindro a la fuerza de frenado F_B , de acuerdo con el sentido del movimiento, se le debe

sumar o restar la fuerza por peso (compuesta de carga externa, pistón y vástago). Para este cálculo se puede despreciar el rozamiento propio del cilindro.

3.3.6.1 Cálculo de la presión media de amortiguación

Normalmente la presión nominal del cilindro no debe ser superada por la presión media de amortiguación.

$$P_D = F_B / A_D$$

P_D = presión media de amortiguación en N/cm²

F_B = fuerza de frenado en N

A_D = superficie efectiva de amortiguación en cm²

1 bar \approx 10 N/cm²

Si al realizar el cálculo se obtiene un valor demasiado elevado para la presión de amortiguación, entonces se deberá alargar la longitud de amortiguación o reducir la presión del sistema.

3.3.7 MATERIALES PARA LOS CILINDROS

Tomando como ejemplo un cilindro oleohidráulico de construcción con tirantes tenemos que los cabezales son de acero; el cuerpo de tubo de acero de gran espesor, pulido interiormente ($R_a = 0,25 \mu$); pistón de fundición aleada; vástago de acero de calidad mejorado, rectificado, cromado duro y pulido; tirantes (en las construcciones donde se usen) de acero de alta resistencia

En la siguiente tabla podemos ver además de los materiales los valores de resistencia mecánica y de alargamiento.

Calidad	Tipo	Carga de fluencia $\bar{\delta}_s$ (kg/cm ²)	Carga de rotura $\bar{\delta}_r$ (kg/cm ²)	Alargamiento porcentual en la rotura
A) acero	Aq 35	23	35....45	25%
	Aq 45	26	45....55	21%
	Aq 55	30	55....65	17%
B) acero	Aq 50 – C 30 (1)	27	50....60	22%
	Aq 60 – C 40 (1)	30	60....70	17%
	Aq 70 – C 50 (1)	35	70....85	12%
C) acero	UNI - X15C13 (2)	30	50....65	20%
	UNI - X40C14 (3)	45	65....80	----
	UNI - X20CN10 (4)	60	80....95	14%
	UNI - X6CN1911 (5)	20	50....70	50%
	UNI - X15CNF1809 (5)	25	55....75	50%
A = materiales para el Tubo B = materiales para el vástago en condiciones normales C = materiales para el vástago en condiciones especiales				

El grado de mecanizado necesario para la camisa de cilindro es el bruñido, operación que se practicará siempre que se parta del tubo en bruto. La rugosidad superficial final del tubo interior deberá ser del orden de 0,2 micras

Actualmente se usan los tubos de acero mandrilado y bruñido interiormente, sin necesidad de ningún acabado posterior

3.3.8 CRITERIOS DE UNIFICACION DE LOS CILINDROS

Los cilindros deben estar unidos directamente a la estructura de la maquina a accionar y por tal motivo se han de estudiar bajo un doble aspecto: **hidráulico**, en cuanto atañe al servicio, y **dimensional** para su adecuada fijación en el conjunto cinemática previsto.

Debido a la necesidad de encontrar criterios comunes para las dimensiones y características funcionales de los cilindros, diversos organismos internacionales se han juntado para conseguir NORMAS que unifiquen sus principales características

NORMA DIN 24334: establece el diámetro interior, el diámetro del vástago, la carrera del pistón, la presión nominal y la relación entre superficies útiles. No da sin embargo indicaciones sobre las dimensiones exteriores ni sobre el fileteado del vástago; estamos por lo tanto lejos de un sistema que permita el intercambio.

CETOP (Comité Europeo para Transmisiones Oleodinámicas y Neumáticas): Este comité ha desarrollado sus normas, limitándolas para presiones hasta 160 kg/cm^2 en base a la ya citada norma DIN 24334, con la que tienen en común el diámetro interior del cilindro y el diámetro de vástago. Se ha procurado además asociar a cada diámetro de vástago un par de dimensiones de fileteado, pero se ha visto que dos valores únicos no bastan para tener en cuenta la multiplicidad de relaciones entre superficies útiles del pistón; el problema está aun pendiente. No obstante, las recomendaciones del CETOP han sido ya incorporadas en muchas otras normas, y principalmente en un documento de la ISO.

ISO: el documento 150/TC 39/SCI N. 5, discutido y aprobado en la reunión de París del 24 al 26 de Abril de 1968, fija lo siguiente:

- La gama de diámetros interiores de cilindros d_1 (mm), que va de 25 a 200 según la serie de los números normales $R_a 10$; y por encima de 200 según la serie $R_a 20$.
- La gama de diámetros de los vástagos d_2 (mm) que va de 12 hasta 360 según la serie de los números normales $R_a 20$

Carrera mm.	32	40	50	63	80	100	125	160	200
Diámetro Interior mm.									
25	X	X	x	X					
32	X	X	x	X					
40	X	X	x	X					
50	X	X	x	X	x				
80	X	X	x	X	x	X			
100	X	X	x	X	x	X	x		
125	X	X	x	X	x	X	x	x	
160	X	X	x	X	x	X	x	x	x
200	X	X	x	X	x	X	x	x	x
250	X	X	x	X	x	X	x	x	x
300		X	x	X	x	X	x	x	x
400		X	x	X	x	X	x	x	x
500				X	x	X	x	x	x
600				X	x	X	x	x	x
800						X	x	x	x
1000						X	x	x	x

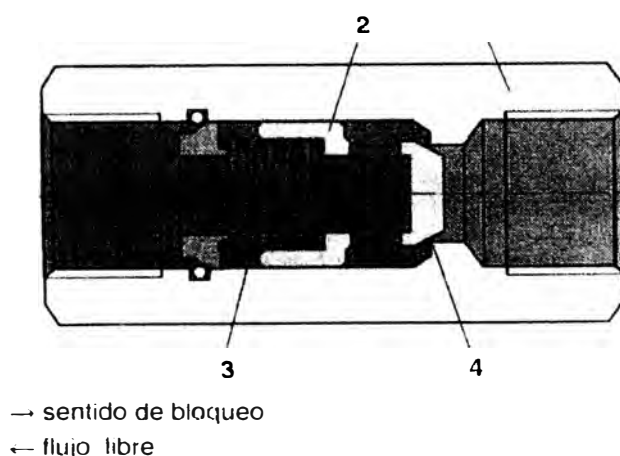
3.4 TIPOS Y SELECCIÓN DE VÁLVULAS OLEOHIDRAULICAS

3.4.1 VALVULAS DE CIERRE

En un sistema oleohidráulico las válvulas de cierre tienen la función de bloquear un caudal en un sentido, permitiendo libre flujo en el sentido opuesto. Estas válvulas también se denominan **válvulas antirretorno**. Estas válvulas se realizan en construcción de asiento y, por lo tanto, bloquean sin fugas. Como elemento de cierre se emplean esferas, placas, conos o conos con junta blanda.

Las válvulas de cierre se dividen en tres grupos: Válvula antirretorno simple, válvula antirretorno hidráulicamente desbloqueables y válvulas de llenado. En nuestro informe solo se describirá los 2 primeros.

3.4.1.1 Válvulas antirretorno simple.- Esta válvula se compone de una carcasa (1) y de un pistón templado (2), que es empujado por un resorte (3) contra el asiento (4).



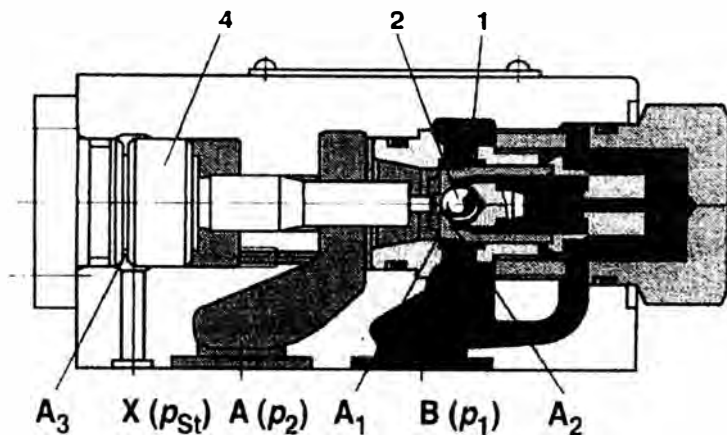
La presión de apertura depende del resorte elegido (tensión previa) y de la superficie del cono cargada. Normalmente la presión de apertura se encuentra entre 0,5 y 5 bar.

3.4.1.2 Válvulas antirretorno hidráulicamente desbloqueables.-

En contraposición a las válvulas antirretorno simples estas si se pueden abrir en el sentido del bloqueo. Son utilizadas para

- bloquear circuitos de trabajo que se encuentran bajo presión
- como seguro contra descenso de una carga en caso de rotura del conducto o
- contra movimientos por fugas de aceites de consumidores sujetos hidráulicamente.

En la siguiente figura el caudal libre fluye de A hacia B. Entonces la presión del fluido actúa sobre la superficie A_1 del cono principal (1), levantándolo del asiento contra la fuerza del resorte (3). En el sentido de flujo de B hacia A el caudal, al igual que en una válvula antirretorno normal, esta bloqueado.



Aquí el desbloqueo se produce con el pistón de mando (4). Este, a través de la conexión X es desplazado por el aceite piloto hacia la derecha y, a presión de mando correspondiente, abre el cono principal (1), permitiendo el paso de fluido de B hacia A.

La presión de mando requerida corresponde a una relación de superficies entre la superficie A_1 y la del pistón de mando.

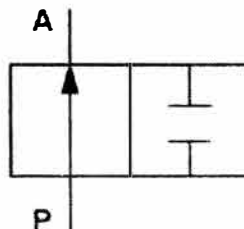
Normalmente la relación es de aproximadamente **1:3**

3.4.2 VALVULAS DIRECCIONALES

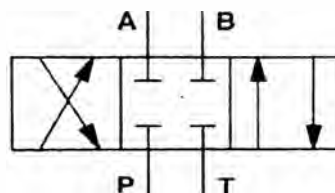
Son válvulas con las cuales se controlan el arranque, la detención y la dirección del flujo de un fluido y con ello la dirección del movimiento y las posiciones de detención de los actuadores.

La denominación de las válvulas direccionales se realiza en base al número de las conexiones de trabajo y al número de las conexiones factibles (las conexiones de pilotaje y fuga no intervienen).

Por lo tanto, una válvula con dos conexiones útiles y dos posiciones de conmutación se denomina válvula direccional 2/2 vías.



Una válvula direccional con 4 conexiones útiles y 3 posiciones de conmutación se denomina válvula direccional 4/3 vías



P = conexión de presión (conexión de la bomba)

T = conexión del tanque (conexión de retorno)

A, B = conexiones de trabajo

Se denomina **posición de reposo** a aquella posición en la cual las piezas móviles no accionadas, han tomado una posición determinada por una fuerza (por ejemplo un resorte). En una válvula direccional de 3 posiciones de conmutación, la del medio es la posición de reposo, se denomina "0". En las válvulas con 2 posiciones de conmutación la posición de reposo se denomina "a" o "b".



Las válvulas direccionales por su construcción se pueden dividir en tres grupos:

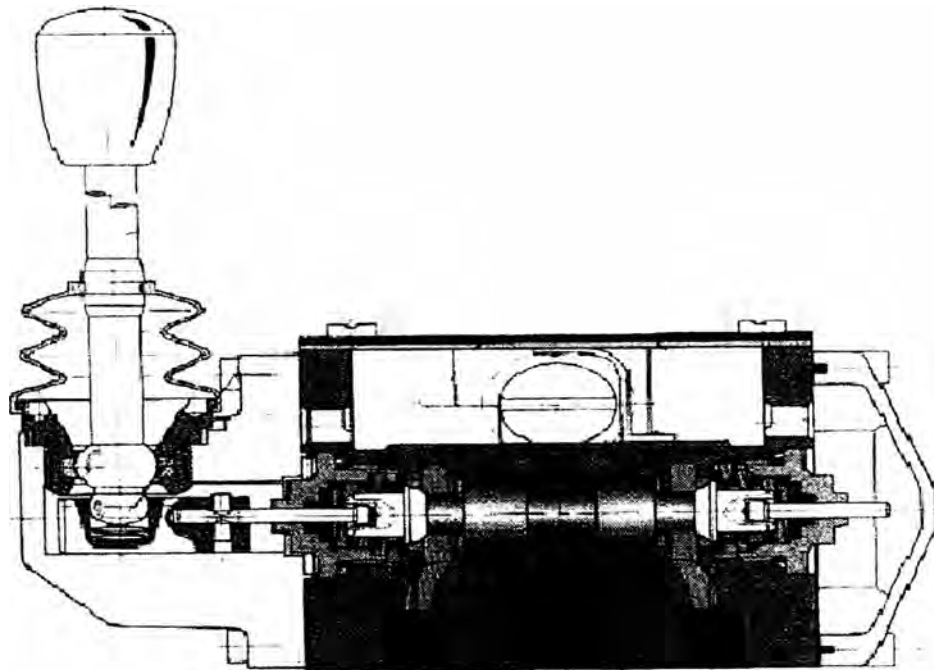
- Válvula direccional de asiento
- Válvula direccional de corredera lineal
- Válvula direccional de corredera rotativa

Además pueden ser de mando directo o de mando indirecto o pilotado, dependiendo en primera instancia de la fuerza necesaria para su accionamiento, con ello del tamaño nominal.

Para nuestro estudio nos limitaremos a las válvulas direccionales de corredera lineal de accionamiento directo.

3.4.2.1 Válvula direccional de corredera lineal.- En una carcasa (1) hay una perforación longitudinal y una serie de canales periféricos a este (2). Los canales interrumpen a la perforación longitudinal formándose así los cantos de control (3). Una corredera de control (4) se mueve

axialmente en la perforación estableciendo o interrumpiendo conexiones en los cantos de control. Los canales periféricos están comunicados con las conexiones al exterior.

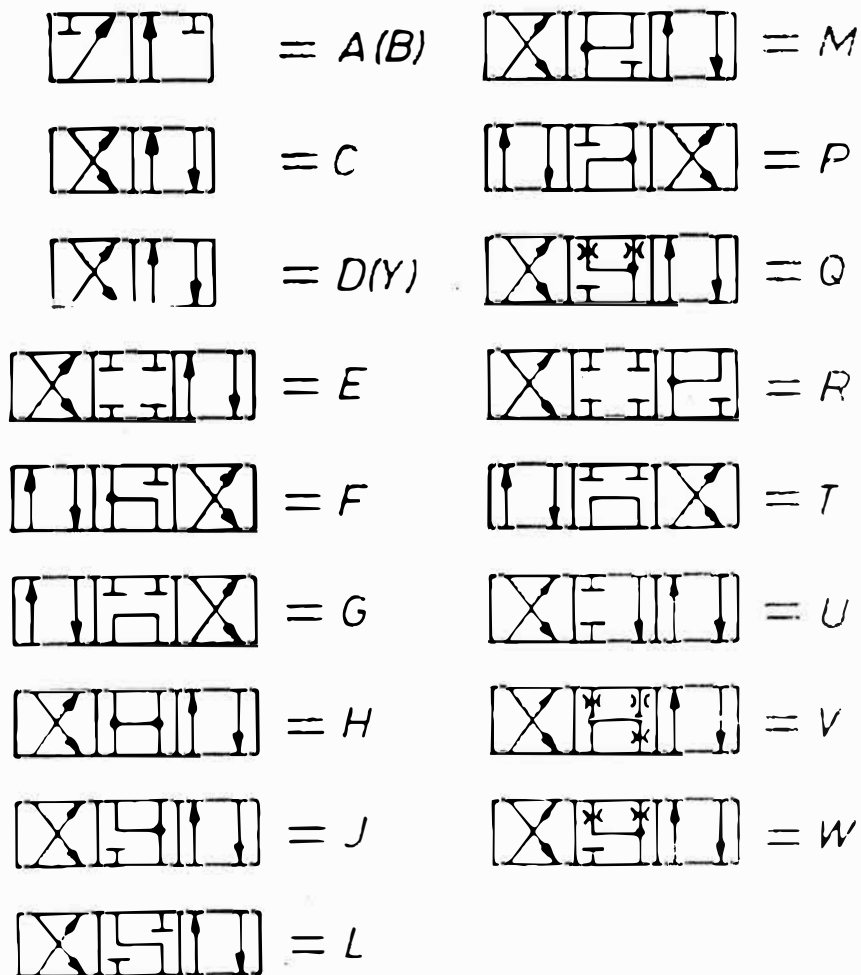


El establecimiento y la interrupción de las conexiones son sincrónicos y el proceso se puede determinar exactamente. Las diferentes funciones de control se logran de manera relativamente sencilla, utilizando correderas de distintas formas. En general la carcasa permanece invariable. En nuestro ejemplo la válvula se encuentra en la posición inicial (no actúa ninguna fuerza externa sobre la corredera) y las conexiones P, T, A y B están interrumpidas. Si ahora movemos la corredera, por ejemplo, hacia la derecha, se establecen las conexiones entre P y B, y entre A y T. El escaso juego entre la corredera y la carcasa adopta la función de junta. Sin embargo no es posible lograr la hermeticidad total, como en las válvulas de asiento.

Las fugas, que siempre existen, dependen del juego, de la presión y de la viscosidad del fluido. Por eso estas válvulas no son aptas para funcionar con agua, pero con aceite la hermeticidad es suficiente.

Posiciones de Trabajo

Las distintas funciones de control del flujo son logradas con el empleo de las respectivas correderas que se representan esquemáticamente.



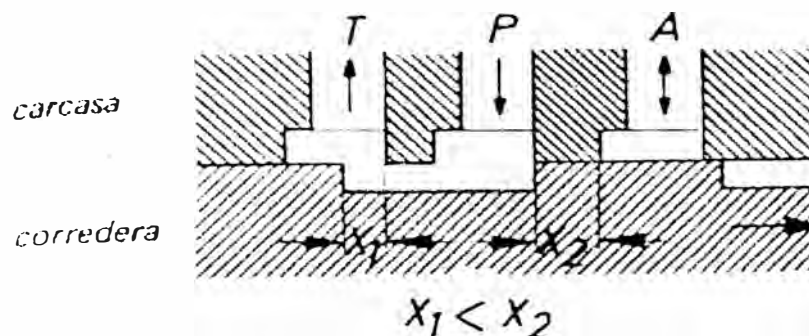
Cada compartimiento representa una posición de la corredera. También es importante conocer cuál es la función cuando la válvula está en una

posición intermedia. Esta función depende de la superposición, entre los que se distinguen:

Superposición Positiva.-

Al moverse la corredera hacia la derecha, se cierra la conexión entre P y T antes de que se establezca la conexión entre P y A. Durante el cambio de posición están cerradas transitoriamente todas las conexiones. Se produce una elevación de la presión, cuya magnitud depende del caudal y del tiempo necesario para el cambio.

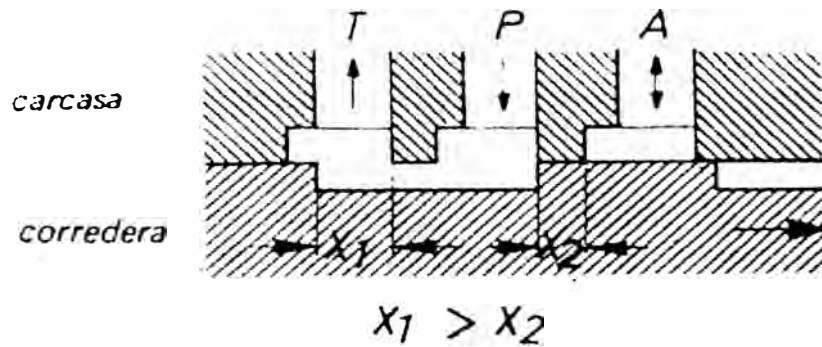
La ventaja: un cilindro solicitado con una carga no se podrá mover, una presión piloto tomada antes de la válvula queda mantenida.



Superposición Negativa.-

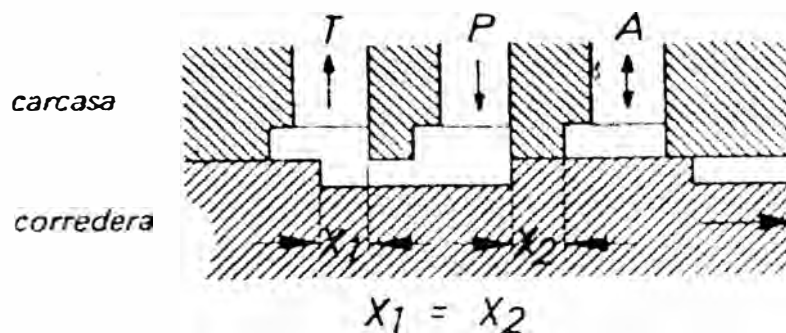
Aquí la conexión entre A y P se establece antes de que quede interrumpida la conexión entre P y T. Durante el cambio de posición las conexiones están comunicadas transitoriamente entre sí.

El resultado es un cambio suave del flujo, pero pueden llegar a aparecer movimientos indeseados en el cilindro.



Superposición Nula.-

Es el caso intermedio. Los espacios son iguales ($x_1 = x_2$). Ello significa que en el mismo momento en que se interrumpe la conexión entre P y T, se establece entre P y A. Esta superposición se utiliza generalmente en servo-válvulas, en los cuales se desea que ya un pequeño movimiento de la corredera influya en el flujo.



3.4.2.2 Válvulas direccionales de corredera de mando directo

Son aquellas válvulas direccionales de corredera cuyos pistones de mando se accionan directamente mediante solenoides, mandos hidráulicos o neumáticos, o mediante dispositivos mecánicos sin conmutación intermedia de un amplificador.

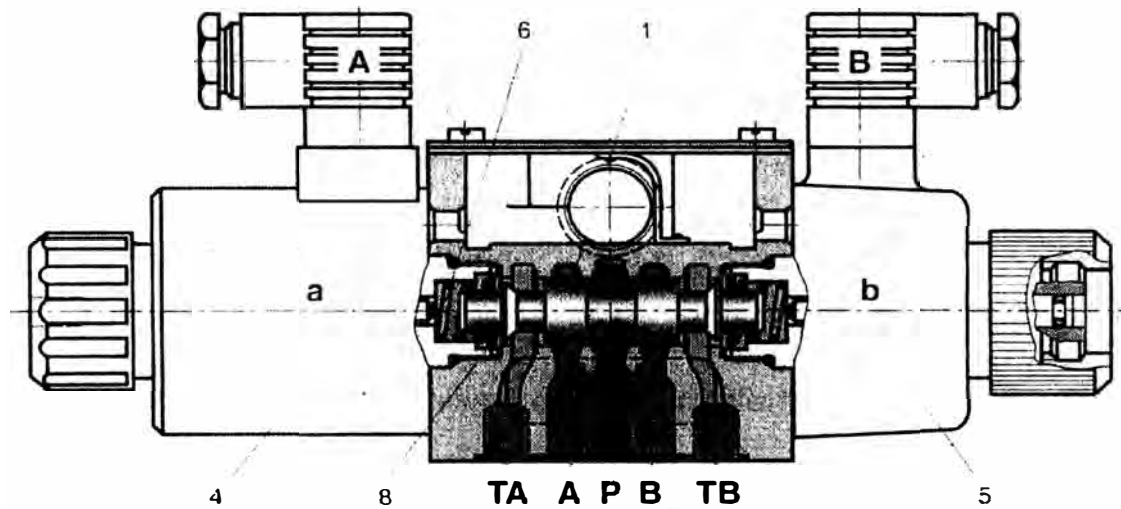
Accionamiento Eléctrico.-

Este tipo de accionamiento es el que más se emplea, debido a la gran cantidad de ciclos automáticos. Normalmente se utiliza electroimanes de carrera en cuatro versiones básicas:

- Electroimán de corriente continua de conmutación en aire. También se denomina electroimán “seco”.
- El de corriente continua de conmutación en aceite. También se le conoce con el nombre de electroimán “húmedo” o “ a prueba de presión”. La armadura del solenoide funciona en aceite, la cámara de la armadura está unida con canal T.
- El de corriente alterna, de conmutación en aire.
- El de corriente alterna, de conmutación en aceite

El electroimán de corriente continua ofrece una gran seguridad de servicio y permite una conmutación suave. No se funde cuando por ejemplo durante la carrera es detenido por atascamiento de la corredera. Es adecuado para gran frecuencia de conmutaciones.

El electroimán de corriente alterna se caracteriza por breves tiempos de conmutación. Si la armadura del electroimán no pudiera conectar hasta el fin del curso, el electroimán de corriente alterna de conmutación en aceite se fundiría después de aprox. 1 a 1,5 horas.



En la figura se ha representado una válvula direccional de corredera con 3 posiciones de conmutación, a la izquierda presenta un electroimán de corriente continua de conmutación en aceite (4) y a la derecha un electroimán de corriente alterna de conmutación en aceite (5). La cámara de la armadura del electroimán está unida al tanque de la carcasa de la válvula. Por ello estas válvulas se denominan válvulas de 3 cámaras. Los resortes (6) se apoyan en la carcasa del electroimán, manteniendo centrado la corredera mediante la placa 8. Los electroimanes representados disponen de un accionamiento manual de emergencia (7), que permite accionar la corredera de mando desde fuera. De este modo se facilita el control del funcionamiento de la conmutación.

Los canales P, A y B están separados de la carcasa por tabiques. El canal T no posee dicha separación, está unido mediante un canal de paso dentro de la válvula con ambas cámaras del tanque, que hacia

fuera se estancan mediante montaje de un elemento de accionamiento o de una tapa

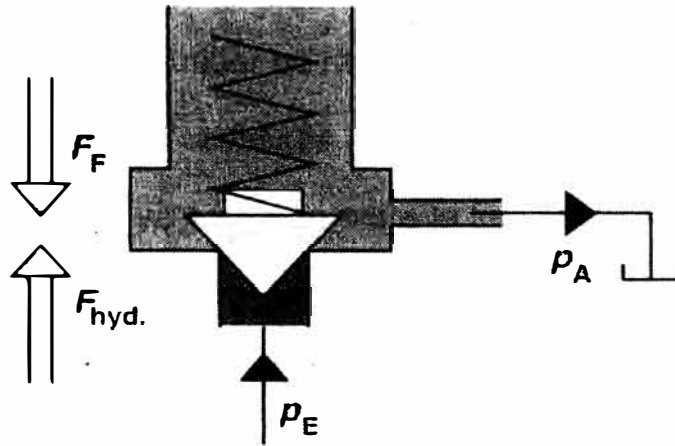
Accionamiento manual

En la figura anterior se ha representado el accionamiento de la corredera de mando mediante palanca manual. La corredera siempre esta firmemente unido al mecanismo de accionamiento y sigue el movimiento de éste. El retorno de la corredera se alcanza mediante resortes, los cuales, al no haber más fuerza de accionamiento (por ejemplo al soltar la palanca manual) empujan a la corredera a su posición inicial. Si hubiera un fijador, sin posibilidad de retroposicionamiento del pistón por resortes de centrado, la posición de conmutación quedaría fijada por el fijador y sólo se podría cambiar accionando nuevamente la palanca.

3.4.3 Válvula Limitadora de Presión

En los sistemas oleohidráulicos la válvula limitadora de presión cumple la función de limitar la presión del sistema a un valor determinado. Cuando se alcanza este valor indicado, la válvula reacciona y conduce el caudal sobrante (es la diferencia entre el caudal de la bomba y del consumidor) desde el sistema de vuelta hacia el tanque.

El principio de todas las válvulas limitadoras de presión se basa en que la presión de entrada se conduce sobre una superficie de medición cargada de fuerzas (ver figura). La presión de entrada carga el cono en el lado frontal inferior de la corredera de mando con la fuerza oleohidráulica.



$$F_{hid} = P_e \cdot A = F_f + P_a \cdot A$$

Donde:

P_e = Presión de entrada

P_a = Presión de salida (en caso de descarga)

A = superficie del asiento o lado frontal de la corredera

La fuerza del resorte pretensado actúa en sentido de cierre. La cámara del resorte esta descargada hacia el tanque. Mientras la fuerza del resorte sea superior a la fuerza de presión, el elemento de cierre permanece sobre el asiento. Si la fuerza de presión supera la fuerza del resorte, el elemento se desplaza contra el resorte, abriendo la unión. El fluido excedente fluye nuevamente hacia el tanque.

Cuando el fluido fluye a través de la válvula limitadora de presión, la energía hidráulica se convierte en calor.

$$W = \Delta P \cdot Q \cdot t$$

ΔP = diferencia de presión

Q = Caudal

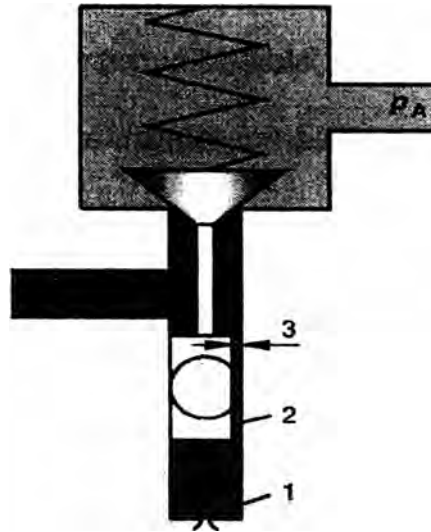
$t = \text{tiempo}$

Si por ejemplo, el consumidor no recibe fluido, todo el caudal deberá descargarse a través de la válvula. La válvula abre hasta que en el elemento de cierre haya equilibrio entre la fuerza de presión y la fuerza del resorte. La carrera de apertura cambia continuamente con el caudal que llega hasta alcanzar la carrera máxima de apertura (límite de potencia).

La figura anterior es la representación esquemática de una válvula limitadora de presión de mando indirecto. Hasta ahora solo se ha evaluado a las fuerzas estáticas en la válvula.

Visto del lado dinámico, ahora tenemos un sistema resorte-masa, el cual, puesto en movimiento, realiza oscilaciones. Estas oscilaciones también influyen sobre la presión y deben eliminarse mediante amortiguación. Algunas posibilidades de amortiguación son:

- Pistón amortiguador y toberas (1) hacia la cámara del pistón,
- Pistón amortiguador con una superficie (2) o
- Pistón amortiguador con tolerancia correspondientemente grande (3).

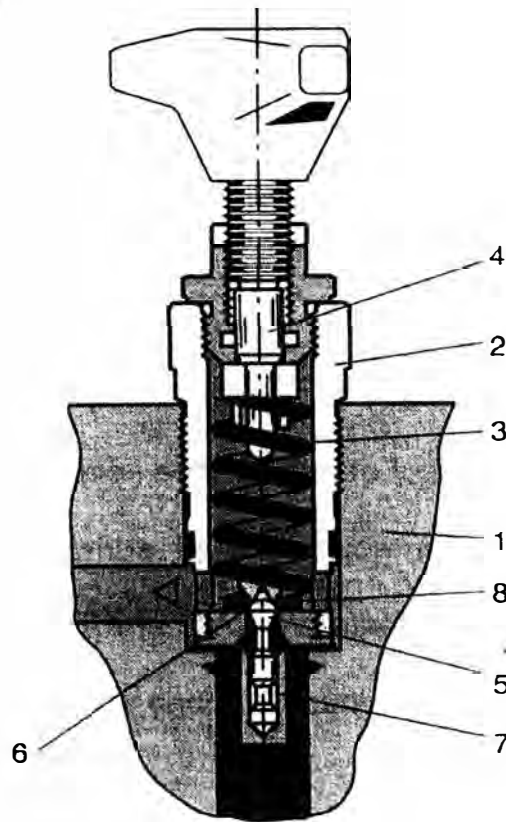


Válvula limitadora de presión como cartucho insertable

En una carcasa o bloque de mando (1) se atornilla la válvula compuesta de manguito (2), resorte (3), mecanismo variador (4), cono con pistón amortiguador (5) y asiento templado (6). El resorte aprieta el cono sobre el asiento. La fuerza del resorte puede ajustarse en forma continua con el botón giratorio. Con ello, también se ajusta la presión. La conexión P (roja) esta unidad al sistema. La presión del sistema actúa sobre la superficie del cono. Si la presión levanta el cono del asiento, se abre la unión hacia la conexión T (azul). La carrera del cono esta limitada por un reborde en el taladro amortiguador (7).

Debido a que, a medida que aumenta la carrera también aumenta la fuerza del resorte de acuerdo con la constante del resorte, el plato del resorte del lado inferior tiene una forma especial. A fin de obtener un

buen ajuste de presión en todo el rango de presión de la válvula y una característica ΔP -Q plana (en lo posible, poco aumento de presión con caudal en aumento), el rango completo de presión se subdivide en niveles de presión, cada nivel corresponde a un determinado resorte para una presión de servicio máxima ajustable.



3.5 SELECCIÓN DE FILTROS

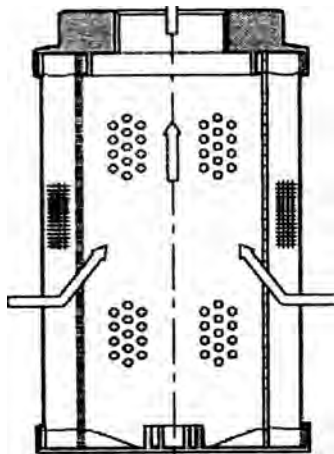
Los filtros son aparatos para separar sustancias sólidas de líquidos o para separar polvos de gases y se emplean medios filtrantes fibrosos o granulados.

3.5.1 Filtro de Aspiración

Las instalaciones oleohidráulicas deben equiparse con filtros de aspiración cuando el riesgo de deterioro de la bomba por ensuciamiento grueso es muy alto. Estos casos se dan cuando

- Distintos circuito hidráulicos emplean la misma fuente de fluido
- Cuando los tanques, como consecuencia de su forma no pueden limpiarse

Con los filtros de aspiración solo se puede lograr una protección del funcionamiento de la bomba. La protección necesaria contra el desgaste, deben garantizarla filtros instalados en tuberías de presión, de retorno o en tuberías de caudal secundario.



Dado que las bombas son sensibles a la depresión la diferencia de presión en el filtro no debe ser grande, por ello debe instalarse grandes superficies filtrantes. Además resulta muy recomendable usar una válvula bypass y un indicador de ensuciamiento

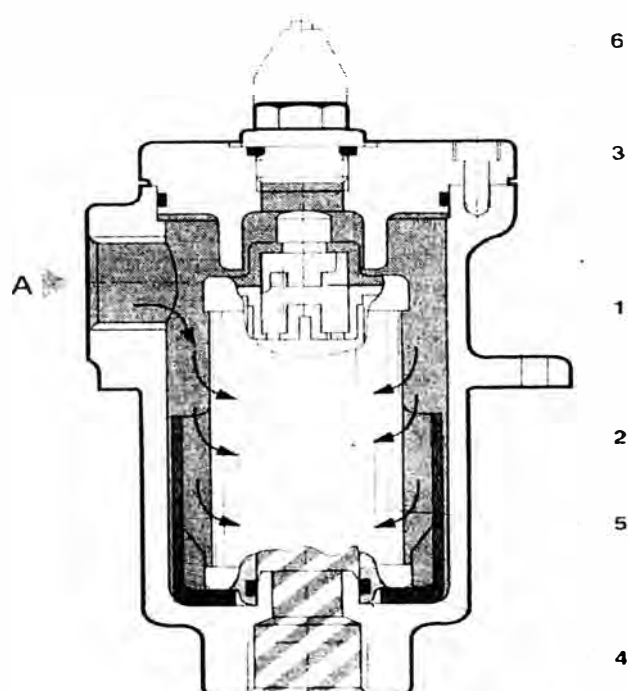
En esta zona solo se retienen partículas gruesas mayor 100 micras

3.5.2 Filtros de Retorno

Esta ubicado en el extremo de la tubería de retorno y van montados sobre el tanque hidráulico. De este modo se filtra el fluido hidráulico antes de que lleguen al tanque todas las partículas que penetran en el sistema o que se desprenden de este.

Al elegir el tamaño del filtro deberá considerarse el caudal máximo.

Con el fin de evitar la formación de espuma en el tanque deberá observarse que bajo cualquier condición de servicio la descarga de líquido siempre se encuentre debajo del nivel de fluido

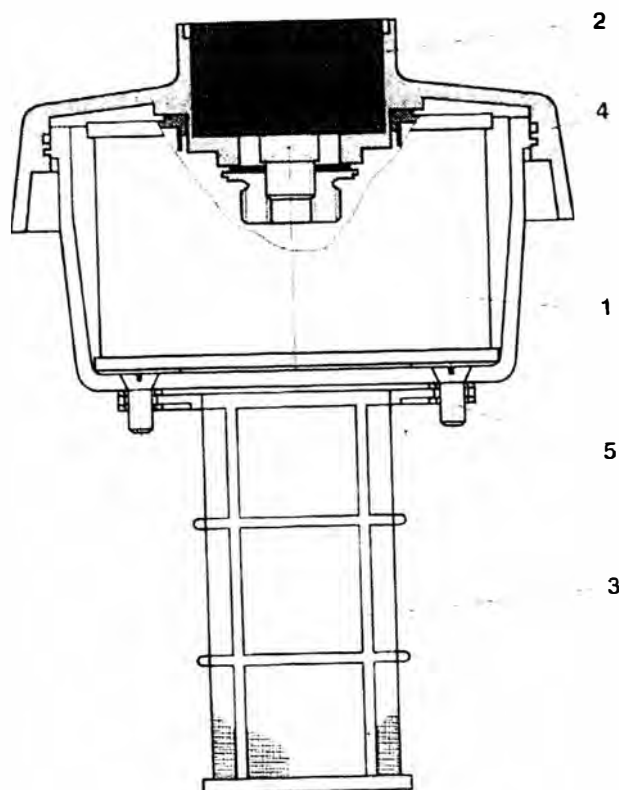


3.5.3 Filtro de llenado y ventilación.-

Actualmente es uno de los más importantes tipos de filtro en las instalaciones oleohidráulicas. Gran parte de la suciedad llega a las instalaciones a través de equipos inadecuados de ventilación.

De acuerdo con el grado de pureza exigido se emplean filtros de ventilación con elementos recambiables de distinta finura. Los filtros deberían disponer de una conexión para indicador de ensuciamiento.

Se componen básicamente de un filtro de aire (1), para el aire que fluye hacia el tanque y un tamiz de llenado (3) para retener suciedad gruesa al llenar de aceite la instalación.



- 1 Elemento filtrante
- 2 Indicador de ensuciamiento
- 3 Tamiz de llenado
- 4 Carcasa de filtro
- 5 Tornillos de fijación

CAPITULO IV

CALCULOS Y SELECCIÓN DE EQUIPOS

4.1 GENERALIDADES

Para el diseño del circuito oleohidráulico se tomara como datos de entrada lo indicado en las bases de la licitación que se adjunta (Anexo 3).

La unidad de presión oleohidráulica será la misma para accionar las compuertas de toma, desarenador y desgravador. Será dimensionada teniendo en cuenta las características más críticas para todos los casos.

4.2 PARA ACCIONAMIENTO DE COMPUERTAS DE TOMA TARMA:

DATOS:

Numero de compuertas	4
Dimensiones de la compuerta:	Ancho neto: 1900 mm.
	Altura neta: 2250 mm.
Carrera de la compuerta:	2400 mm.
Fuerza de izaje:	5 Tn.
Fuerza de cierre:	5 Tn.
Velocidad de izaje:	0,3 m/min.
Numero de pistones:	1
Tipo:	doble efecto
Forma de sujeción:	brida delantera y rótula en el vástago

CALCULO DEL CILINDRO:

$$P = F_a / A_a$$

Donde:

$$\text{Si } P < 150 \text{ bar} \qquad \text{Entonces:} \qquad A_a > 34 \text{ cm}^2$$

Eligiendo un pistón estándar (ver catálogo en anexo 4)

Entonces $\Phi n = 80 \text{ mm}$.

Características de Cilindro $\Phi 80 \text{ mm}$..:

Diámetro del embolo	: 80 mm
Diámetro del vástago	: 40 mm
Área Anular (Aa)	: 37,70 cm ²
Área circular (Ac)	: 50,27 cm ²
Carrera	: 2400 mm.
Tipo de sujeción	: brida delantera y rotula en el vástago
Presión de trabajo (Pwn)	: 160 Bar
Material del vástago	: vástago de acero inoxidable

PRIMERA VERIFICACIÓN:

Presión Real de trabajo	$P_1 = F/A = 5000 \text{ Kg} / 37,70 \text{ cm}^2$
	$P_1 = 133 \text{ bar}$
Carga de Pandeo	$K = \pi^2 \cdot E \cdot J / L_k^2$
Módulo de elasticidad	$E = 210 \text{ kN} / \text{mm}^2$
Momento de inercia del vástago	$J = \pi \cdot d^4 / 64$
Longitud libre al pandeo	$L_k = 0,7 \cdot L = 1788,5$
Obtenemos	$K = 8140 \text{ Kg}$

Aplicando el **factor de seguridad** tenemos que: $F_p = 2325,7 \text{ Kg}$.

Se recomienda aumentar el diámetro del vástago a 63 mm, lo que implica cambiar el diámetro del pistón a 100 para mantener $A_a > 34 \text{ cm}^2$

Características de Cilindro Φ 100 mm.:

Diámetro del embolo	: 100 mm.
Diámetro del vástago	: 63 mm.
Área Anular (A_a)	: $47,37 \text{ cm}^2$
Área circular (A_c)	: $78,54 \text{ cm}^2$
Carrera	: 2400 mm.
Tipo de sujeción	: brida delantera y rotula en el vástago

SEGUNDA VERIFICACIÓN:

Presión Real de trabajo	$P_1 = F/A = 5000 \text{ Kg} / 47,37 \text{ cm}^2$
	$P_1 = 106 \text{ bar}$
Por pandeo	$K = \pi^2 \cdot E \cdot J / L_k^2$
Momento de inercia del vástago	$J = \pi \cdot d^4 / 64$
Obtenemos que	$K = 50100 \text{ Kg}$
Factor de Seguridad	$F_p = 14314,28 \text{ Kg}$
	$F_p \gg F_c$

Cilindro seleccionado:

$\Phi 100 \times \Phi 63 \times \Phi 2400$

CALCULO DE CAUDAL:

$$Q_1 = V \cdot A_c$$

Entonces:

$$Q_1 = (30 \text{ cm/min}) \times (78,54 \text{ cm}^2) = 2356 \text{ cm}^3/\text{min} = 2,4 \text{ L/min}$$

4.3 PARA COMPUERTAS DE PURGA DESARENADOR:

DATOS:

Numero de compuertas	4
Dimensiones de la compuerta:	Ancho neto: 1200 mm.
	Altura neta: 1000 mm.
Carrera de la compuerta:	1350 mm.
Fuerza de izaje:	7 Tn.
Fuerza de cierre:	7 Tn.
Velocidad de izaje:	0,3m/min
Numero de pistones:	1
Tipo:	doble efecto
Forma de sujeción:	brida delantera y rótula en el vástago

CALCULO DEL PISTON:

$$P = F_a / A_a$$

Donde:

Si $P < 150$ bar Entonces: $A_a > 47 \text{ cm}^2$

Eligiendo un pistón estándar (ver catálogo en anexo)

Entonces $\Phi n = 100$ mm.

Características del Cilindro $\Phi 100$ mm.:

Diámetro del embolo : 100 mm.

Diámetro del vástago : 50 mm.

Área Anular (A_a) : $58,90 \text{ cm}^2$

Área circular (A_c) : $78,54 \text{ cm}^2$

Carrera	: 1350 mm.
Tipo de sujeción	: brida delantera y rotula en el vástago
Presión de trabajo (Pwn)	: 160 Bar
Material del vástago	: vástago de acero inoxidable

VERIFICACIÓN:

Presión Real de trabajo	$P_2 = F/A = 7000 \text{ Kg} / 58,90 \text{ cm}^2$
	$P_2 = 119 \text{ bar}$
Carga de Pandeo	$K = \pi^2 \cdot E \cdot J / L_k^2$
Módulo de elasticidad	$E = 210 \text{ kN} / \text{mm}^2$
Momento de inercia del vástago	$J = \pi \cdot d^4 / 64$
Longitud libre al pandeo	$L_k = 0.7 \cdot L = 1053.5$
Obtenemos	$K = 57200 \text{ Kg}$
Factor de Seguridad	$F_p = 16342,86 \text{ Kg}$
	$F_c = 7000 \text{ kg}$
	$F_p \gg F_c$

Cilindro Seleccionado: **$\Phi 100 \times \Phi 50 \times \Phi 1350$** **CALCULO DE CAUDAL:**

$$Q_2 = V \cdot A_c$$

Entonces:

$$Q_2 = (30 \text{ cm/min}) \times (78,54 \text{ cm}^2) = 2356 \text{ cm}^3/\text{min} = 2,4 \text{ L/min}$$

$$Q_2 = 2,4 \text{ L/min.}$$

Carrera	: 1350 mm.
Tipo de sujeción	: brida delantera y rotula en el vástago
Presión de trabajo (Pwn)	: 160 Bar
Material del vástago	: vástago de acero inoxidable

VERIFICACIÓN:

Presión Real de trabajo	$P_2 = F/A = 10000 \text{ Kg}/91,55 \text{ cm}^2$
	$P_2 = 110 \text{ bar}$
Carga de Pandeo	$K = \pi^2 \cdot E \cdot J / L_k^2$
Módulo de elasticidad	$E = 210 \text{ kN} / \text{mm}^2$
Momento de inercia del vástago	$J = \pi \cdot d^4 / 64$
Longitud libre al pandeo	$L_p = 0.7 \cdot L = 1053.5$
Obtenemos	$K = 143830 \text{ Kg}$
Factor de Seguridad	$F_p = 41094,28 \text{ Kg}$
	$F_c = 11000 \text{ kg}$
	$F_p \gg F_c$
Cilindro Seleccionado:	$\Phi 125 \times \Phi 63 \times \Phi 1350$

CALCULO DE CAUDAL:

$$Q_2 = V \cdot A_c$$

Entonces:

$$Q_2 = (30 \text{ cm/min}) \times (122,72 \text{ cm}^2) = 3682 \text{ cm}^3/\text{min} = 3,7 \text{ L/min}$$

$$Q_2 = 3,7 \text{ L/min.}$$

4.5 CALCULO DE UNIDAD DE PRESION OLEOHIDRAULICA:

La unidad de presión accionara las 4 compuertas de toma, 4 compuertas de purga desarenador y 2 compuertas desgravador (10 cilindros). Las principales características para el diseño de esta unidad de presión son las siguientes:

- Ubicación: caseta de control local.
- Condiciones de Seguridad :
 - Válvula limitadora de presión DN 10 ajustable a 0 a 200 bar.
 - Indicador de nivel y temperatura de aceite.
 - Presostato de alta (en redundancia de seguridad con la válvula limitadora).
- Filtro de llenado y respiración, filtro de succión, filtro de retorno.
- Bombas de engranajes exteriores con su respectivo motor eléctrico.
- Bomba de accionamiento manual para emergencias y/o pruebas.
- Manómetro.
- Manifold para el montaje de las válvulas de control
- Las válvulas de control serán de diámetro nominal 6 mm. (DN 6)
 Se considera DN6 por que el caudal de aceite es menor a 40 L/min.

CONSIDERACIONES PARA LA INSTALACIÓN:

- Se utilizarán tuberías de 18 mm. de diámetro de acero St. 37.4 para presiones hasta 250 bar y conectores con anillo progresivo.
- Se consideran válvulas de bola para facilitar el mantenimiento futuro de los pistones, válvulas y unidad de presión.

SELECCIÓN DE LA BOMBA:

Caudal en el sistema $Q_t = 2,4 \times 4 + 2,4 \times 4 + 3,7 \times 2 = 26,6 \text{ L/min.}$

Se recomienda usar 2 bombas en paralelo cada una con una capacidad mínima de 13,3 L/min.

Caudal : 13,3 L/min. a 1750 RPM

Desplazamiento : $7,8 \text{ cm}^3/\text{rev.}$

Presión de trabajo : $P_w = 120 \text{ bar}$

Se recomienda el uso de una bomba de engranajes exteriores, presión de trabajo continuo 180 bar, con un desplazamiento de $8 \text{ cm}^3/\text{rev.}$

Caudal real $Q_t = 8 \times 1,7 = 13,6 \text{ L/min.}$

CALCULO DEL MOTOR ELECTRICO

$$POT = P_w \cdot Q_t / (600n)$$

Donde:

POT : potencia eléctrica en Kw.

Pw : presión de trabajo en bar

Q : Caudal en L/ min

n : eficiencia > 0,8

Entonces:

$$POT = (120 \text{ bar}) \times (13,6 \text{ L/min}) / (600 \times 0,8)$$

$$POT = 3,4 \text{ Kw.}$$

SELECCIÓN DEL MOTOR ELECTRICO:

Motor Eléctrico trifásico 440/220 V 60 Hz; cuatro polos.

Potencia : 5 HP

Velocidad : 1700 RPM

Se instalarán 2 motores eléctricos de las mismas características para cada una de las bombas de engranajes.

CALCULO DEL TANQUE PARA ACEITE:

Por transferencia de calor:

$$\text{VOL} = T \times Q$$

Donde:

VOL : capacidad del tanque en litros.

T : tiempo de reposo (8 minutos recomendado)

Q : caudal de la bomba en L/min.

Entonces: $\text{VOL} = (8 \times 13,6) \times 2 = 218 \text{ L}$

Por volumen del cilindro:

$$\text{VOL} = K \cdot (N_1 \cdot C_1 \cdot A_{a1} + N_2 \cdot C_2 \cdot A_{a2} + N_3 \cdot C_3 \cdot A_{a3})$$

Donde $K = 2$

N : numero de cilindros

C : carrera del cilindro

A_a : Área anular del cilindro

$$\text{VOL} = 2 \times (4 \times 240 \times 47,37 + 4 \times 135 \times 58,90 + 2 \times 135 \times 91,55) \text{cm}^3$$

$$\text{VOL} = 363048 \text{ cm}^3 = 204 \text{ L}$$

Se recomienda el un tanque para aceite de una capacidad de 250 litros (ver catalogo anexo)

CAPITULO V

FABRICACION Y MONTAJE DE UNIDAD DE PODER

5.1 GENERALIDADES

La Unidad de Poder Oleohidráulica sirve para producir y poner a disposición la esta energía de presión del aceite. Dentro de una Central Oleohidráulica se convierte la energía eléctrica de la red (mediante el motor eléctrico) en energía de presión. En ambos casos el movimiento de rotación y el par de giro del motor de accionamiento se convierten en caudal y presión con una bomba de expulsión.

Los elementos principales de una Central Oleohidráulica son:

- Tanque de reserva para el aceite hidráulico
- Grupo motor-bomba, con su acoplamiento
- Filtros de succión, retorno y llenado (respiradero).
- Indicadores visuales de nivel y temperatura.
- Placa base para montaje de Válvulas Hidráulicas.
- Refrigerador de fluido hidráulico si fuera necesario
- Acumuladores hidráulicos si fuera necesario

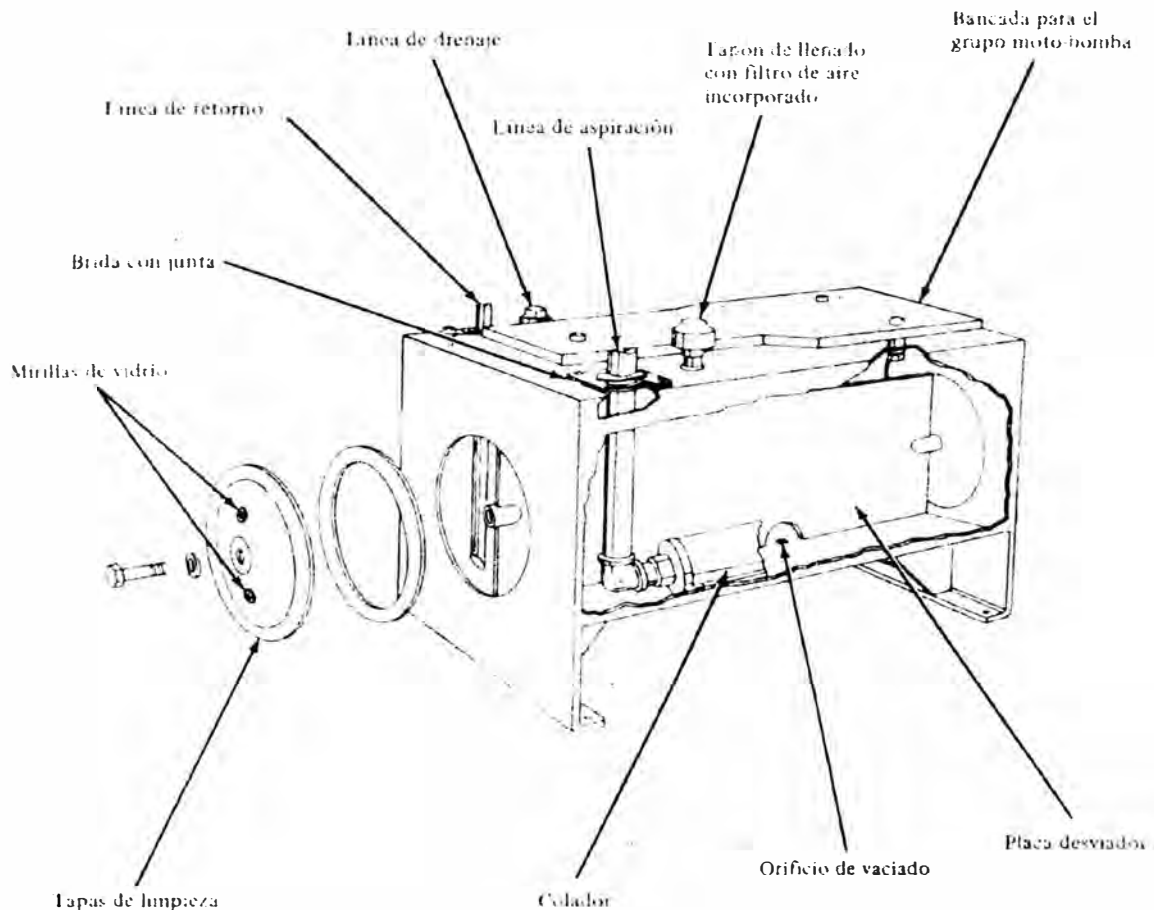
Para el dimensionamiento de nuestra Central Oleohidráulica partimos de los cálculos obtenidos en el Capítulo 4 y del Circuito Hidráulico diseñado para esta aplicación (Plano N° 1).

5.2 FABRICACION DE DEPÓSITO DE FLUIDO HIDRAULICO

El depósito sirve para almacenar el aceite requerido por el sistema, también debe tener espacio para que el aire pueda separarse del fluido y permitir igualmente que los contaminantes se sedimenten. Además, un depósito bien diseñado ayuda a disipar el calor generado en el sistema.

El tanque se diseña para que el mantenimiento de fluido sea fácil. El fondo del tanque está inclinado y tiene un tapón de drenaje en su punto mas bajo para que el tanque pueda se completamente vaciado.

Es deseable que disponga de tapas que puedan retirarse con facilidad, esto facilitara la limpieza. Es recomendable un nivel visual para comprobar el nivel del fluido.



El orificio de llenado dispone de una malla fina para eliminar los contaminantes al llenar el fluido en el depósito. Sobre este orificio se incorpora un filtro de aire respiradero, el cual debe ser dimensionado de acuerdo al caudal de aire requerido, con el objeto de mantener la presión atmosférica en el interior del tanque. En general, mientras mayor sea el caudal de la bomba, mayor debe ser el respiradero necesario.

Una placa desviadora se extiende a lo largo del centro del tanque. Tiene generalmente $2/3$ de la altura del nivel de aceite y se usa para separar la línea de entrada de la bomba de la línea de retorno, de modo que el mismo fluido no pueda recircular continuamente, si no que realice un circuito determinado por el tanque. Las funciones que realiza son:

- Impide que se origine una turbulencia en el tanque
- Permite que materias extrañas se sedimenten en el fondo
- Ayuda a separar el aire del fluido y
- Disipa el calor a través de las paredes del tanque.

Tanto las líneas de aspiración como las de retorno deben estar bastante mas abajo del nivel de fluido, esto evita que el aire pueda mezclarse con el aceite y formar espuma. Las conexiones de estas líneas a la tapa del tanque se hacen generalmente con bridas y juntas de cierre.

El volumen mínimo del depósito debe ser igual o mayor que el triple que el caudal de la bomba. A partir de 63 L se emplean depósitos de chapas de acero, los depósitos rectangulares se construyen según DIN 24339

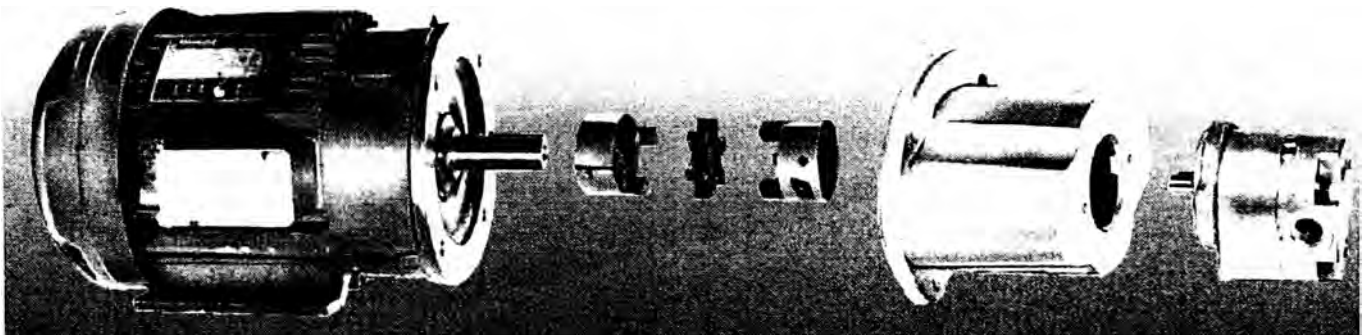
Los tanques de acero se someten a un arenado antes de soldar la tapa y se les da internamente una base con pintura de polvo de cinc.

5.3 GRUPOS MOTOR-BOMBA

En los grupos motor-bomba es donde se convierte la energía eléctrica en hidráulica. Según la forma constructiva esta compuesto por:

- El motor eléctrico calculado y seleccionado en el capítulo anterior
- Acoplamiento mecánico, une los ejes del motor y la bomba
- Campana de fijación de los cuerpos del motor y la bomba

La posición de montaje de los grupos motor-bomba será vertical y las dimensiones de los componentes se adjunta en los Anexos. La campana de montaje entre el motor y la bomba se de fabricación nacional y las medidas de este se adjuntan en el plano de fabricación CM-01



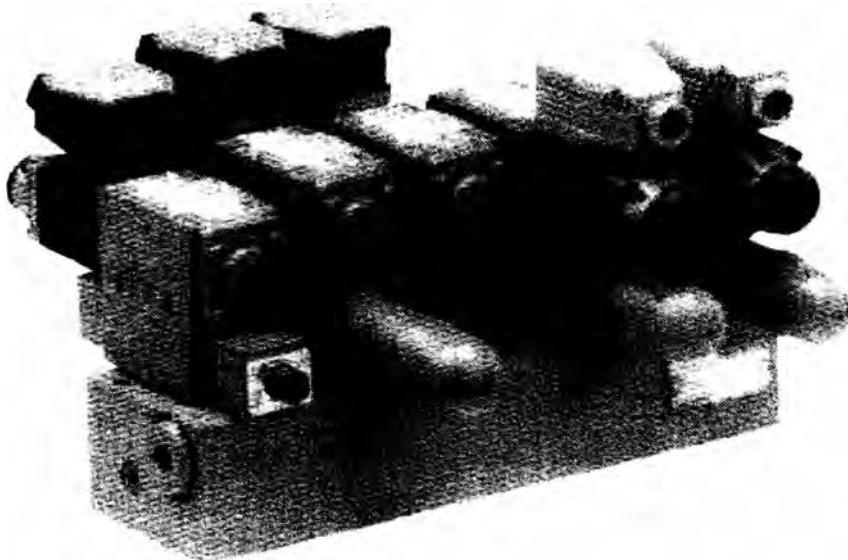
5.4 FABRICACION DE MANIFOLD PARA MONTAJE DE VALVULAS

En nuestro caso usaremos válvulas montados sobre placas (manifold), con el cual obtenemos algunas ventajas:

- Las válvulas se pueden desmontar fácilmente para el mantenimiento
- Las conexiones se encuentran en un nivel, la superficie de roscado y estancamiento es plana.
- El estancamiento con anillo hermetizante elástico es muy confiable.

La cara sobre la cual va montada la válvula está rectificada y presenta una serie de perforaciones cuya disposición y medida corresponden a un tamaño nominal y a un grupo definido de dispositivo o válvulas.

La cara de conexión de la válvula también está rectificada y las perforaciones de conexión concuerdan con el cuadro de la placa base. Además está provista de rebajes para alojar las respectivas juntas tóricas (O-ring). La mayoría de los cuadros de conexión están normalizados.



Los formatos de conexión de las válvulas para montaje sobre placa están normalizados según DIN 24 340. Para nuestra aplicación se usará el formato de conexión TN6 para válvulas direccionales y TN10 para válvula de presión. Según el circuito hidráulico se usará dos manifolds para montaje de 5 válvulas cada uno, y uno de ellos llevará montado una válvula limitadora de presión. Las dimensiones del manifold que se usará en nuestra aplicación vienen indicadas en el plano de fabricación MF-01.

CAPITULO VI

INSTALACION Y PUESTA EN MARCHA DE LOS EQUIPOS

6.1 GENERALIDADES

Como se menciona en los alcances de este proyecto la empresa contratista se encargara del montaje en la obra de los cilindros y las unidades de poder oleohidráulico, así como el tendido de tuberías. Durante el montaje de estos equipos y el tendido de tuberías puede penetrar suciedad en los equipos y tuberías. Por lo que resulta necesario eliminar la suciedad antes de poner en marcha nuestros equipos.

6.2 LAVADO DEL SISTEMA OLEOHIDRÁULICO

Durante el lavado se envía fluido hidráulico a gran velocidad a traves del sistema oleohidráulico. Por la gran velocidad las partículas de suciedad son arrastradas y pueden extraerse mediante un circuito de filtración independiente.

La duración e intensidad del lavado dependen del grado de limpieza exigida a la instalación. Debe ser controlada durante el procedimiento de lavado. Aquí rigen la mismas reglas que en el capítulo "Filtración en sistemas hidráulicos".

6.2.1 Preparación de la instalación para el lavado

Aquellas piezas que pueden sufrir deterioros durante el lavado deberán sustituirse por accesorios adecuados o evitarse mediante tuberías de desvío o tubos flexibles.

Por ejemplo las bombas de alta presión deberán ser evitadas mediante desvío de los conductos de lavado y las servoválvulas sustituidas por placas de lavado. Antes del lavado deben retirarse los elementos de los filtros, a fin de evitar su ensuciamiento durante el proceso de lavado.

El filtrado debería utilizarse con un filtro propio. Para garantizar un llenado completo de tuberías y piezas constructivas con fluido de lavado, deberán preverse válvulas purgadoras en lugares altos de tuberías. En lugares bajos y espacios muertos habrá que prever aberturas de drenaje para poder drenar el fluido sucio.

Circuitos parciales de la instalación deberán estar provistos de conexiones para lavado. Los acoplamientos de cierre rápido son especialmente adecuados, pero deberán dimensionarse grandes para que el fluido de lavado pueda circular con poca caída de presión.

Los equipos pequeños podrán ser lavados en una sola etapa, que instalaciones de mayor tamaño podrían requerirse varias etapas.

6.2.2 Unidades de lavado

Las unidades de lavado constan de bombas, calefactores, filtros dobles, recipientes a las conexiones de lavado correspondiente. Las bombas deben estar equipadas con válvula limitadora de presión, el

cual debe ser ajustada a una presión tal que quede asegurado que el caudal total de la bomba circule a través de las piezas a lavar.

La capacidad del recipiente deberá ser por lo menos 3 veces más grande que el caudal de la bomba por minuto. Además debería ser por lo menos tan grande como la capacidad del equipo a lavar.

Deberán preverse filtros de doble conmutación porque posibilitan una limpieza o un recambio de elementos sin interrupción del proceso.

6.2.3 Velocidad de lavado y temperatura

La velocidad del lavado y temperatura deben elegirse lo más elevadas posibles, para garantizar un lavado rápido y efectivo del sistema hidráulico. En la practica ha quedado demostrado que la temperatura deberá ser superior a la temperatura de servicio.

Para aceites minerales se recomienda 60 °C de temperatura de lavado y para emulsiones de aceite en agua y glicol acuoso 50 °C.

La velocidad de flujo deberá ser por lo menos el doble de la velocidad de flujo durante el servicio de la instalación y encontrarse en todos los sitios en la zona de caudal turbulento.

Hay caudal turbulento cuando:

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu} \geq 2320$$

En esta formula significan:

d = diámetro interno del tubo en (mm).

V = velocidad de fluido en (mm/s)

ν = Viscosidad cinemática en (mm²/s)

El caudal a través de una tubería es de:

$$Q = V \cdot A = V \cdot d^2 \cdot \pi / 4$$

Si esto se reemplaza en la primera fórmula, se obtiene:

$$Q = \frac{Re \cdot \nu}{d} \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{Re \cdot \nu \cdot d \cdot \pi}{4}$$

Si se reemplaza el valor límite de turbulencia se obtiene:

$$Q = 2320 \cdot \nu \cdot d \cdot \pi / 4$$

Convirtiendo a dimensiones correspondientes, y mediante el cálculo de los valores numéricos se obtiene:

$$Q \geq 0,11 \cdot \nu \cdot d \quad (\text{lt/min})$$

Como valor límite del caudal de fluido que deberá circular por un tubo para alcanzar una corriente turbulenta:

6.2.4 Fluido del lavado

El fluido de lavado a emplear debe ser compatible con el fluido hidráulico previsto para la instalación y con los materiales constructivos utilizados, especialmente con las juntas.

Se puede emplear el mismo fluido que luego se utilizará en la instalación. Un fluido de lavado de menor viscosidad y sin aditivos de alta calidad puede acelerar el lavado y abaratar los costos.

6.2.5 Realización de lavado

El aceite de lavado debe filtrarse al ingresar a la unidad de lavado.

Luego se lleva el fluido a la temperatura necesaria y se pone en funcionamiento la bomba del lavado.

Habrá que observar que el sistema oleohidráulico este purgado. También habrá que controlar los indicadores de suciedad de los filtros a fin de remplazar los elementos a tiempo o limpiarlos.

Después de aprox. 1 hora de lavado es recomendable invertir el sentido del flujo del caudal. El lavado se prolongará hasta que los indicadores de suciedad de los filtros no indiquen suciedad durante más de una hora. También se invertir  el sentido de flujo.

Luego se extraerán muestras de fluido del equipo y se analizara si ha sido alcanzado el grado de limpieza deseado

Hay que observar que todos los circuitos hidráulicos sean lavados. En caso necesario deberán separarse ciertas partes del sistema hidráulico y lavarlas una a continuación de la otra.

Al finalizar el lavado habrá que controlar que restos de aceite en espacios muertos sean eliminados totalmente.

Se sobreentiende que todos los dispositivos de lavado empleados se desmontarán después de realizado el mismo, a fin de dejar al sistema hidráulico preparado para funcionar.

6.3 PUESTA EN SERVICIO DE LOS EQUIPOS OLEOHIDRAULICOS

Antes de la puesta en servicio de los equipos de nuestro sistema oleohidráulico, se deberá realizar los siguientes pasos

6.3.1 Control del depósito de fluido hidráulico

Condiciones particularmente desfavorables durante el transporte desde la fábrica al lugar de instalación y/o almacenamiento temporales, eventualmente necesarios en situaciones inadecuadas pueden dar a lugar a un “ensuciamiento” del depósito (agua, polvo, etc) antes del que el equipo este en el lugar definitivo de la instalación. También durante la instalación, los puntos de conexión de las tuberías de retorno están abiertos durante largo tiempo.

Por eso es imprescindible controlar y llegado el caso, limpiar el depósito del equipo hidráulico antes de llenarlo con fluido (no utilizar trapos de limpieza que dejen hilachas).

Si se prevee un prolongado periodo de almacenamiento transitorio (mas de 6 meses) podría ser necesario por razones de conservación, cerrar también en el interior de l depósito las tuberías de retorno y aspiración para evitar su vaciado.

6.3.2 Control de la tubería

Cuando la puesta en servicio no es realizada por el mismo personal que ha hecho la instalación del sistema de tuberías entre el equipo hidráulico, el comando, y el usuario, se debe efectuar como mínimo un control al azar de las tuberías. De la limpieza interna depende en gran medida un servicio sin inconvenientes y la vida útil de los componentes de un equipo hidráulico. Además debe verificarse la correcta conexión de los usuarios al quipo hidráulico según el plano. ya que cada error esta acompañado de una pérdida de fluido.

6.3.3 Alineación del grupo bomba motor eléctrico

Debido al transporte, instalación de partes adicionales, etc; el motor eléctrico puede ser desplazado respecto de la bomba.

Distintos tipos de bombas no admiten cargas radiales ni axiales. Además, los componentes elásticos de los acoplamientos admiten solo un reducido error de paralelismo o de ángulo.

Aún cuando todos o estuviesen aguardando la puesta en servicio, este punto no debe ser olvidado.

6.3.4 Carga del fluido hidráulico

Debido a que el fluido independientemente del envase en que se efectúa el suministro no tiene la limpieza necesaria, se debe realizar la carga a través de un filtro. La malla del filtro de carga no debe ser mayor que la de los filtros instalados en el equipo.

6.3.5 Ajuste de presión

Todas las válvulas limitadoras y reductoras de presión y reguladoras de presión de bombas deben estar sin presión. Son una excepción las válvulas ya controladas el TÜV (Peritaje Técnico Alemán o del país correspondiente).

6.3.6 Puesta en servicio de las bombas

Según sus tipos constructivos, las bombas deben llenarse con fluido antes de la primera puesta en servicio para evitar una marcha en seco de los rodamientos y de las partes de impulsión.

Hacer funcionar brevemente el motor de accionamiento de la bomba y verificar el sentido de rotación. Si este fuera correcto accionar

nuevamente la bomba y verificar la estanqueidad del sistema y el sentido del flujo.

Cuando no se observa ningún error, se puede ajustar lentamente la válvula limitadora de presión al valor indicado en el plano.

Las bombas de llenado y de alimentación se pueden poner en servicio según el mismo esquema. Para ello se purga el sistema.

Durante la puesta en servicio de los grupos de bombas se debe controlar el nivel del fluido en el tanque y si fuera necesario, completar hasta que todo el sistema se llene.

Cada bomba debe ser observada hasta que funcione en forma regular y continua. Las bombas que aspiran durante la puesta en servicio de fluido con burbujas de aire emiten intensos ruidos explosivos o un muy fuerte ruido continuo. Debido a que en las bombas de alimentación se alcanzan muy altas velocidades de incremento de presión, el fluido sufre por la compresión de las burbujas de aire un recalentamiento local muy intenso por lo que se ve afectado.

Cuando luego de algunos minutos las bombas no reciben fluido sin aire se deben localizar rápidamente y suprimirlas.

6.3.7 Puesta en servicio del comando y del usuario

El comando y el usuario deben ser puestos en servicio con caudales reducidos y baja presión para evitar daños debido a conexiones erróneas (eléctricas o hidráulicas).

Recién cuando se aseguro que la secuencia de conexión es correcta, que el usuario este comandado correctamente y que los

limites estén correctamente protegidos con fines de carrera, etc., puede entonces aumentarse la presión y los caudales a los valores previstos. Durante todo el tiempo debe controlarse periódicamente los siguientes valores:

nivel del fluido en el tanque

temperatura de fluido en el tanque

pérdidas en todas las partes del equipo

emisión de ruido

temperaturas de carcasa de bombas y motores hidráulicos

ensuciamiento de los filtros instalados.

6.3.8 Ajustes Posteriores

Ajustar y asegurar las válvulas limitadoras de presión a los valores previstos.

Ajustar control de nivel en el tanque

Ajustar el Presostato.

Ajustar los puntos de conexión de los controles de temperatura.

Ajustar los reguladores de flujo hasta obtener las velocidades solicitadas en los cilindros hidráulicos.

Revisar el amperaje de los motores eléctricos de las bombas.

6.4 PRUEBA DE LOS EQUIPOS

Una vez puesta en servicio del sistema oleohidráulico deberá realizarse ciertas pruebas para garantizar el correcto funcionamiento de este, según lo solicitado por el cliente. (Anexo # 3).

CAPITULO VII

EVALUACION DE COSTOS

El costo de este sistema Oleohidráulico esta en función de los equipos principales, fabricación de partes, montaje, pruebas y puesta en marcha.

7.1 Costo de equipos principales.

Item	DESCRIPCION	Cant.	P. UNIT	P. TOTAL
01	Bomba de engranajes de 8 cc/rev.	02	325.80	651.60
02	Motor eléctrico de 5 HP, 220/440 VAC 1800 rpm. Trifásico	02	380.60	761.20
03	Brida para motor eléctrico, campana y acoplamiento para bomba.	02	220.00	440.00
04	Válvula limitadora de presión DN 10 250 bar	01	228.40	228.40
05	válvula de distribución 4/3 DN 06, 24 VDC, opción manual	10	294.40	2944.00
06	Válvula doble check pilotada DN 6	10	285.70	2857.00
07	Válvula doble estrangulamiento con check DN 6	10	235.80	2358.00
08	Manifold para montaje de 05 válvulas	02	485.80	971.6
09	Válvula check G 1/2"	03	80.20	240.60
10	Válvulas de bola DN 15,G 1/2,250 Bar	20	67.50	1350.00
11	Tanque Hidráulico de 250 Lt.	01	470.50	470.50
12	Cilindro de Aceite Shell Tellus 64	02	320.00	640.00
13	Filtro de succión G 1"	02	33.45	66.90
14	Filtro de retorno	01	159.40	159.40
15	Filtro de llenado	01	17.40	17.40
16	Indicador de nivel y temperatura de 10"	01	35.10	35.10
17	Manómetro c/glicerina dial 62 mm. 210	01	48.80	48.80
18	Cilindro Hidráulico 100x63x2400	04	4135.20	16540.8
19	Cilindro Hidráulico 100x50x1350	04	2254.00	9016.00
20	Cilindro Hidráulico 125x50x1350	02	3158.00	6316.00
21	Bomba de accionamiento manual	01	306.00	306.00
22	Presostato 25...250 Bar.	01	154.50	154.50
	TOTAL U.S \$			46573.80

7.2 Costo de Mano de Obra

También se incurrió en costo de Mano de obra para el ensamble de la Unidad de poder Oleohidráulica, Supervisión y pruebas de los Equipos en el lugar de la Obra.

200 H-H x 10 U.S \$ / H-H (Técnico)	2000.00
40 H-H x 40 U.S \$ / H-H (Ingeniero)	1600.00

7.3 Costo de Materiales Consumibles y Herramientas

También generaron costos la pintura, la soldadura, el transporte, material de limpieza, etc.

Este valor es estimado de manera práctica como el 30 % del costo directo de mano de obra

Total U.S \$ 600.00

7.4 Costo de Alquiler de Equipos

Para nuestro proyecto hubo la necesidad de alquilar el equipo de bombeo para la limpieza de tuberías.

Total U.S \$ 800.00

7.5 RESUMEN

Costo de equipos principales	46573.80
Costo de Mano de Obra	3600.00
Costo de Materiales Consumibles y Herramientas	600.00
Costo de Alquiler de Equipos	800.00
TOTALES U.S. \$	51573.80

CAPITULO VIII

MANUAL DE MANTENIMIENTO Y FALLAS

El mantenimiento de un circuito oleohidráulico bien realizado lleva poco tiempo en comparación con el numero de horas de funcionamiento que nos brindan nuestros equipos.

Un buen mantenimiento empieza siempre por la elección adecuada del aceite que contiene el circuito.

Un fluido que convenga perfectamente para su aplicación tiene por efecto proteger todo el material contra desgaste en particular las piezas en movimiento, las bombas y los cilindros hidráulicos.

Deberá establecerse un programa de mantenimiento preventivo, y hacerlo objeto de una ficha, sea por circuito o por equipo. Sobre ella se anotará las medidas preventivas ya tomadas, y en el curso de la vigilancia, las anomalías con el fin de decidir sobre nuevos trabajos de mantenimiento.

DIARIAMENTE

1. Verificar el nivel de aceite en el tanque. Si es necesario, añadir aceite al tanque hasta el nivel máximo del indicador. Se debe introducir aceite al tanque a través del filtro de aspiración.

2. Verificar el aspecto del aceite: la presencia de espuma en la superficie indica que se ha producido una entrada de aire sea en la bomba (juntas de paso del eje, juntas del fondo), sea en la línea de aspiración o en las conexiones. Un aspecto turbio indica la presencia de agua. La presencia de espuma se acompaña generalmente de un funcionamiento ruidoso de la bomba e irregularidades de los actuadores.
3. Anotar todo principio de fuga, ya sea en las tuberías o en los equipos. Durante el primer mes de servicio, una vigilancia particular en las conexiones permite eliminar fugas.
4. Verificar y anotar la temperatura del aceite en tanque.
5. Ajustar las presiones de funcionamiento y corregir todo taraje que haya podido desarreglarse.
6. Verificar la alimentación eléctrica de las electroválvulas. La tensión tiene que estar dentro de los valores siguientes:

5% por encima del valor nominal

10 % por debajo de este valor

SEMANALMENTE

1. Limpieza externa de la instalación (Unidad de Poder Hidráulica).
2. Reparar las fugas anotadas en la lista en el curso de los días precedentes, durante el periodo de funcionamiento. No intentar reparar una fuga apretando exageradamente los conectores. Es preferible cambiar los elementos defectuosos, juntas, anillos, etc.

Para los recortes con anillos engastados en el tubo, practicar una ranura oblicua en el anillo, para hacerlo saltar con la ayuda de un destornillador: entonces reemplazarlo por un anillo nuevo. Si la parte hembra del racor que recibe al anillo presenta marcas, no dudar en reemplazarlo. Todo por racor nuevo que se monte tendrá su fileteado macho revestido con cinta de Teflón o con otro producto sellador.

3. Asegurar el apriete de los elementos de fijación de los grupos motor-bomba, de los soportes de las válvulas, de las tuberías.
4. Verificar la buena fijación de los receptores, motores hidráulicos, cilindros. En particular para los cilindros, verificar que los alineamientos sean buenos.
5. Hacer un examen de estanqueidad de todas las tuberías rígidas y flexibles no accesibles durante el funcionamiento. En particular, en las tuberías flexibles, toda señal de "transpiración" de aceite cerca de los extremos debe llevar consigo el cambio inmediato del elemento defectuoso.

MENSUALMENTE

1. Verificar que la corriente en las líneas de alimentación del motor eléctrico no sobrepase el valor nominal.
2. Verificar los indicadores de ensuciamiento de los filtros de retorno. De ser necesario reemplazar después de un cierto número de horas de funcionamiento (según la hoja técnica del fabricante).

3. Sacar muestras de aceite distintos niveles en el depósito para analizar. El número de horas de servicio del aceite será anotado sobre los frascos.

SEMESTRAL

1. Verificar los acoplamientos elásticos entre la bomba y el motor, si hay un desgaste anormal es causa de un mal alineamiento.
2. Limpiar los filtros montados en la aspiración de las bombas. La limpieza de los filtros de aspiración se hace por inmersión en un disolvente, cepillando con un pincel no metálico y secando con aire seco.

ANUALMENTE

Verificar el buen estado de funcionamiento de todos los equipos incorporados en el circuito.

Para las Bombas:

Verificar el estado de las diferentes piezas en movimiento. En las bombas de engranajes generalmente se cambian las juntas. No es posible una reparación económica cuando se presentan daños en los cojinetes o cuando se presentan daños debido al ingreso de cuerpos extraños. Por lo que se sugiere su cambio total.

Para las Válvulas:

Después de desmontar y limpiar las pieza, verificar el buen

estado de los asientos y correderas de las válvulas. Todos los elementos que presenten marcas importantes, serán reemplazados. Unas señales muy ligeras sobre las correderas se pueden pulimentar con ayuda de pasta de lapidar, eliminando después cuidadosamente todo residuo de la misma.

Los cuerpos de las válvulas se verifican y las roscas de los orificios limpian pasando un macho.

Para los Manómetros:

Verificar su lectura con un Manómetro patrón, si es necesario cámbielo.

Para los Depósitos:

Vaciar el aceite del depósito en un recipiente, luego limpiar las paredes y asegurarse de que la pared superior no presenta señales de oxidación Cepillar toda señal de oxidación, volver a pintarlo si fuera necesario.

Limpia los cristales de los niveles de aceite y los elementos filtrantes del filtro de aire.

Volver a montar las puertas de Inspección y tener la precaución de cambiarlas juntas

Para los Circuitos de Alarma:

Asegurarse del funcionamiento correcto de las seguridades. La ausencia de la presión, la elevación de temperatura, etc.

Para los Cilindros:

Los cilindros se desmontan igualmente, y los pistones que

presenten ligeras señales de rayaduras son rectificadas o pulidas antes de volver a montarlas.

Asimismo, un cuerpo que presenta rayaduras puede ser pulimentado dentro de los límites de la tolerancia permitida para el buen trabajo de las juntas.

Estos elementos se volverán a montar y se verificarán la estanqueidad de cada cilindro antes de colocarlo en su emplazamiento.

Para las Tuberías:

Durante todas las operaciones de Inspección de los aparatos es indispensable cerrar los orificios de las tuberías con ayuda de los tapones metálicos, con preferencia todo otro medio. En ningún caso se deben colocar los trapos.

Y finalmente todos los soportes de aparatos y de tuberías deben volverse a montar y apretarse convenientemente.

FALLAS Y SU ELIMINACION DE LOS SISTEMAS OLEOHIDRAULICOS

También es importante conocer las fallas más frecuentes de nuestros equipos, ya que ello nos ayudara a resolver en forma rápida los problemas que se presentan durante su operación.

La siguiente lista es el resultado de años de experiencia en instalaciones similares, y constituye una lista de instrucción para la búsqueda y eliminación de fallas en forma rápida y concentrada.

FALLAS Y SU ELIMINACION EN SISTEMAS HIDRAULICOS
RUIDO EXCESIVO

LUGAR DE FALLA	MOTIVO	ELIMINACION
Eje propulsor	Acoplamiento sin balancear, no esta bien asegurado. Defecto del acoplamiento El acoplamiento roza con la campana	Balancear, asegurar y ajustar nuevamente el acoplamiento Cambiar el acoplamiento. Centrar nuevamente la campana de unión motor bomba
Bomba	Revoluciones de la bomba muy alta. Sobrepasa la presión máxima de la bomba. Bomba malograda, cojinetes dañados	Observar las indicaciones del fabricante. Regular la válvula limitadora. Cambiar la bomba o hacerla reparar.
Motor eléctrico	El motor tiene los rodamientos defectuosos. Dirección de giro equivocada.	Cambiarlos. Cambiar la polaridad del motor.
Fluido	Problemas de succión de la bomba. Viscosidad muy alta. Fluido sucio.	Rellenar de aceite. Usar aceite recomendado. Cambiar el aceite, limpiar la instalación y el filtro.
Válvula de presión	La válvula vibra a causa de la suciedad en su asiento. La válvula vibra a causa del aire en el sistema.	Limpiarlo, enjuagar sin presión. Purgar el sistema.
Válvula de retención check.	Corredera de mando	Cambiar de válvula.
Pistón hidráulico	Sellos defectuosos Desgaste en la superficies de deslizamiento Aire en el cilindro	Colocar nuevos sellos. Eventualmente nuevo vástago. Cambiar bandas guías y bocinas. Purgar el sistema.
Tuberías	Fijación de las tuberías flojas	Ajustarlas.

VIBRACIONES EN EL SISTEMA

LUGAR DE FALLA	MOTIVO	ELIMINACION
Bomba	La bomba gira en forma irregular	Comprobar acoplamiento motor bomba
Fluido de presión	Efecto de sedimentación por fluido sucio	Limpiar el tanque y cambiar el aceite
Válvula de presión	Asiento de la válvula dañada	Cambiar la válvula
Otros	Aire en el sistema Velocidad demasiado baja	Purgar por un tiempo largo el sistema Regular la válvula de caudal

**FALLAS Y SU ELIMINACION EN SISTEMAS HIDRAULICOS
PRESION INSUFICIENTE U OSCILANTE**

LUGAR DE FALLA	MOTIVO	ELIMINACION
Bomba	Sentido de giro equivocado. Pérdidas internas por desgaste, bomba defectuosa. Eje de la bomba cortada. Válvula de presión defectuosa. Aspiración de aire. Presión de fugas muy alta.	Intercambiar los polos del motor. Regular la válvula limitadora de presión. Cambiar la bomba o hacerla reparar. Regular la válvula limitadora de presión. Rellenar aceite. Ajustar conexiones.
Motor eléctrico	Sentido de giro equivocado. Motor eléctrico mal instalado. Motor eléctrico defectuoso.	Cambiarlos. Instalarlo de acuerdo a los datos de placa. Cambiar el motor.
Fluido aceite	Viscosidad muy baja(fugas internas altas) Viscosidad muy alta(pérdidas de presión x fricción) Nivel de aceite bajo.	Usar el aceite recomendado. Usar el aceite recomendado. Rellenar aceite.
Válvula de presión	La válvula de presión no cierra. Resorte roto. Fugas internas muy altas. Asiento de la válvula sucia o malograda.	Retirar suciedad del asiento de la válvula. Reemplazar resorte, cuidar el rango de presión. Cambiar la válvula. Comprobar la válvula, limpiarla, eventualmente cambiarla
Válvula de distribución	La válvula se atasca. La válvula no conmuta. Resorte de restitución roto. Válvula defectuosa. Solenoides defectuosos	Limpiar la válvula. Comprobar la instalación eléctrica. Cambiar resorte. Cambiar Cambiar solenoide
Válvula de retención check	Mala conexión (al revés)	Conectar correctamente
Pistón hidráulico	Fugas y sellos defectuosos Efecto "Stick - slip" (aire atrapado)	Repararlos Purgar el sistema
Tuberías	Fugas en la línea de presión	Ajustar conexiones.
Filtros	Filtro de retorno sucio	Cambiarlos.

**FALLAS Y SU ELIMINACION EN SISTEMAS HIDRAULICOS
CAUDAL INSUFICIENTE U OSCILANTE**

LUGAR DE FALLA	MOTIVO	ELIMINACION
Eje propulsor	Defecto del acoplamiento	Comprobar el acoplamiento, eventualmente cambiarlo.
Bomba	Sentido de giro equivocado. Pérdidas internas por desgaste, bomba defectuosa. Eje de la bomba cortada (en la chaveta) Válvula de presión defectuosa Bomba sin cebar. Presión de fugas muy alta	Intercambiar los polos del motor Regular la válvula limitadora de presión Cambiar la bomba o hacerla reparar Regular la válvula limitadora de presión llenar la bomba Ajustar las conexiones
Motor eléctrico	Sentido de giro equivocado. Motor eléctrico mal instalado Motor eléctrico defectuoso	Cambiarlos Instalarlo de acuerdo a datos de placa Cambiar el motor
Válvula de distribución	Válvula de bola abierta al tanque	Verificar la posición de la válvula
Válvula de retención check	Mala conexión (al revés)	Conectar correctamente
Pistón hidráulico	Fugas y sellos defectuosos Desgaste	Repararlo Cambiar piezas
Tuberías	Fuga en la línea de presión 162n	Ajustar las conexiones
Filtro de aire sucio	Filtro de retorno sucio	Limpiar el filtro
Otros	Manómetro defectuoso	Cambiar el manómetro, colocar amortiguador

MOVIMIENTO DEL PISTON CON SACUDIDAS

LUGAR DE FALLA	MOTIVO	ELIMINACION
Eje propulsor	Acoplamiento defectuoso	Cambiar el acoplamiento
Fluido a presión	Aceite sucio Nivel de fluido muy bajo	Cambiar el aceite del sistema completo Rellenar el tanque con el aceite recomendado
Válvula de presión	La válvula de presión vibra o bailotea La presión de la carga por momentos es mayor a la presión	Limpiar la válvula Eleva la presión del sistema
Válvula de distribución	Válvula sucia	Limpiar la válvula
Pistón hidráulico	Muy poca presión(muy alta fricción)	Eleva la presión del sistema

CONCLUSIONES

- 1.- Las compuertas deslizante con accionamiento hidráulico, es el método mas difundido actualmente, por su alta capacidad de carga, facilidad en el control automático y su confiabilidad operacional.

- 2.- Durante la fabricación y montaje se deberá tener en cuenta las normas técnicas que rigen la fabricación de cada uno de los equipos, especialmente en el rectificado de la superficie del manifold de las válvulas y el alineamiento del grupo motor-bomba.

- 3 El diseño del sistema oleohidráulico debe necesariamente cumplir con los requerimientos básicos para este tipo de aplicación (accionamiento de compuertas en represas)

- 4 La velocidad y la fuerza de desplazamiento en los cilindros oleohidráulicos es de fácil regulación, tan solo basta modificar los parámetros de caudal y presión en la válvula respectiva

- 5 El Manual esta enfocado desde el punto de vista de operación y mantenimiento preventivo y correctivo. Las consideraciones tanto para la

operación y mantenimiento tienen como finalidad, la conservación e incremento de la vida útil de las piezas de las piezas del equipo hidromecánico.

6 Durante la ejecución de Proyectos se incurren en diferentes costos, por lo que es necesario tener el presupuesto estructurado de tal forma facilite llevar el control de costos, de las diferentes etapas de la obra.

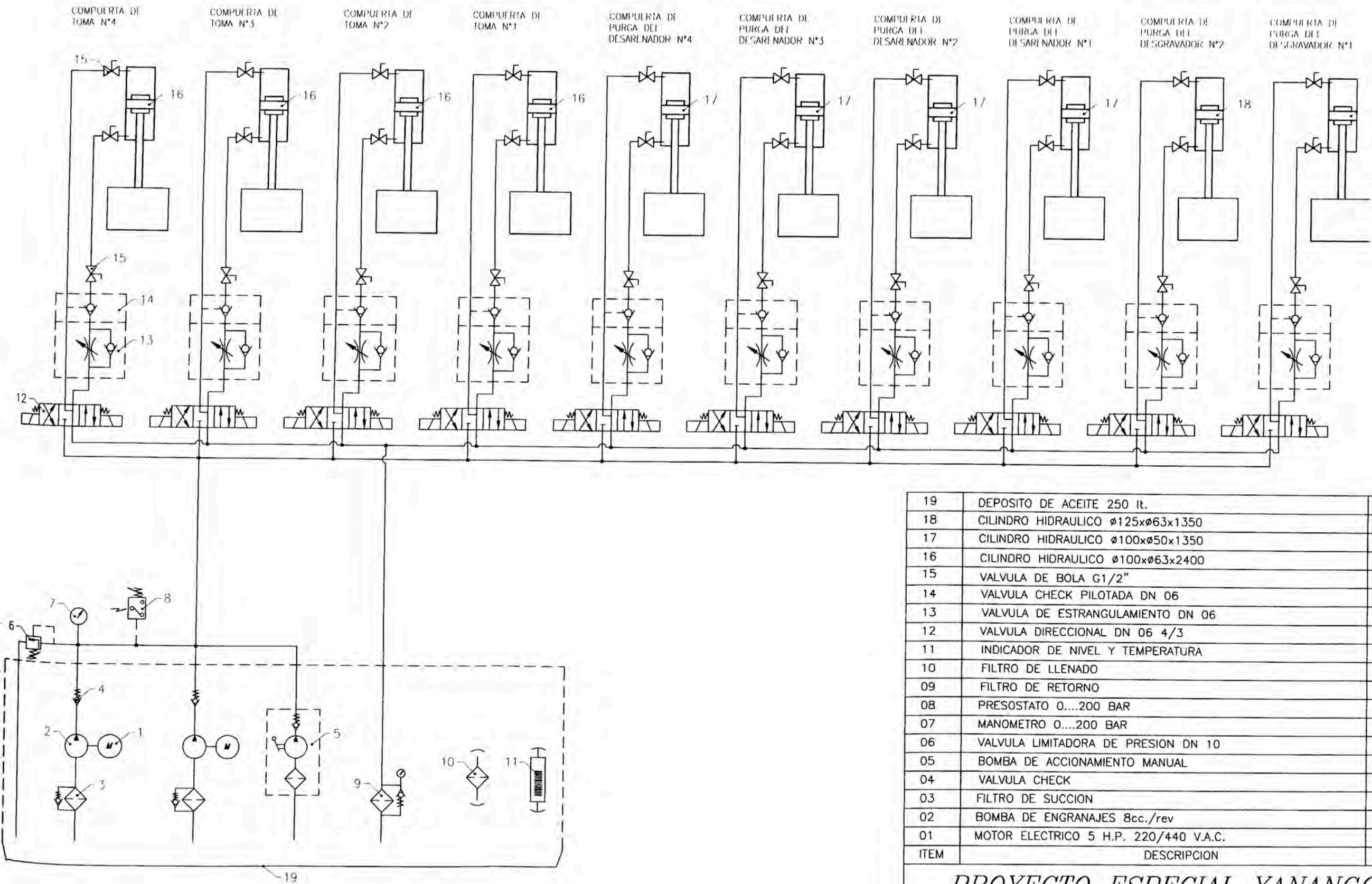
7 El cálculo y diseño de las compuertas, responde a una serie de exigencias mecánicas e hidráulicas, para que en las mismas no se produzcan vibraciones, sea cual sea la apertura y la presión soportada incluso los valores extremos a que pueda estar sometida.

8 La Estructura de los costos nos permite distribuir de tal manera que dicha información pueda servir, para posteriores presupuestos de obras similares.

BIBLIOGRAFÍA

1. HANNO SPEICH & AURELIO BUCCIARELLI.
OLEODINAMICA.
EDITORIAL GUSTAVO GILI S.A, 1978
2. SPERRY VICKERS.
MANUAL DE OLEOHIDRAULICA INDUSTRIAL
EDITORIAL BLUME.1979
3. P. DREXLER, H. FAATZ, F. FEICHT, Dr.-Ing. H. GEIS, Dr.-Ing. J. MORLOK, E. WIESMANN,
PROYECTO Y CONSTRUCCIÓN DE EQUIPOS HIDRÁULICOS
MANESSMANN REXTROTH GMBH, 1988.
4. H. EXNER, H. FREITAG, Dr.-Ing.H. GEIS, R. LANG, J. OPPOLZER, P. SCHWAB, E. SUMPF
FUNDAMENTOS Y COMPONENTES DE LA OLEOHIDRAULICA
MANNESMANN REXROTH GMBH, 1991
5. GRUPO FORMACION DE EMPRESAS ELECTRICAS
CENTRALES HIDROELECTRICAS I
EDITORIAL PARANINFO S.A, 1994
6. BENJAMÍN BARRIGA GAMARRA.
OLEOHIDRÁULICA INDUSTRIAL.
PUC 1994.
7. INSTITUTO SUPERIOR TECNOLOGICO TECSUP.
MANTENIMIENTO Y REPARACIÓN DE SISTEMAS HIDRÁULICOS.
TECSUP, 1997

PLANOS



19	DEPOSITO DE ACEITE 250 lt.	1
18	CILINDRO HIDRAULICO $\phi 125 \times \phi 63 \times 1350$	2
17	CILINDRO HIDRAULICO $\phi 100 \times \phi 50 \times 1350$	4
16	CILINDRO HIDRAULICO $\phi 100 \times \phi 63 \times 2400$	4
15	VALVULA DE BOLA G1/2"	40
14	VALVULA CHECK PILOTADA DN 06	10
13	VALVULA DE ESTRANGULAMIENTO DN 06	10
12	VALVULA DIRECCIONAL DN 06 4/3	10
11	INDICADOR DE NIVEL Y TEMPERATURA	1
10	FILTRO DE LLENADO	1
09	FILTRO DE RETORNO	1
08	PRESOSTATO 0...200 BAR	1
07	MANOMETRO 0...200 BAR	1
06	VALVULA LIMITADORA DE PRESION DN 10	1
05	BOMBA DE ACCIONAMIENTO MANUAL	1
04	VALVULA CHECK	2
03	FILTRO DE SUCCION	2
02	BOMBA DE ENGRANAJES 8cc./rev	2
01	MOTOR ELECTRICO 5 H.P. 220/440 V.A.C.	2
ITEM	DESCRIPCION	CANT.

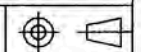
PROYECTO ESPECIAL YANANGO

**COMPUERTA BOCATOMA TARMA
SISTEMA DE ACCIONAMIENTO OLEOHIDRAULICO
CIRCUITO OLEOHIDRAULICO**

DIBUJADO: F.M.G.
REVISADO: F.R.O.
REVISADO:



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

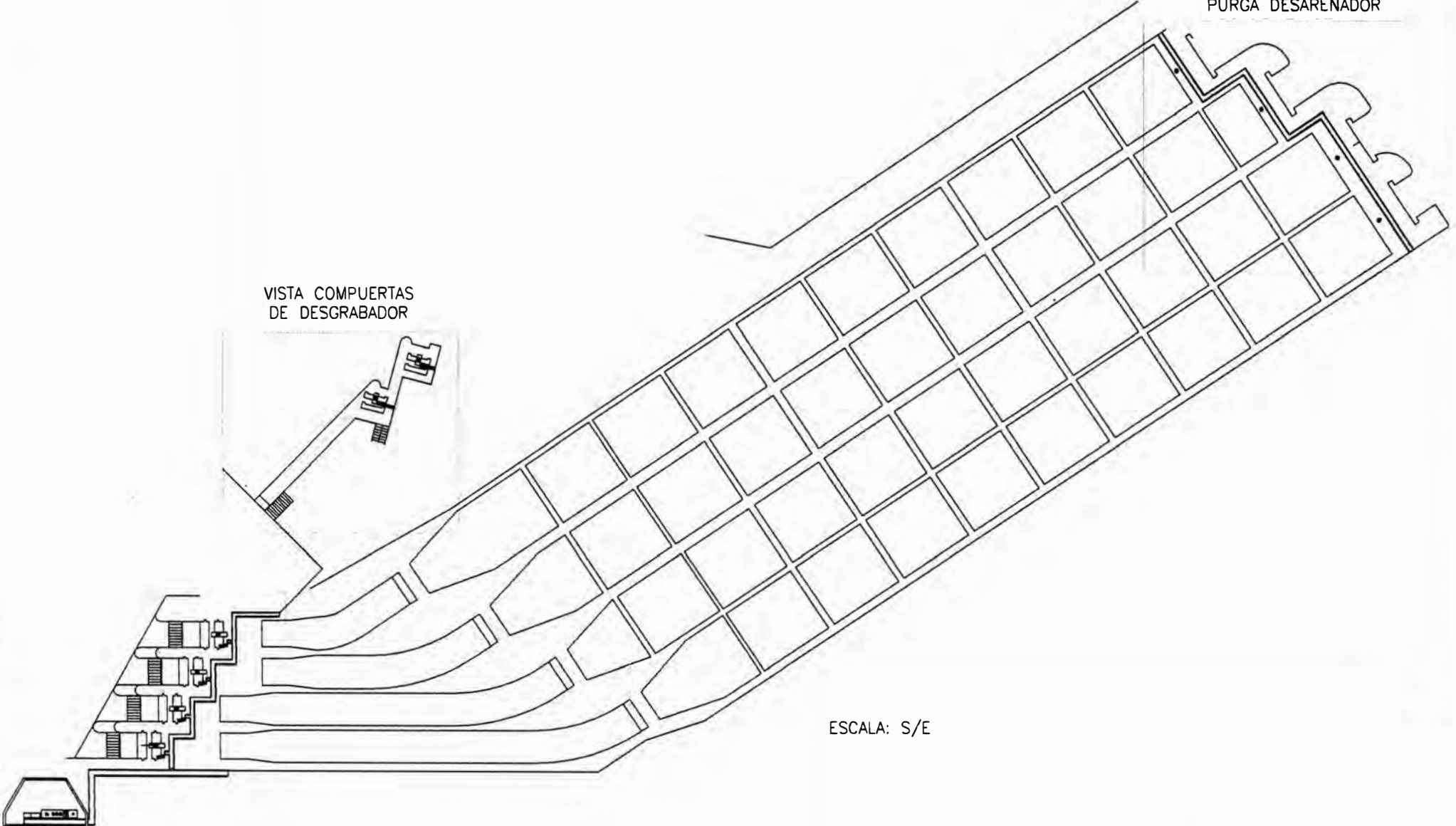
ESCALA 
PLANO N° 01

VISTA COMPUERTAS DE PURGA DESARENADOR

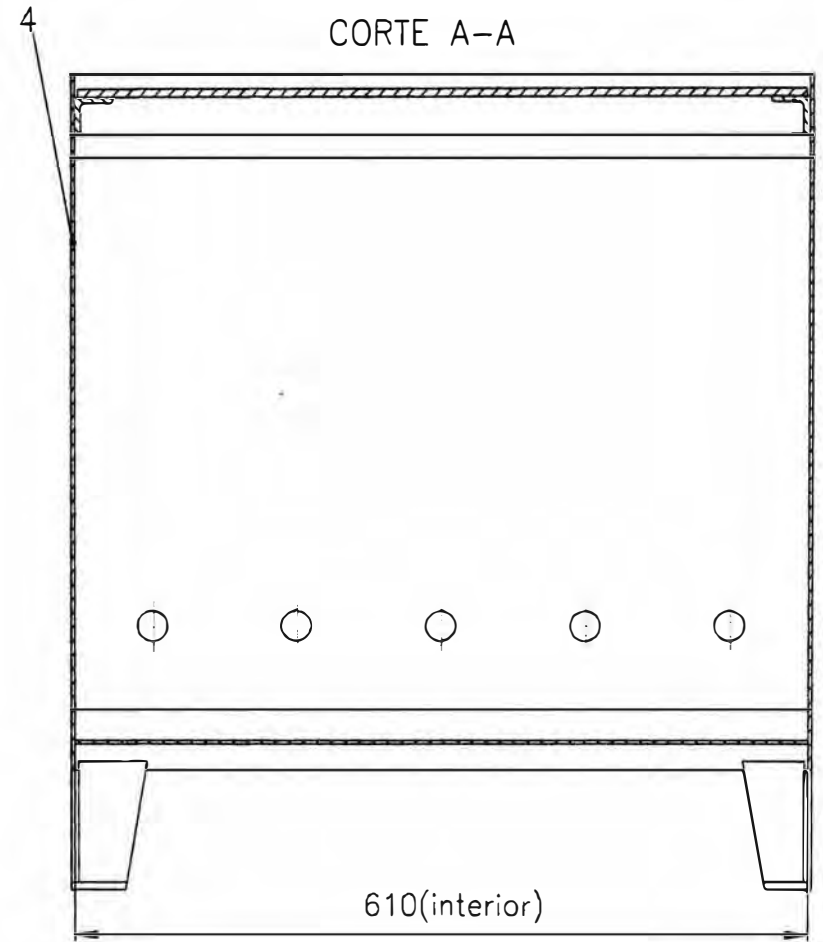
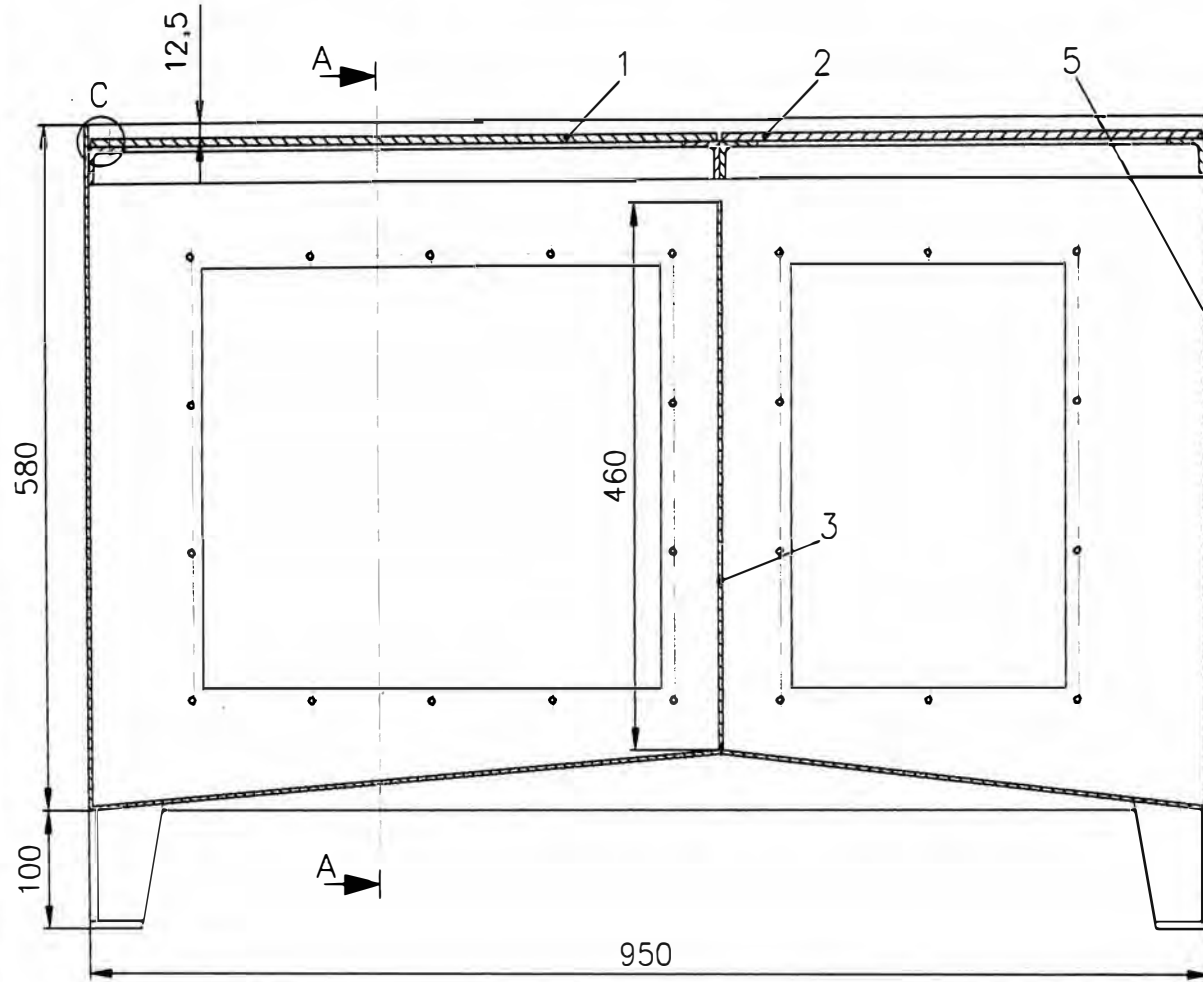
VISTA COMPUERTAS DE DESGRABADOR

ESCALA: S/E

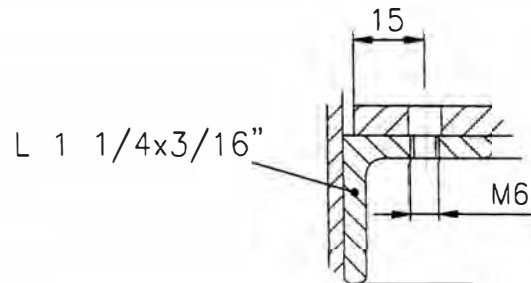
VISTA COMPUERTAS DE TOMA



PROYECTO ESPECIAL YANANGO	
COMPUERTA BOCATOMA TARMA	
SISTEMA DE ACCIONAMIENTO OLEOHIDRAULICO	
VISTA DE PLANTA DE COMPUERTA	
DIBUJADO: F.M.G.	REVISADO: F.R.O.
REVISADO:	REVISADO:
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA	ESCALA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	PLANO N° PL-01



DETALLE C(S/E)



FCC. (1.6)

PROYECTO ESPECIAL YANANGO

**COMPUERTA BOCATOMA TARMA
SISTEMA DE ACCIONAMIENTO OLEOHIDRAULICO
DEPOSITO 250 LT.**

DIBUJADO: F.M.G.

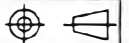
REVISADO: F.R.O.

REVISADO:



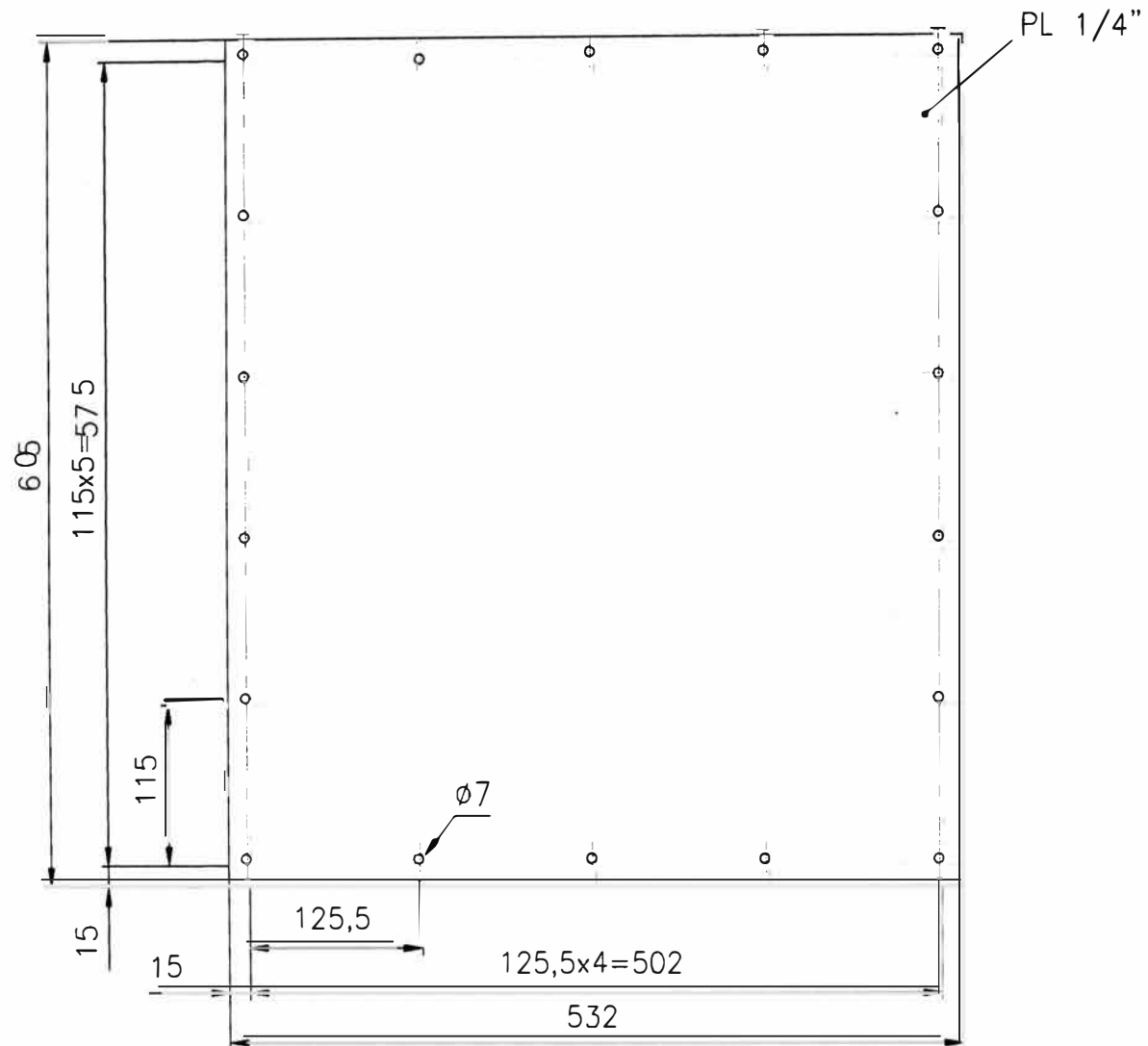
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

ESCALA



PLANO N° TQ-01

ITEM: 1
 DENOMINACION: TAPA SUPERIOR 1
 CANTIDAD: 1
 ESCALA: (1:5)
 MATERIAL: A36



PROYECTO ESPECIAL YANANGO

COMPUERTA BOCATOMA TARMA
SISTEMA DE ACCIONAMIENTO OLEOHIDRAULICO
DEPOSITO 250 LT.

DIBUJADO: F.M.G.

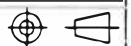
REVISADO: F.R.O.

REVISADO:



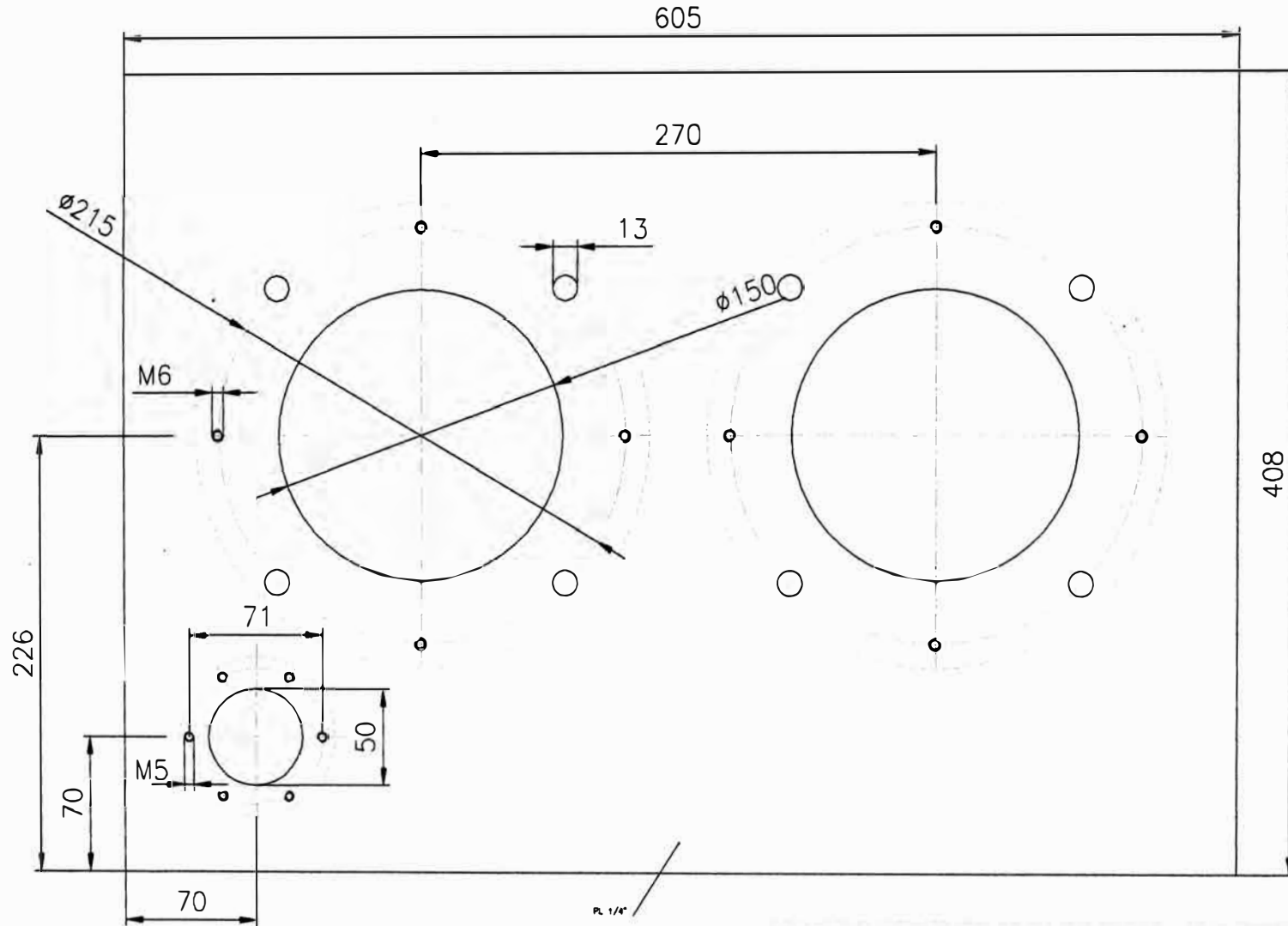
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
 FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

ESCALA



PLANO N° T0-02

ITEM: 2
 DENOMINACION: TAPA SUPERIOR 2
 CANTIDAD: 1
 ESCALA:
 MATERIAL: A36



ARISTAS SIN BISELAR: 0,4x45°

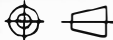
PROYECTO ESPECIAL YANANGO

**COMPUERTA BOCATOMA TARMA
 SISTEMA DE ACCIONAMIENTO OLEOHIDRAULICO
 TANQUE 250 LT**

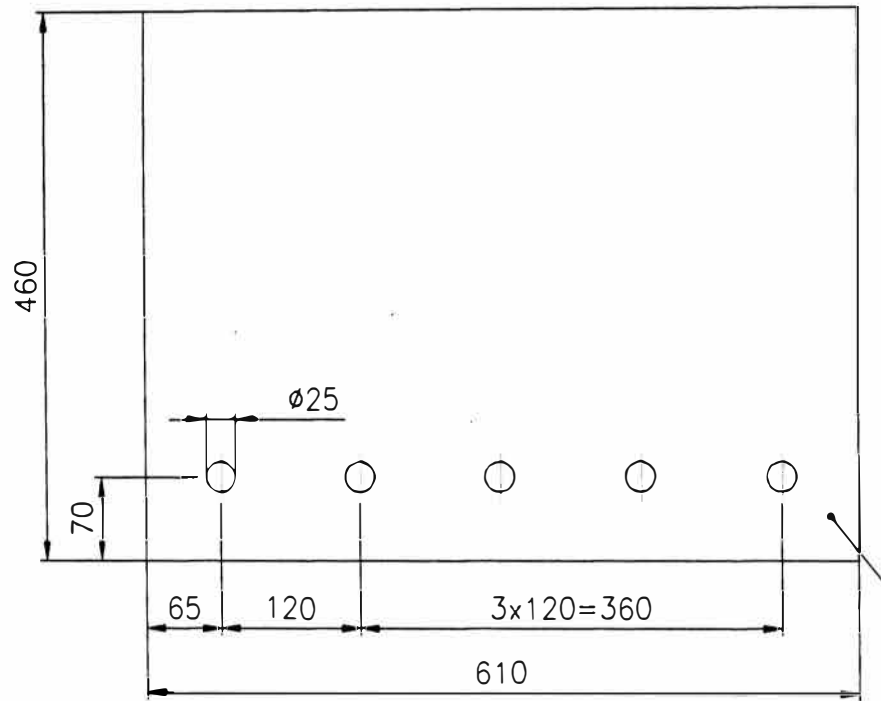
DIBUJADO: F.M.G.
 REVISADO: F.R.O.
 REVISADO:



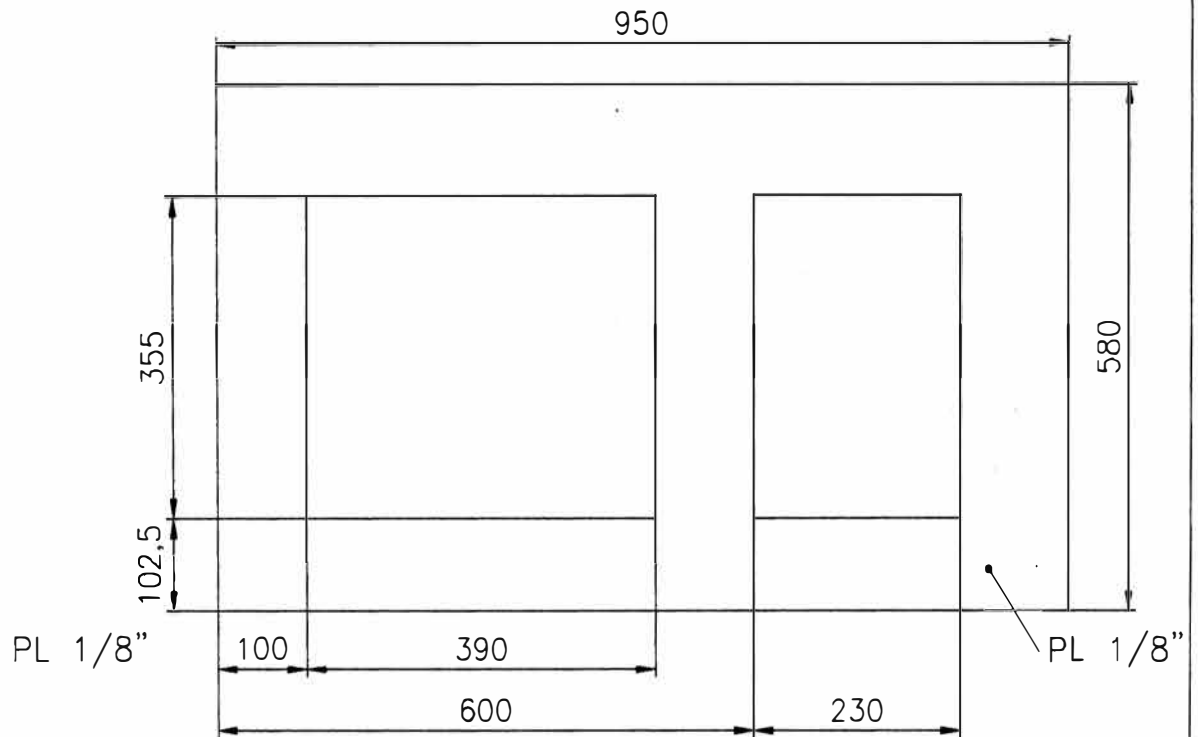
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
 FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

ESCALA 
 PLANO N° TQ-03

ITEM: 3
 DENOMINACION: SEPARADOR
 CANTIDAD: 1
 ESCALA: (1:6)
 MATERIAL:



ITEM: 4
 DENOMINACION: TAPA FRONTAL
 CANTIDAD: 1
 ESCALA: (1:8)
 MATERIAL:



PROYECTO ESPECIAL YANANGO

**COMPUERTA BOCATOMA TARMA
 SISTEMA DE ACCIONAMIENTO OLEOHIDRAULICO
 DEPOSITO 250 LT.**

DIBUJADO: F.M.G.

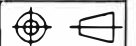
REVISADO: F.R.O.

REVISADO:



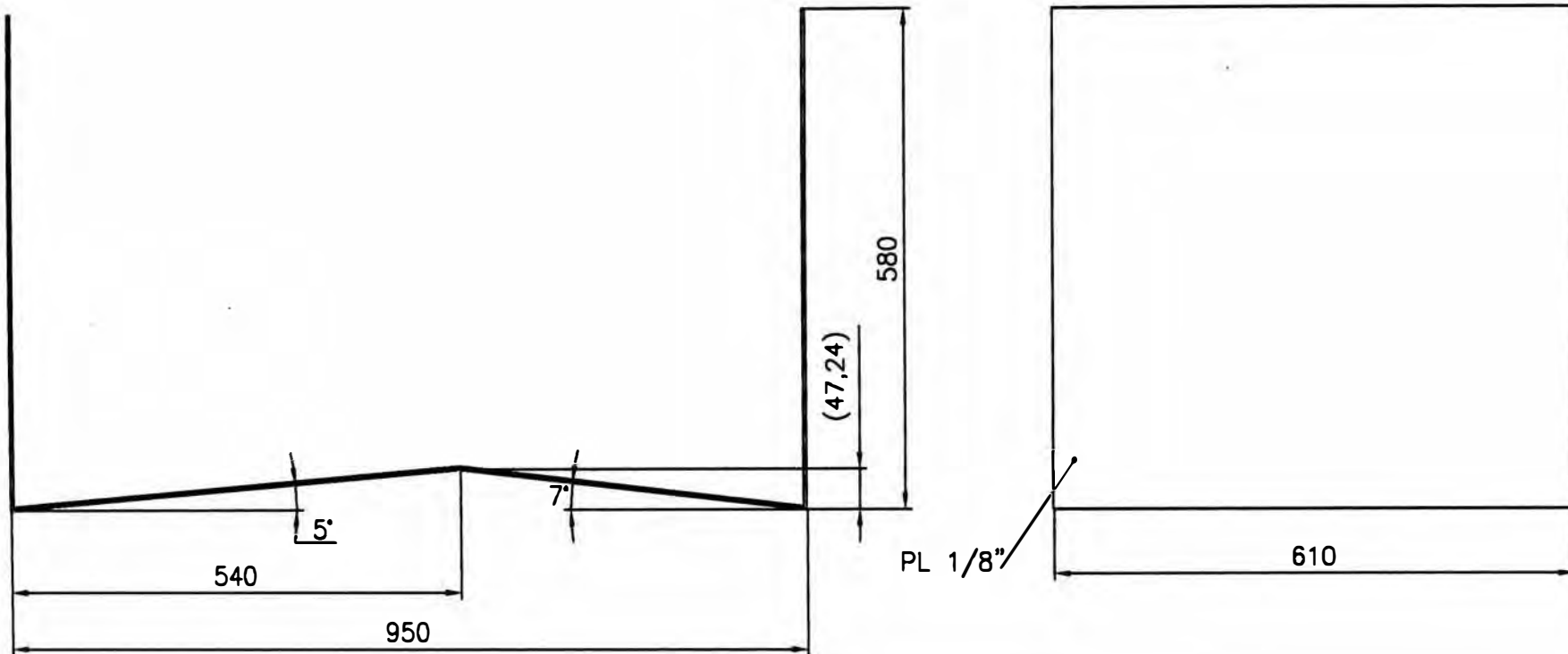
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
 FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

ESCALA



PLANO N° TQ-04

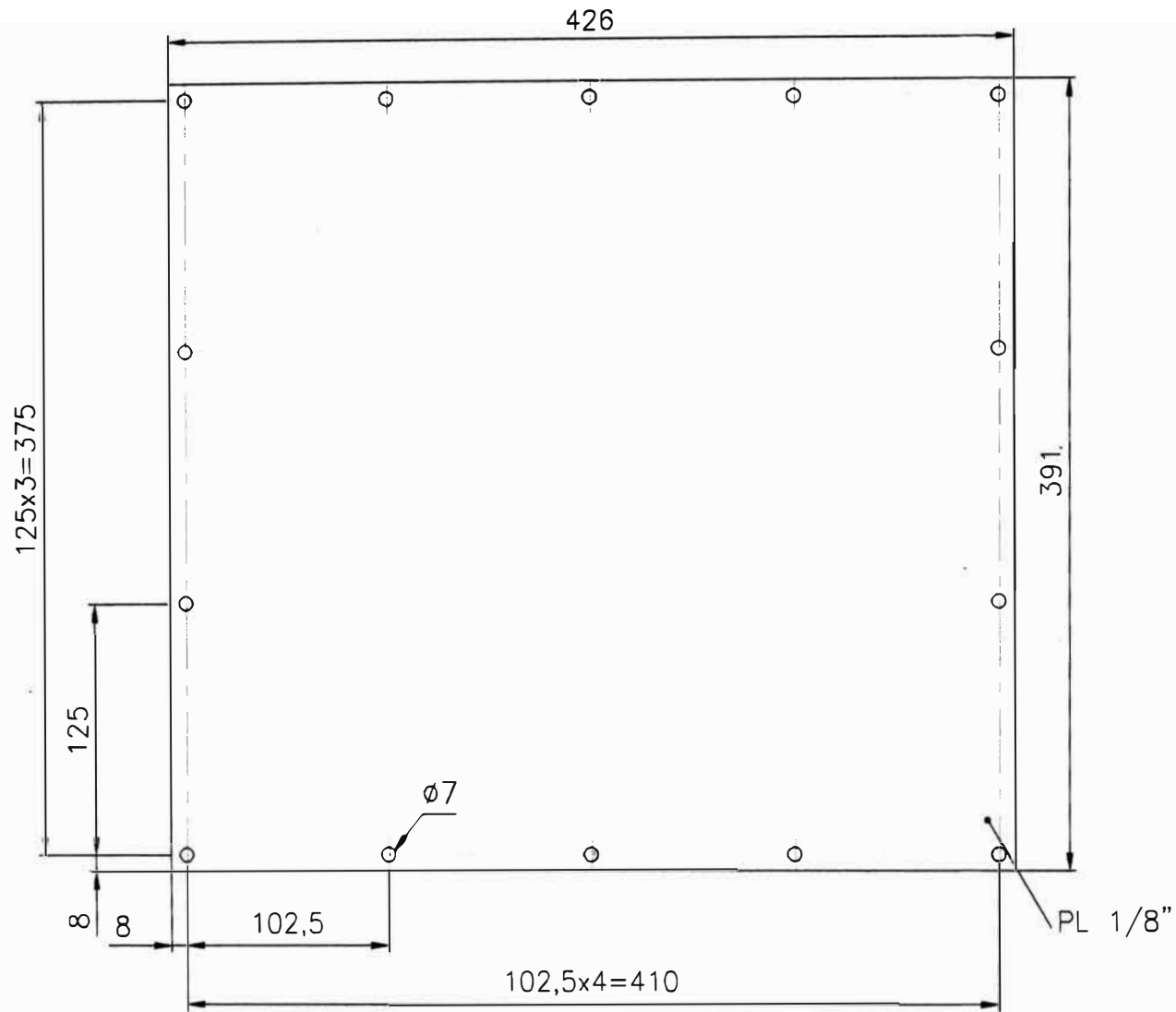
ITEM: 5
 DENOMINACION: TAPA LATERAL
 CANTIDAD: 1
 ESCALA: (1:7)
 MATERIAL: A36



LONG. DE PLANCHA= 2108mm

<i>PROYECTO ESPECIAL YANANGO</i>	
COMPUERTA BOCATOMA TARMA SISTEMA DE ACCIONAMIENTO OLEOHIDRAULICO DEPOSITO 250 LT.	
	DIBUJADO: F.M.G.
	REVISADO: F.R.O.
	REVISADO:
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESCALA  PLANO N° TQ-05

ITEM: 6
DENOMINACION: TAPA
CANTIDAD: 1
ESCALA: (1:3,3)
MATERIAL: A36



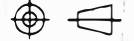
PROYECTO ESPECIAL YANANGO

COMPUERTA BOCATOMA TARMA
SISTEMA DE ACCIONAMIENTO OLEOHIDRAULICO
DEPOSITO 250 LT.

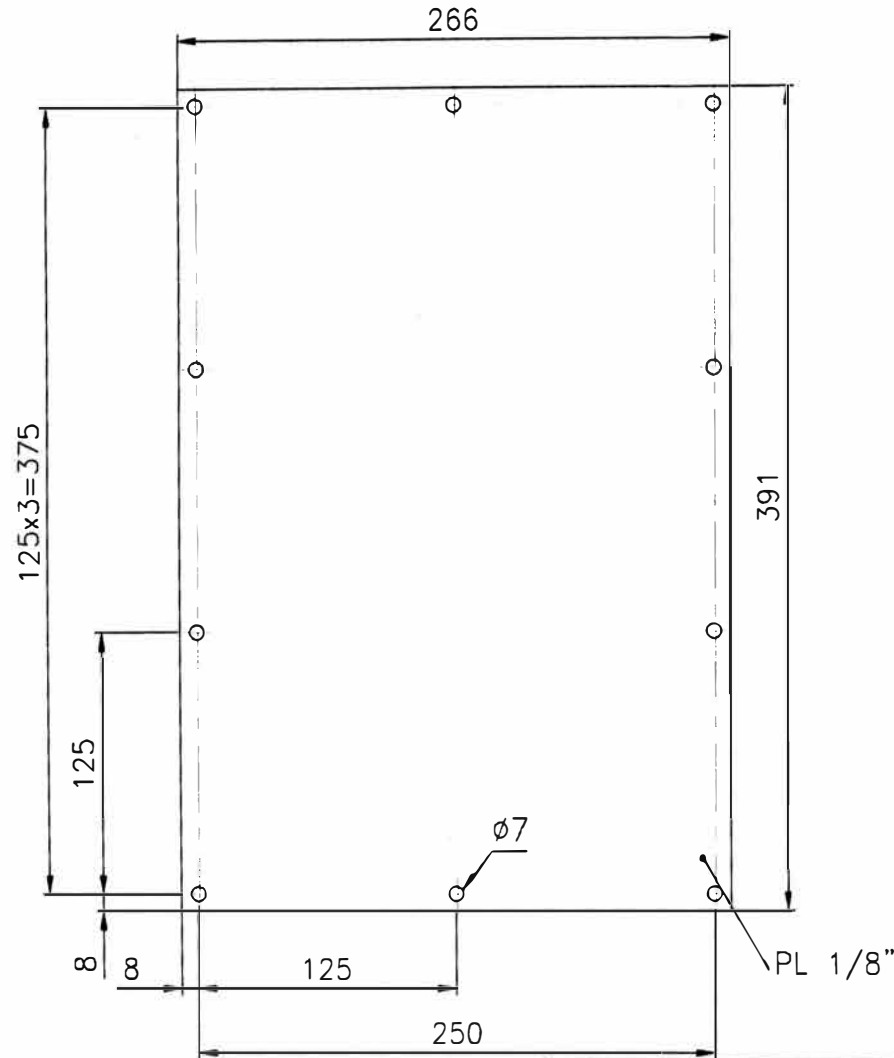
DIBUJADO: F.M.G.
REVISADO: F.R.O.
REVISADO:



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

ESCALA 
PLANO N° TQ-06

ITEM: 7
 DENOMINACION: TAPA
 CANTIDAD: 1
 ESCALA: (1:3,3)
 MATERIAL: A36



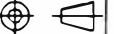
PROYECTO ESPECIAL YANANGO

COMPUERTA BOCATOMA TARMA
 SISTEMA DE ACCIONAMIENTO OLEOHIDRAULICO
 DEPOSITO 250 LT.

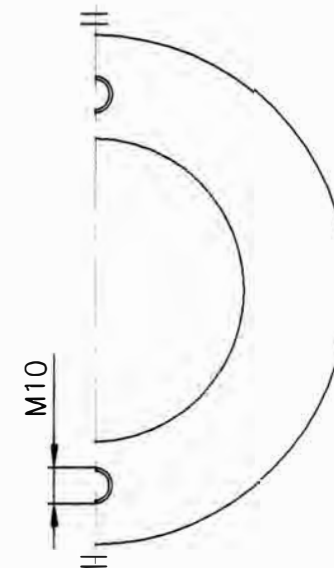
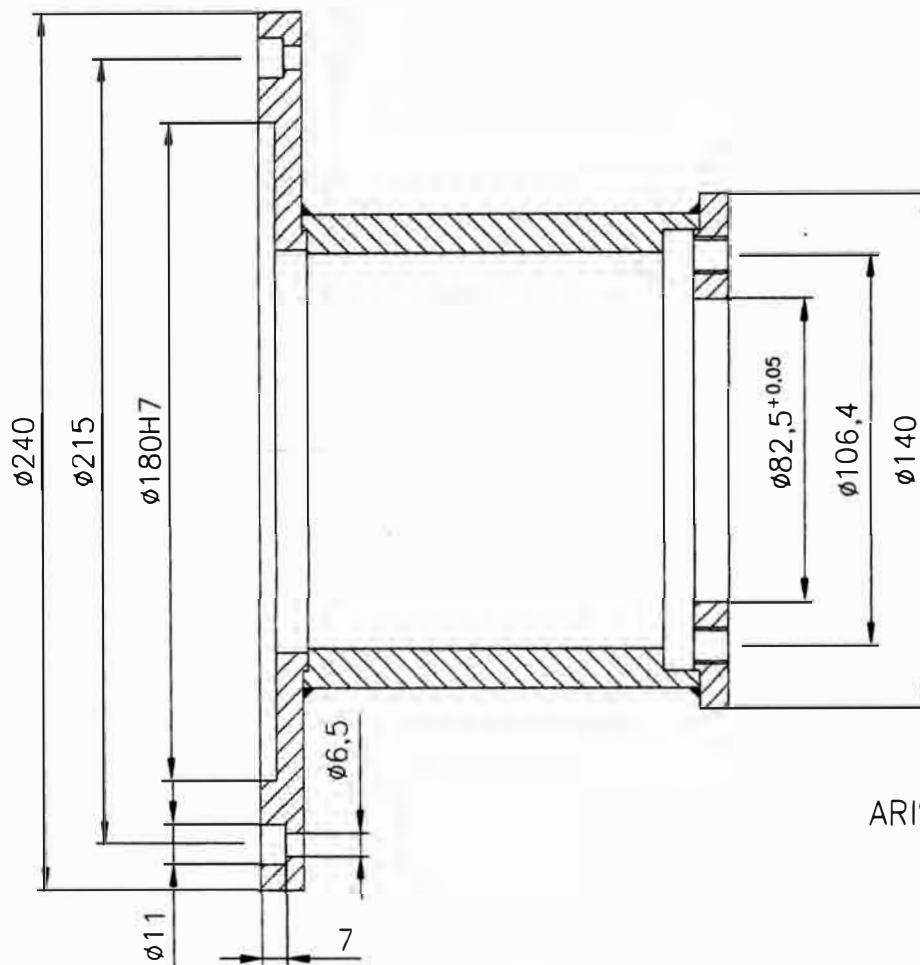
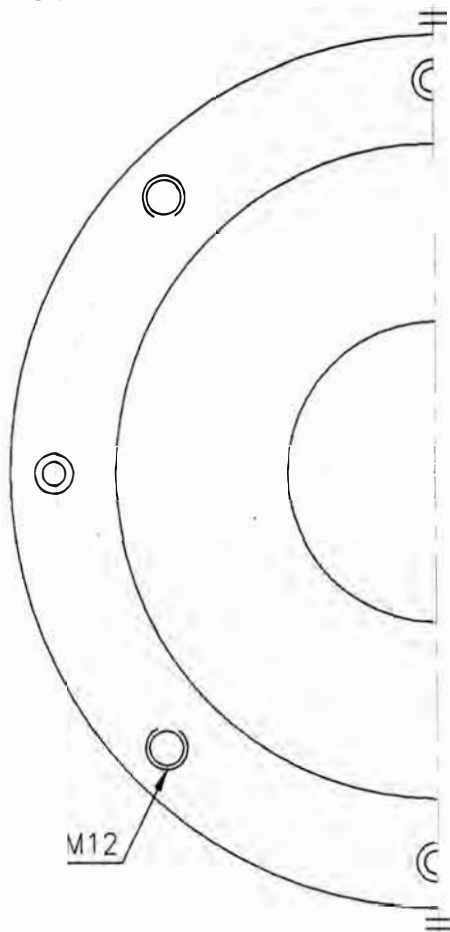
DIBUJADO: F.M.G.
 REVISADO: F.R.O.
 REVISADO:



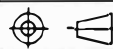
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
 FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

ESCALA 
 PLANO N° TQ-07

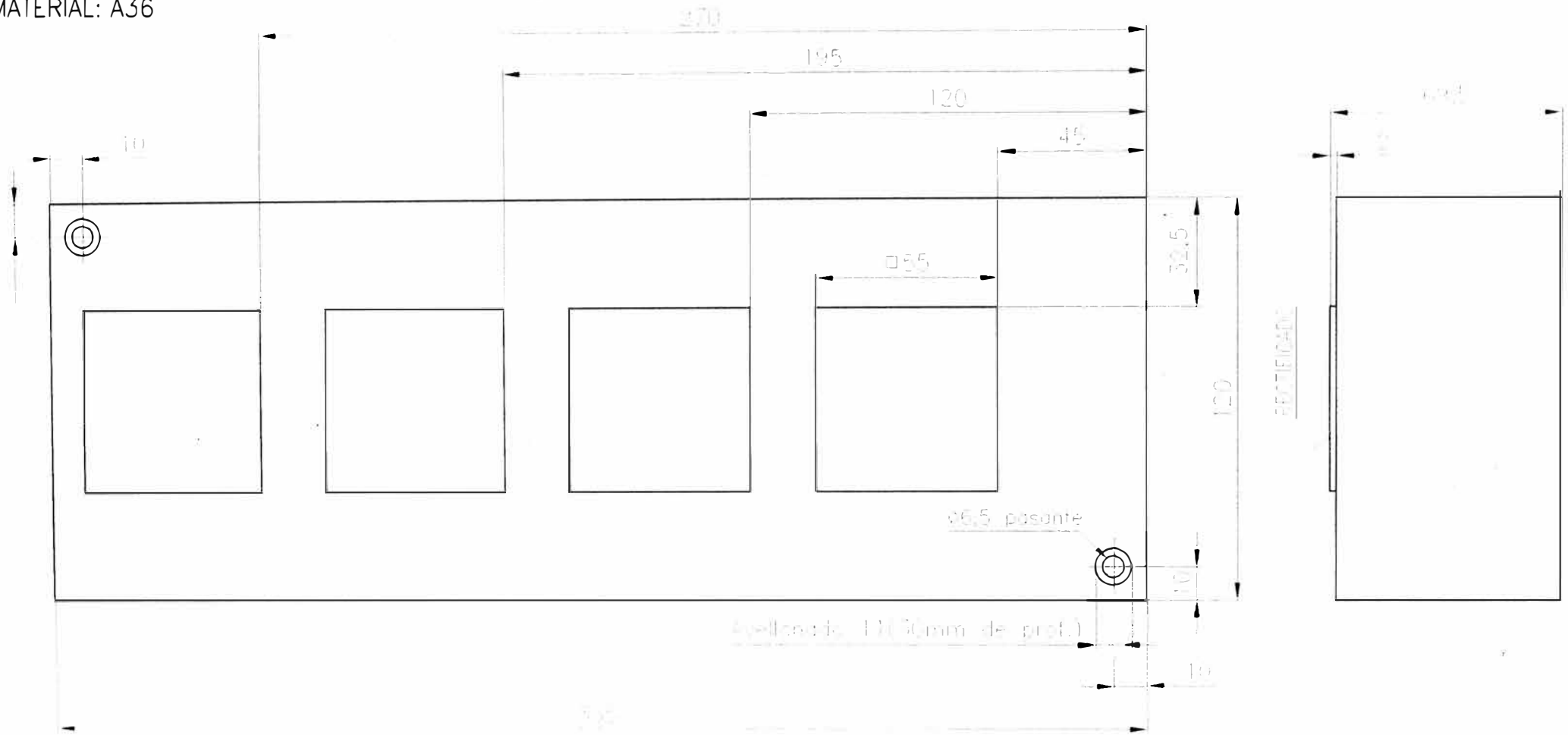
ITEM: 1
 DENOMINACION: CAMPANA 5HP
 CANTIDAD: 5
 ESCALA: (1:2)
 MATERIAL: A36



ARISTAS SIN BISELAR: 0,4x45°

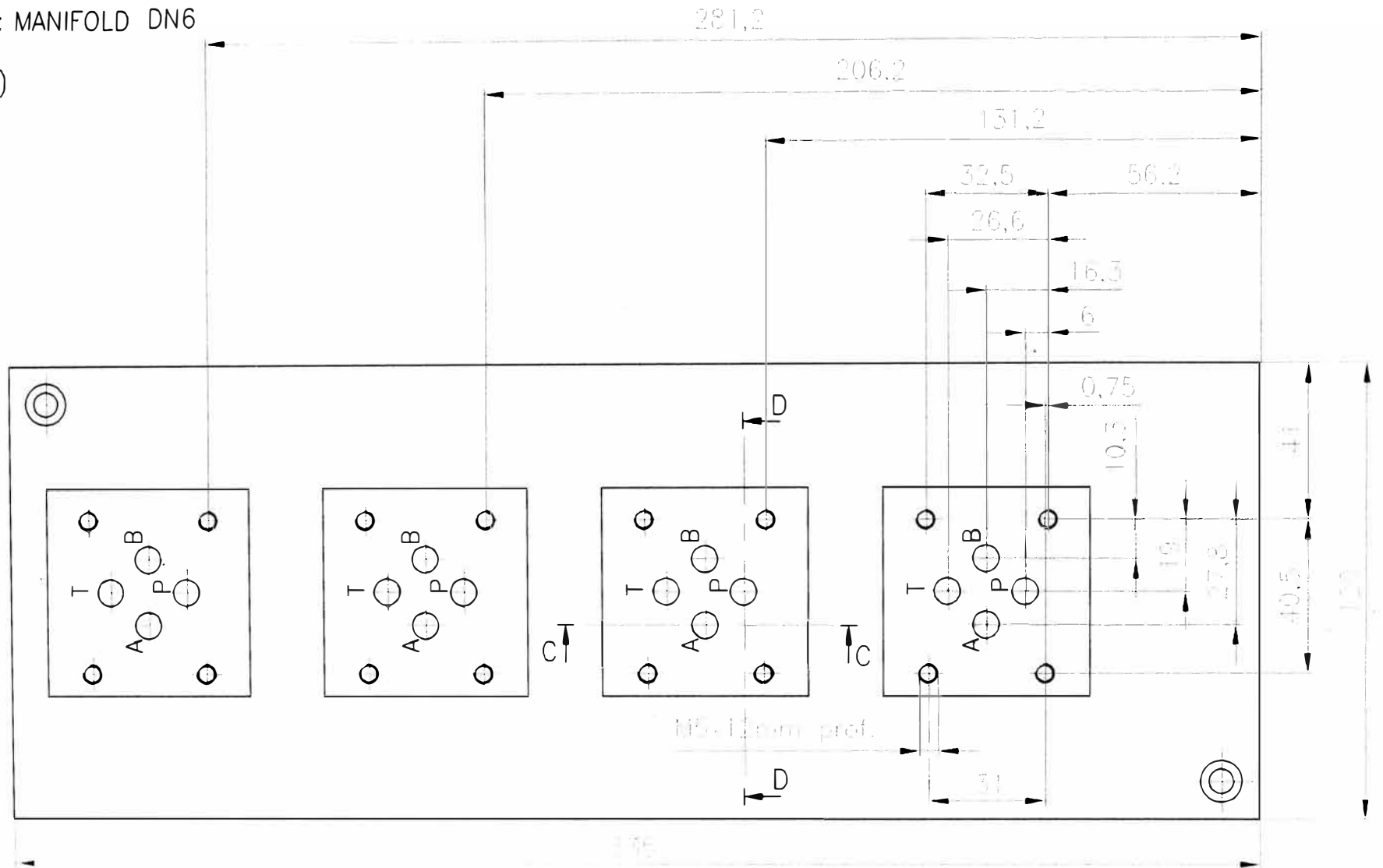
<i>PROYECTO ESPECIAL YANANGO</i>	
COMPUERTA BOCATOMA TARMA SISTEMA DE ACCIONAMIENTO OLEOHIDRAULICO ACOPLAMIENTO MOTOR BOMBA	DIBUJADO: F.M.G.
	REVISADO: F.R.O.
	REVISADO:
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESCALA 
	PLANO N° CM-01

ITEM: 1
 DENOMINACION: MANIFOLD DN6
 CANTIDAD: 2
 ESCALA: (1:1,5)
 MATERIAL: A36



<i>PROYECTO ESPECIAL YANANGO</i>	
COMPUERTA BOCATOMA TARMA SISTEMA DE ACCIONAMIENTO OLEOHIDRAULICO MANIFOLD DE ELECTROVALVULAS	
DIBUJADO: F.M.G.	REVISADO: F.R.O.
REVISADO:	
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESCALA 
	PLANO N° MF-01

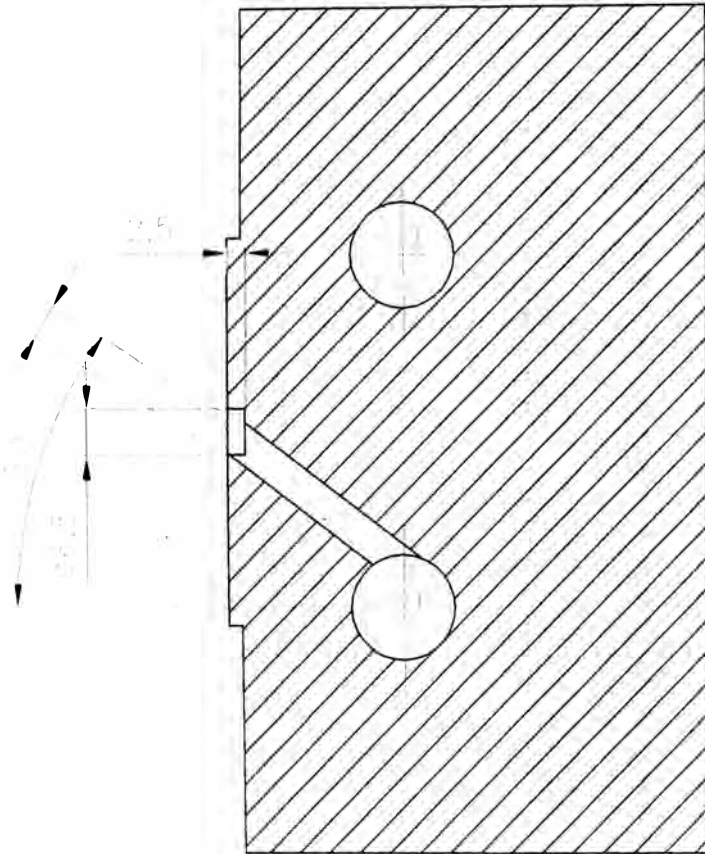
ITEM: 1
 DENOMINACION: MANIFOLD DN6
 CANTIDAD: 2
 ESCALA: (1:1,5)
 MATERIAL: A36



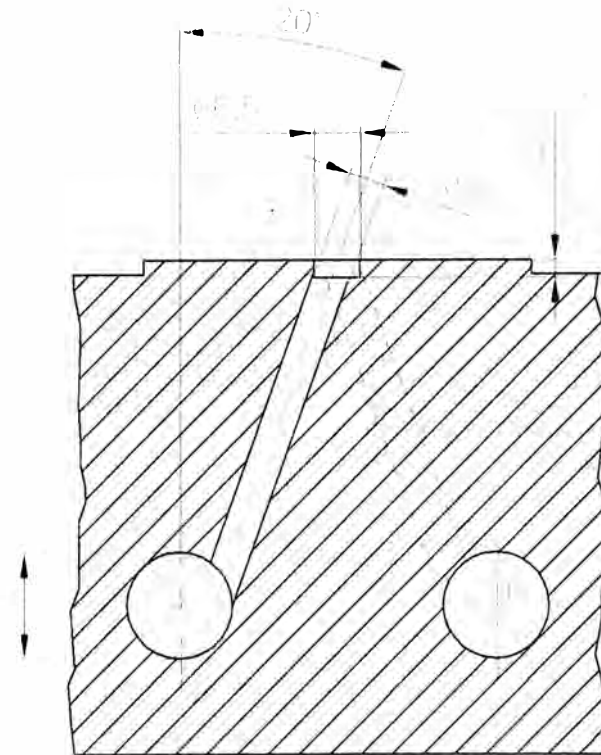
<i>PROYECTO ESPECIAL YANANGO</i>	
COMPUERTA BOCATOMA TARMA	
SISTEMA DE ACCIONAMIENTO OLEOHIDRAULICO	
MANIFOLD DE ELECTROVALVULAS	
DIBUJADO: F.M.G.	REVISADO: F.R.O.
REVISADO:	
 UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	ESCALA 
	PLANO N° MF-02

DENOMINACION: MANIFOLD DN6
 CANTIDAD: 1
 ESCALA: (1:1,5)

SECCION D-D



SECCION C-C



NOTA : PRIMERO AVELLANAR $\phi 6,5$

PROYECTO ESPECIAL YANANGO

**COMPUERTA BOCATOMA TARMA
 SISTEMA DE ACCIONAMIENTO OLEOHIDRAULICO
 MANIFOLD DE ELECTROVALVULAS**

DIBUJADO: F.M.G.

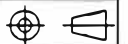
REVISADO: F.R.O.

REVISADO:



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
 FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

ESCALA

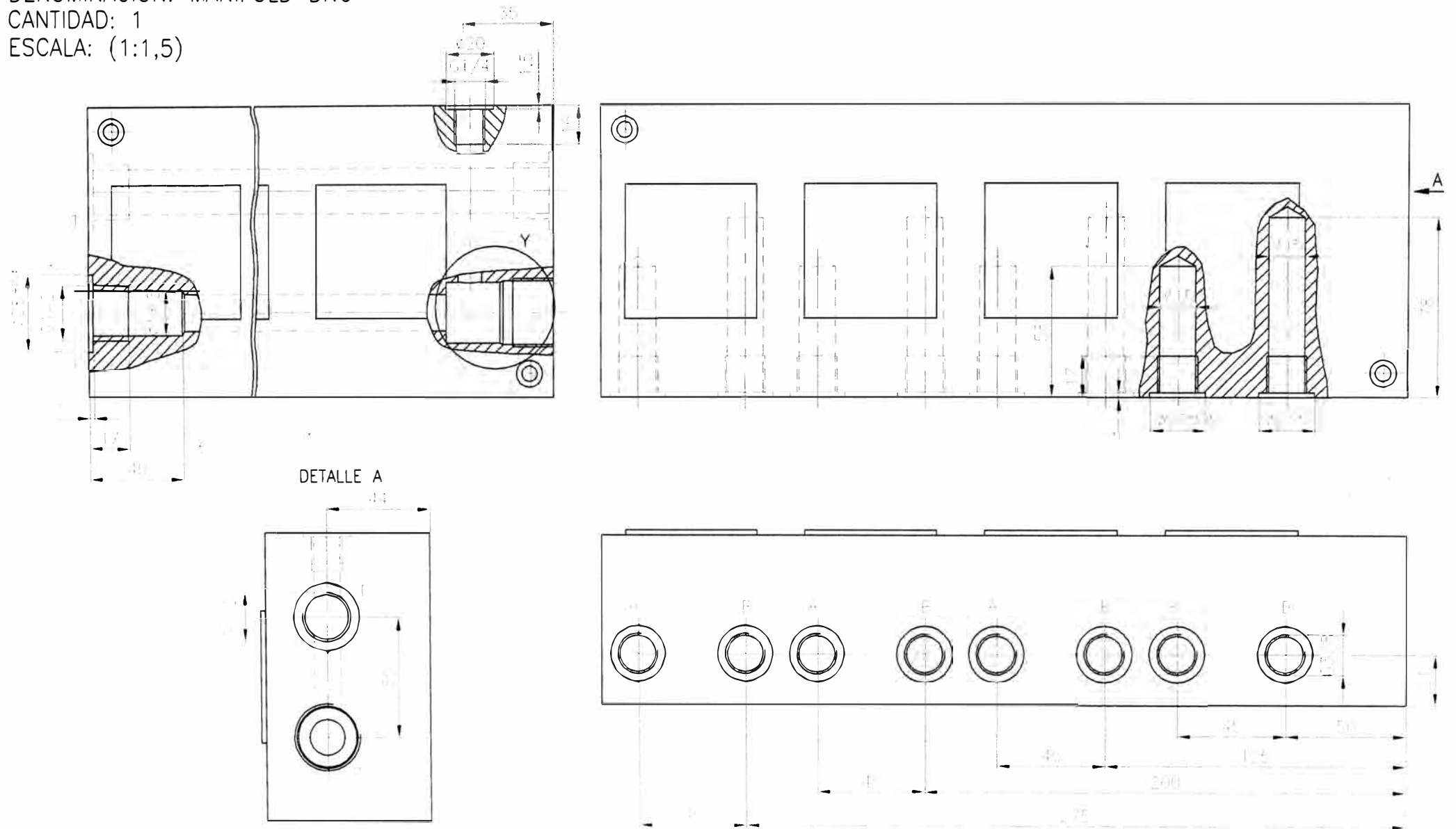


PLANO N° MF-03

DENOMINACION: MANIFOLD DN6

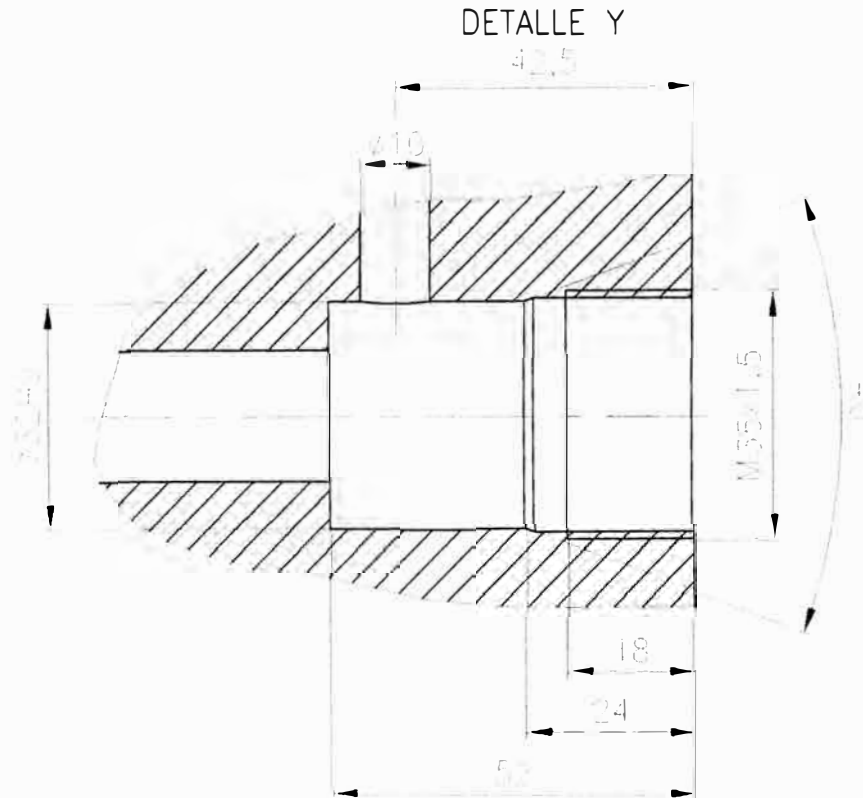
CANTIDAD: 1

ESCALA: (1:1,5)



YANANGO MANIFOLD DN6-4VALV.

DENOMINACION: MANIFOLD DN10
 CANTIDAD: 1
 ESCALA : (1:1,5)
 MATERIAL: A36



COTA NOM.	$\phi 32H9$
COTA MIN.	
COTA MAX.	

PROYECTO ESPECIAL YANANGO

COMPUERTA BOCATOMA TARMA
SISTEMA DE ACCIONAMIENTO OLEOHIDRAULICO
MANIFOLD DE ELECTROVALVULAS

DIBUJADO: F.M.G.

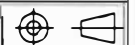
REVISADO: F.R.O.

REVISADO:



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
 FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

ESCALA



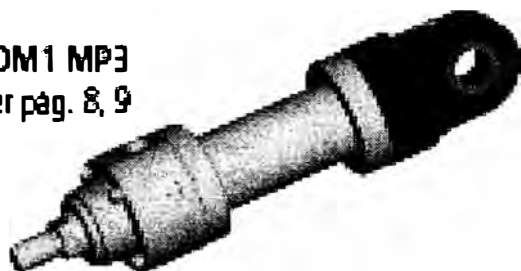
PLANO N° MF-04

ANEXOS

ANEXO 1

TIPOS DE SUJECION DE CILINDROS

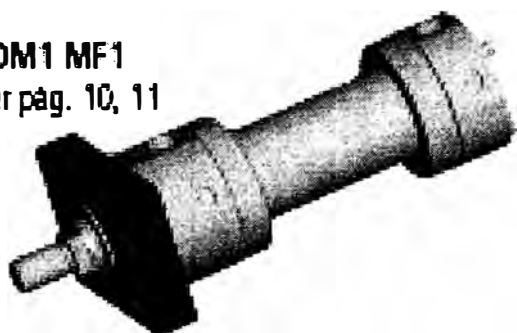
CDM1 MP3
Ver pág. 8, 9



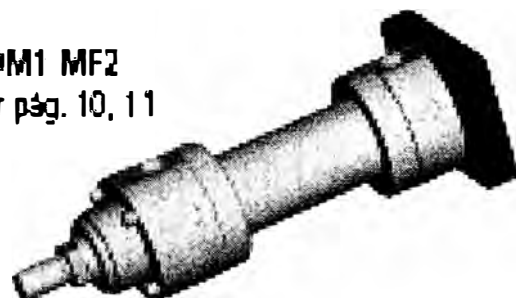
CDM1 MP5
Ver pág. 8, 9



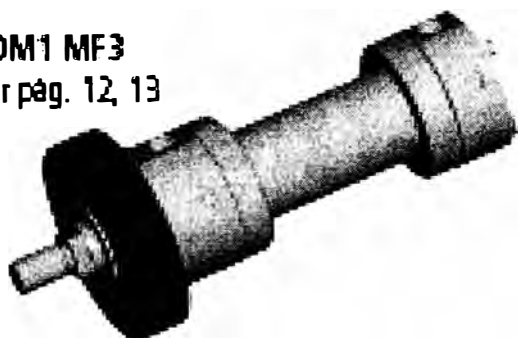
CDM1 MF1
Ver pág. 10, 11



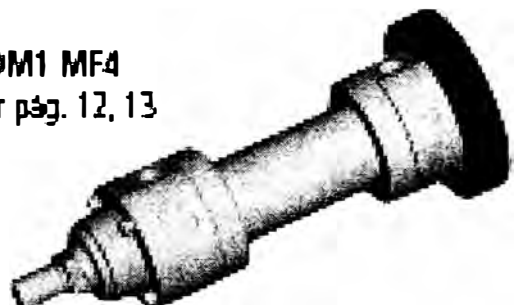
CDM1 MF2
Ver pág. 10, 11



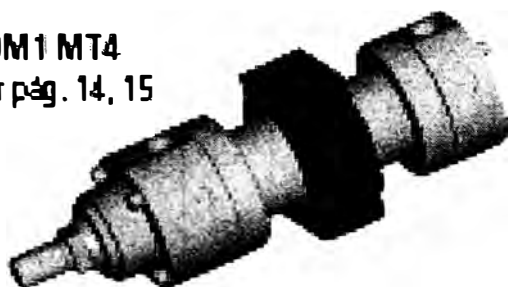
CDM1 MF3
Ver pág. 12, 13



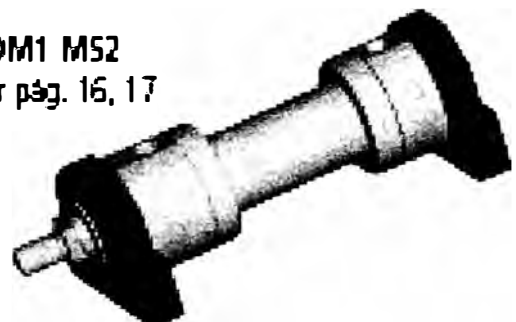
CDM1 MF4
Ver pág. 12, 13



CDM1 MT4
Ver pág. 14, 15



CDM1 M52
Ver pág. 16, 17



ANEXO 2

FORMULA DE BACH

p/δad	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.1	0.11	0.12	0.13
D/d	1.009	1.017	1.026	1.035	1.044	1.054	1.063	1.074	1.083	1.093	1.104	1.114	1.125
p/δad	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.2	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26
D/d	1.136	1.148	1.159	1.171	1.183	1.195	1.208	1.221	1.234	1.248	1.262	1.277	1.291
p/δad	0.27	0.28	0.29	0.3	0.31	0.32	0.33	0.34	0.35	0.36	0.37	0.38	0.39
D/d	1.307	1.322	1.338	1.355	1.372	1.39	1.408	1.427	1.446	1.466	1.487	1.509	1.531
p/δad	0.4	0.41	0.42	0.43	0.44	0.45	0.46	0.47	0.48	0.49	0.5	0.51	0.52
D/d	1.555	1.579	1.604	1.63	1.658	1.686	1.716	1.748	1.781	1.815	1.852	1.89	1.931
p/δad	0.53	0.54	0.55	0.56	0.57	0.58	0.59	0.6	0.61	0.62	0.63	0.64	0.65
D/d	1.974	2.02	2.069	2.121	2.177	2.238	2.303	2.374	2.451	2.536	2.63	2.734	2.851
p/δad	0.66	0.67	0.68	0.69	0.7	0.71	0.72	0.73	0.74	0.75	0.76		
D/d	2.984	3.135	3.311	3.52	3.771	4.083	4.486	5.033	5.84	7.211	10.43		

ANEXO N° 3

E D E G E L	<p>PROYECTO HIDROELECTRICO YANANGO</p> <p>SUMINISTRO EQUIPO HIDROMECHANICO Y ELECTRICO</p> <p>PROTOCOLO DE PRUEBAS</p> <p>EQUIPO PRINCIPAL: COMPUERTA DE TOMA # 1</p> <p>DIMENSIONES : 2250x1900 mm.</p>
--	---

A.2	OPERACIONES DE PRUEBAS DE ACCIONAMIENTO	DESCRIPCION	V.B
1	OPERACIÓN N° 1 : ABRIR COMPUERTA		
1.1	ENERGIZACION DEL TABLERO ELECTRONICO	Selecto: TENSION DE MANDO	
1.2	VERIFICACION DE LUCES DE SEÑAL	Boton PRUEBA DE LAMPARAS	
1.3	TIPO DE CONTROL	Selector en MANDO LOCAL	
1.4	ABRIR COMPUERTA TOTALMENTE	Pulsar botón ABRIR COMPUERTA	
1.5	TENSION DEL MOTOR ELECTRICO (Tensión nominal Motor $V_n = 440$ V)	Tensión medida $V = \underline{\hspace{2cm}}$ Voltios	
1.6	INTENSIDAD DE ARRANQUE DEL MOTOR (Intensidad nominal del Motor $I_n = 6.5$ A)	Intensidad medida $I = \underline{\hspace{2cm}}$ A	
1.7	INTENSIDAD DE TRABAJO DEL MOTOR	Intensidad medida $I = \underline{\hspace{2cm}}$ A	
1.8	VERIFICACION DE LUZ DE SEÑALIZACIÓN	COMPUERTA ABRIENDO	
1.9	TIEMPO DE APERTURA DE LA COMPUERTA	Tiempo medido $T = \underline{\hspace{2cm}}$ min	
1.10	VELOCIDAD DE APERTURA DE LA COMPUERTA (Según Especificaciones Tecnicas $V = 30$ cm/min + 10%)	Velocidad obtenida $V = \underline{\hspace{2cm}}$ cm/min	
1.11	PRESION DE ABERTURA	$P_{max} = \underline{\hspace{2cm}}$ bar ; $P_{min} = \underline{\hspace{2cm}}$ bar	
1.12	VERIFICACION DEL ACCIONAMIENTO DEL FIN DE CARRERA	DETIENE BOMBA	
1.13	VERIFICACION DE SEÑALIZACION	COMPUERTA ABIERTA	
1.14	VERIFICACION DE LA ABERTURA	COMPURTA ABIERTA COMPLETAMENTE	

Cilindro Hidráulico Tipo LHZ

de doble efecto
Ø 25 hasta 200 mm

PN [p max.] = 160 bar

Medidas de Montaje según CETOP R 58 H e ISO/DIS 6020/I

Traducido por: Dipl. Ing. Benjamin Barriga Gamarra
FLUIDTEK S.R.L.

HERION

Leibfried

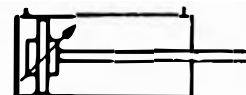
Campo de Hidráulica

Publicación 7500671.22.04.90

EN STOCK
TODOS LOS TAMAÑOS



Símbolo



Descripción

Tipos de Sujeción	ver características (Pág. 2)
Conexión	Rosca interior según DIN ISO 228/1
Posición de Montaje	cualquiera
Amortiguación	a elegir con o sin amortiguación regulable en los extremos
Fluido	aceite hidráulico, filtrado emulsión con agua, filtrada
Rango de temperatura [°C]	- 20 hasta 80 2)
Presión de trabajo estática y dinámica max. [bar]	160
Presión de prueba estática max. [bar]	240
Rango de viscosidad cSt [mm ² /s]	3 hasta 300

Materiales	Bridas , acero (para emulsiones con agua, niquelado) Tubo , acero (para emulsiones con agua, niquelado) Vástago a elegir: <ul style="list-style-type: none">• acero inoxidable 1.4021• acero cromado duro 1.0503• acero endurecido y cromado duro 1.7225 Sellos , 1) Perbunan Poliuretano
------------	--

Anotaciones

- 1) Otros materiales para los sellos a solicitud.
 - 2) Para emulsiones con agua + 4 hasta 50 °C
- Los cilindros se entregan con una pintura base.

Características

- Construcción con templadores
- Accesorios ver publicación 7501131
- Amortiguación en los extremos a elegir
- Movimiento con muy poco efecto "stick-slip"
- Vástago en 3 diferentes variantes
- Carrera adaptada a solicitud del cliente
- Ejecuciones a pedido
 - Servo
 - Purga

FLUIDTEK S.R.L.
Representante exclusivo
Grupo Herion

Libertadores 595, Lima 27 (San Isidro) Perú.
Telf.: (01) 4426878 (01) 4226731. Fax: 0051 (01) 4426878
e-mail: fluidtek@amauta.rcp.net.pe

Magnitudes Características

Embolo Ø [mm]	Vástago Ø [mm]	Conexión	Area de embolo [cm²]	Area anular [cm²]	Longitud de amortiguamiento [mm]	Número base		Materiales de los vástagos																	
								Acero inoxidable [1.4021]						Acero C45 [1.0503] cromado						Acero 42 CrMo 4 [1.7225] endurecido y cromado					
						Amortiguamiento en ambos lados	sin amortiguamiento	Ejecución básica	Sujeción con patillas	Pivote intermedio	Pivote esférico	Brida posterior	Brida anterior	Pivote posterior	Ejecución básica	Sujeción con patillas	Pivote intermedio	Pivote esférico	Brida posterior	Brida anterior	Pivote posterior	Ejecución básica	Sujeción con patillas	Pivote Intermedio	Pivote esférico

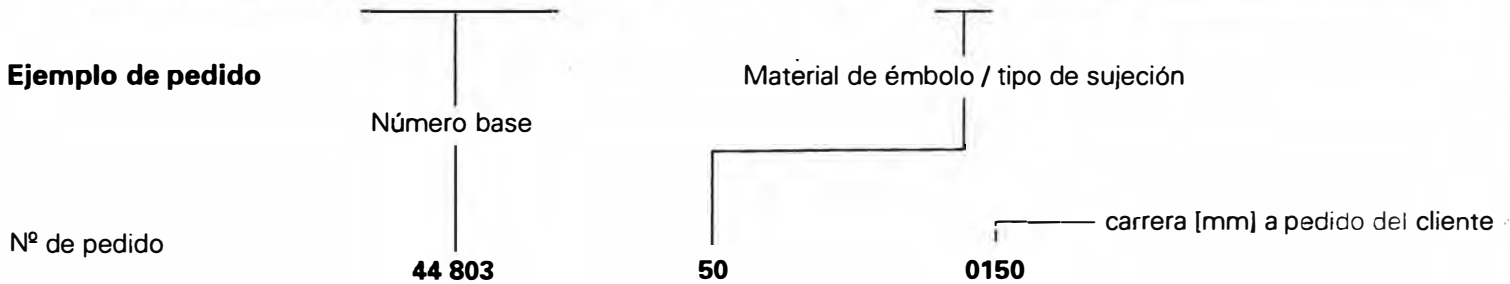
Fluido: aceite hidráulico [160 bar]

25	14	G ¼	4,91	3,37	23	44 800	44 810	10	11	12	13	14	15	16	50	51	52	53	54	55	56	-	-	-	-	-	-	-	-
32	16	G ⅜	8,04	6,03	28	44 801	44 811	10	11	12	13	14	15	16	50	51	52	53	54	55	56	80	81	82	83	84	85	86	-
40	20	G ½	12,57	9,42	35	44 802	44 812	10	11	12	13	14	15	16	50	51	52	53	54	55	56	80	81	82	83	84	85	86	-
50	25	G ½	19,63	14,73	35	44 803	44 813	10	11	12	13	14	15	16	50	51	52	53	54	55	56	80	81	82	83	84	85	86	-
63	32	G ¾	31,17	23,13	35	44 804	44 814	10	11	12	13	14	15	16	50	51	52	53	54	55	56	80	81	82	83	84	85	86	-
80	40	G ¾	50,27	37,70	35	44 805	44 815	-	-	-	-	-	-	-	50	51	52	53	54	55	56	80	81	82	83	84	85	86	-
100	50	G 1	78,54	58,90	45	44 806	44 816	-	-	-	-	-	-	-	50	51	52	53	54	55	56	80	81	82	83	84	85	86	-
125	63	G 1	122,52	91,55	45	44 807	44 817	-	-	-	-	-	-	-	50	51	52	53	54	55	56	80	81	82	83	84	85	86	-
160	80	G 1¼	201,06	150,80	45	44 808	44 818	-	-	-	-	-	-	-	50	51	52	53	54	55	56	80	81	82	83	84	85	86	-
200	100	G 1¼	314,16	235,62	51	44 809	44 819	-	-	-	-	-	-	-	50	51	52	53	54	55	56	-	-	-	-	-	-	-	-

Emulsión con agua [160 bar]

25	14	G ¼	4,91	3,37	23	44 870	44 880	00	01	02	03	04	05	06	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
32	16	G ⅜	8,04	6,03	28	44 871	44 881	00	01	02	03	04	05	06	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
40	20	G ½	12,57	9,42	35	44 872	44 882	00	01	02	03	04	05	06	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
50	25	G ½	19,63	14,73	35	44 873	44 883	00	01	02	03	04	05	06	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
63	32	G ¾	31,17	23,13	35	44 874	44 884	00	01	02	03	04	05	06	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
80	40	G ¾	50,27	37,70	35	44 875	44 885	00	01	02	03	04	05	06	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
100	50	G 1	78,54	58,90	45	44 876	44 886	00	01	02	03	04	05	06	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
125	63	G 1	122,52	91,55	45	44 877	44 887	-	-	-	-	-	-	-	40	41	42	43	44	45	46	-	-	-	-	-	-	-	-
160	80	G 1¼	201,06	150,80	45	44 878	44 888	-	-	-	-	-	-	-	40	41	42	43	44	45	46	-	-	-	-	-	-	-	-
200	100	G 1¼	314,16	235,62	51	44 879	44 889	-	-	-	-	-	-	-	40	41	42	43	44	45	46	-	-	-	-	-	-	-	-

Ejemplo de pedido

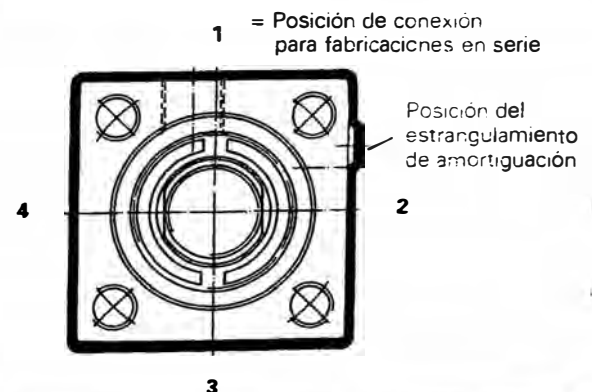


La designación de la rosca de conexión G según DIN ISO 228/1 reemplaza a la antigua designación con R según DIN 259

Vista mirando al vástago

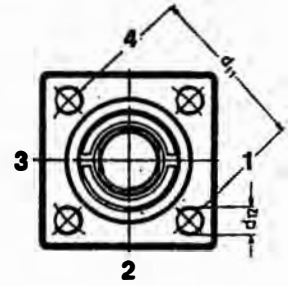
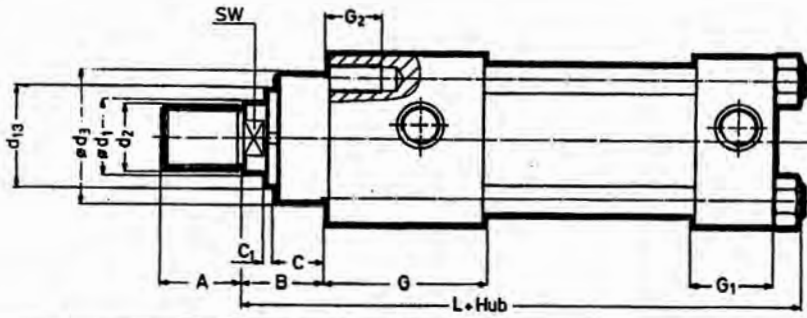
Datos necesarios para la elección con purga:

1. Elección en: Brida anterior, posterior o en ambas
2. Posición del tornillo de purga (posición 1 hasta 4)
3. Posición de montaje del cilindro

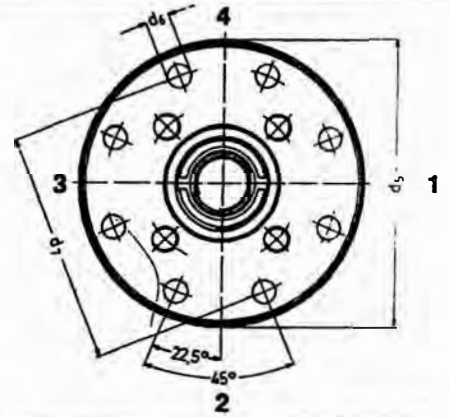
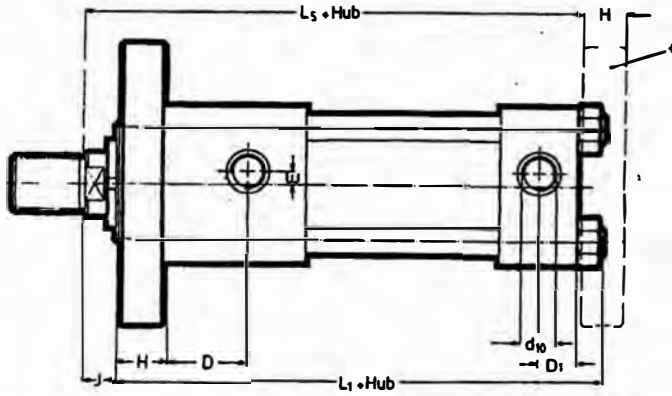


Medidas Geométricas / Tipos de Sujeción

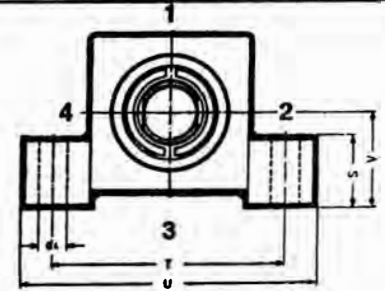
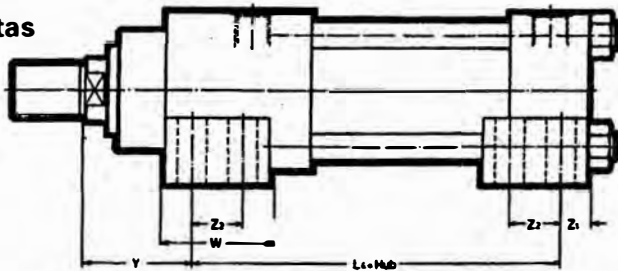
Ejecución básica



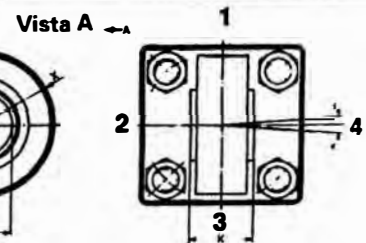
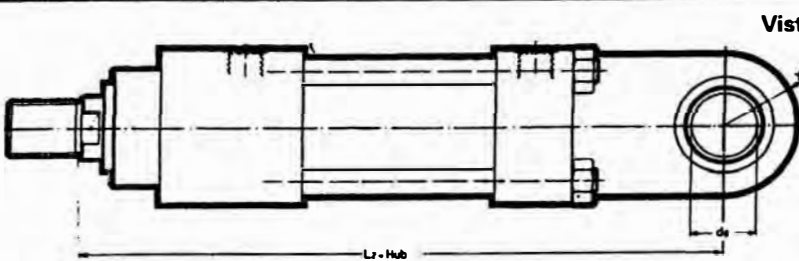
Brida anterior Brida posterior



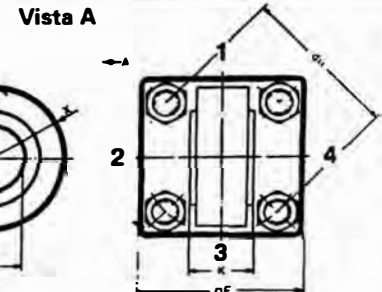
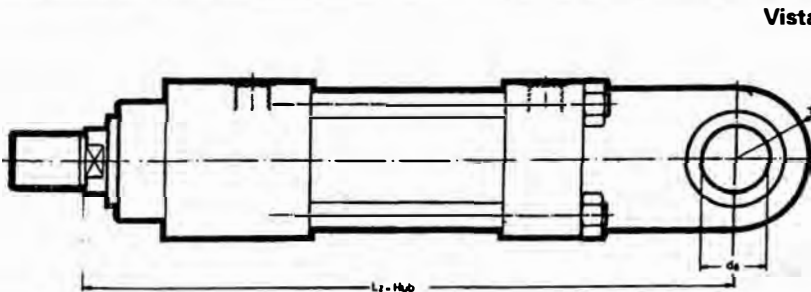
Sujeción con patitas



Pivote esférico



Pivote posterior



Pivote intermedio

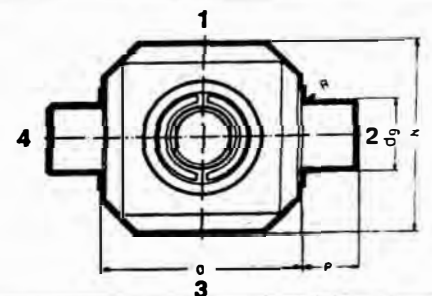
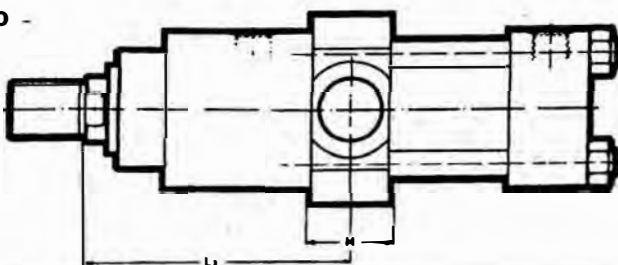


Tabla de Medidas (medidas en mm)

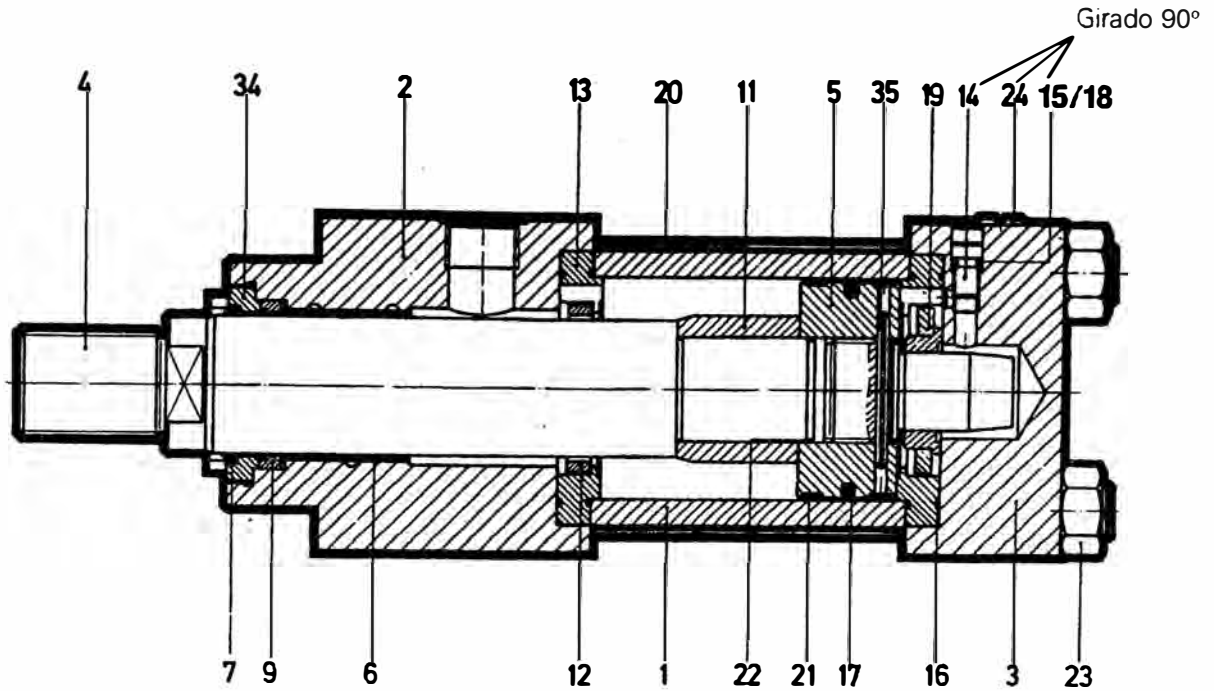
Tolerancias			f8				js 13	H7	f8	DIN ISO 228/1						
Embolo Ø	Ø d ₁	d ₂	Ø d ₃	Ø d ₄	Ø d ₅	Ø d ₆	Ø d ₇	Ø d ₈	Ø d ₉	d ₁₀	Ø d ₁₁	d ₁₂	Ø d ₁₃	A	B	C
25	14	M 12x1,25	32	11	90	6,6	75	12	12	G ¼	42	M 5	24	16	28	15
32	16	M 14x1,5	40	14	115	9	92	16	16	G ⅜	52	M 6	27	18	32	19
40	20	M 16x1,5	50	18	130	9	106	20	20	G ½	65	M 8	37	22	32	19
50	25	M 20x1,5	60	18	154	11	126	25	25	G ½	83	M 10x1,25	38	28	38	24
63	32	M 27x2	70	18	177	14	145	32	32	G ¾	102	M 12x1,25	49	36	45	29
80	40	M 33x2	85	22	203	18	165	40	40	G ¾	122	M 16x1,5	60	45	54	38
100	50	M 42x2	106	26	245	22	200	50	50	G 1	152	M 20x1,5	67	56	57	37
125	63	M 48x2	132	26	280	22	235	63	63	G 1	182	M 24x2	79	63	60	41
160	80	M 64x3	160	33	325	22	280	80	80	G 1¼	224	M 27x2	95	85	66	41
200	100	M 80x3	200	39	395	26	340	100	100	G 1¼	280	M 30x2	121	95	75	45

Tolerancias										*	±0,3	*	*	*	*	*	*
Embolo Ø	C ₁	D	D ₁	E	□F	G	G ₁	G ₂	H	J	K	L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅
25	4	33	11	2	45	53,5	30	7	12	16	12	147,5	131,5	178	91,5	85,5	150
32	-4	36	14	3	55	60	38	9	16	16	16	169	153	206	144,5	92	170
40	5	40	18	4	70	70,5	45	12	16	16	20	190	174	231	117,5	101,5	190
50	6	47	17	8	80	71	43	15	20	18	25	203	185	257	129	123	205
63	6	49	19	10	100	76	48	18	25	20	32	230	210	289	143,5	139	224
80	7	50,5	18	10	120	82,5	48	24	32	22	40	248,5	226,5	332	161,5	141,5	250
100	7	62	23	10	150	107	58	30	32	25	50	296	271	395	194	177	300
125	8	72	25	13	175	116	63	36	32	28	63	320	292	428	216	193	325
160	8	95	28	13	210	135	68	40	36	30	80	370	340	505	251	226	370
200	10	100	33	13	260	158	90	45	40	35	100	443	408	615	308	278	450

Tolerancias			h13	js16				±2	-0,3								
Embolo Ø	M	N	O	P	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z ₁	Z ₂	α [°]	SW	
25	20	53	63	10	0,6	22	70	90	28	30	16	43	15	-	4	11	
32	25	65	75	12	1,0	25	80	105	32	40	20	52	20	-	4	13	
40	30	82	90	16	1,6	32	105	135	40	50	25	57	25	-	4	16	
50	40	100	105	20	1,6	40	125	160	50	65	31	55	17	31	4	21	
63	45	120	120	25	2,5	40	145	180	63	72	38	63	18	36	4	27	
80	50	145	135	32	2,5	50	177	220	71	78	49	74	20	38	4	32	
100	60	170	160	40	3,0	60	220	270	90	91	59	80	23	45	4	41	
125	80	205	195	50	5,0	60	245	295	112	140	71	84	24	2x46	4	50	
160	100	240	240	63	5,0	70	290	350	125	160	90	94	28	2x52	4	65	
200	150	295	295	80	6,0	80	348	420	150	188	112	108	33	2x61	4	80	

*Longitud / Tolerancia	0 - 499	500 - 1249	1250 - 3149	3150 - 8000
L + carrera L1 + J + carrera L2 + carrera L3 + carrera Carrera	± 1,5	± 2	± 3	± 5
J L3 L4 + Y + carrera	± 2	± 2,8	± 4	± 8

Sección



- | | | |
|-----------------------------|------------------------------|--------------------------------|
| 1. Tubo | 12. Anillos de amortiguación | *21. Banda guía |
| 2. Brida anterior | 13. Anillos de amortiguación | *22. O-ring |
| 3. Brida posterior | 14. Estrangulamiento | 23. Tuerca |
| 4. Vástago | *15. O-ring | 24. Tornillo |
| 5. Embolo | *16. O-ring | 31. Plaquita de identificación |
| 6. Bocina | *17. Sello | 32. Remache |
| *7. Rascador | *18. Anillo soporte | 34. Tapa |
| *9. Sello | 19. Anillo de amortiguación | 36. Clavija de expansión |
| 11. Bocina de amortiguación | 20. Templador | |

Todas las piezas marcadas con * se encuentran en el conjunto de piezas desgastables.

Para el pedido de otras piezas dar los datos completos de la plaquita de identificación (Nº de pedido y fecha de suministro)

Conjunto de piezas desgastables (Repuestos)

Embolo	Número de pedido del conjunto		Momento de ajuste lubricado (Nm) Pos 23 (3)
	Fluido: aceite hidráulico	Fluido: emulsión con agua	
25	11 013 94	11 017 81	5
32	11 013 95	11 017 82	8,5
40	11 013 96	11 017 83	21
50	11 013 97	11 017 84	38
63	11 013 98	11 017 85	70
80	11 013 99	11 017 86	150
100	11 014 00	11 017 87	300
125	11 014 01	11 017 88	500
160	11 014 02	11 017 89	660
200	11 014 03	11 017 90	1350

(3) Ajustar las tuercas en cruz y alternadamente.

Para carreras grandes tener cuidado con la distancia entre el tubo y el templador.



**THREE-PHASE INTEGRAL HP MOTORS
FEATURES & LIST PRICES**

THREE-PHASE MOTORS

- TEFC - Foot Mount A-23-A-28
- TEFC - C-Flange - Foot Mount A-29-A-30
- TEFC - C-Flange - Footless A31
- ODP - Foot Mount A-33-A-35
- ODP - C-Flange - Foot-Mount A-36

EXPLOSION PROOF MOTORS - TEFC (IP55)

- Three-Phase-High Efficiency-Foot Mount.. A-28-A-40
- Three-Phase - High Efficiency-C-Flange-Foot Mount... A-41
- Three-Phase - High Efficiency-C-flange-Footless.. A-41

**SINGLE-PHASE INTEGRAL HP MOTORS
FEATURES & LIST PRICES**

SINGLE-PHASE MOTORS

- ODP - Foot-Mount A-43
- TEFC - Foot-Mount A-44

FAN COVER
Steel covers on 143T up to 215T frames and cast iron on frames 254T and up.

BEARINGS
The bearings are dimensioned to ensure long life to the motor, even under heavy working conditions. Positive pressure lubrication system includes a drain plug that allows the outflow of excess grease on 254T frames up to 586/7.

EYEBOLT
For easy handling, motors 184T frames and larger are provided with an eyebolt. Footless motors are provided with two eyebolts.

FRAME
Made of FC-2000 cast iron, with external fins for maximum cooling effect.

FAN
Made of rigid plastic from frames 143T up to 505T and aluminum for frame 586/7. Non sparking, non toxic, resistant to environmental conditions, and ensures low noise operation.

NAME PLATE
Stainless steel nameplate contains a complete and permanent record of all motor data (according to NEMA requirements).

ROTOR
Aluminum die cast into a magnetic steel lamination for low electric losses. Dynamically balanced for smooth operation, reduced vibration and noise.

DRAIN PLUGS
Provided with automatic drain plug that quickly drains condensation.

ENDSHIELDS
Made of cast iron, with external fins for heat dissipation. They also have polished bearing housings for longer bearing life.

TERMINAL BOX
Oversized, cast iron construction. Gasketed lid and between box and frame. NPT threads holes to connect conduit or cable glands.

WINDING
All copper winding wire enameled with class "H" polyester varnish. Insulating materials of high dielectric rigidity and solvent free polyester resin providing excellent mechanical resistance.

STATOR
Made of silicon steel laminations thermochemically treated to improve the electric characteristics, reducing electric losses and the operating temperature.

WIRING SLING
In both endshields to protect bearings and motor from the aggressive components present in the environment.



Frames 56 to 586/7T

APPLICATIONS

- Pumps
- Fans
- Crushers
- Conveyors
- Machine tools
- Milling applications
- Centrifugal machines
- Presses
- Elevators
- Looms
- Grinders
- Woodworking
- Cooling
- Packaging equipment
- Other Severe Duty applications

OPTIONAL FEATURES

- Special voltages
- Specially designed shaft
- Space heaters (standard on 586/7 frames)
- Labyrinth taconite seal available for all ratings
- Thermistors, Thermostats or RTD's (PT100)
- Additional terminal box
- Drip cover (canopy) for shaft down applications
- Cable glands 'C' and 'D' flanges for all ratings
- Roller bearings on drive end available for all frames
- Special epoxy painting

TEFC – THREE PHASE FOOT & FLANGE MOUNT

WEG's W21™ Severe Duty High Efficiency motors are designed to meet or exceed all EPA Act requirements for energy efficiency as defined by the DOE. The efficiency values are certified according to the DOE's regulations (Certificate of Compliance number CC029A). W21™ motors meet the most demanding severe duty application requirements. These TEFC motors are all cast iron construction, with enclosures rated IP55 to handle wet and dirty environments. They are painted with WEG's own special system, using synthetic enamel alkyd resin paints, which exceed the ASTM B117 standard for salt spray test. The W21™ line is rated for 1.25 Service Factor up to 100HP. This line is rated for dual frequency and dual voltage (with reduced service factor) up to 30 HP. And the entire line is certified Inverter Rated for use with a VFD. This rating meets or exceeds MG1 Part 31 NEMA Specifications.

STANDARD FEATURES (Frames 143T and up)

- Efficiency Certification number CC029A according to US Department of Energy Regulations
- Three-phase, II, IV, VI and VIII pole, 60Hz
- Voltage: 208-230/460V, 200V, 460V or 575V
- 50/60Hz rated up to 30HP. (For 40HP and up please contact your sales office)
- Totally Enclosed Fan Cooled - TEFC (IP55) water tight and dust tight enclosure
- Squirrel cage rotor / Aluminum die cast
- V-ring slingers on both endshields (586/7 frame equipped with labyrinth taconite seal as standard)
- Ball bearings are supplied as standard (RB part numbers supplied with roller bearings)
- 1045 Carbon Steel Shaft for frames up to 365T.
- 4140 steel shaft for motors 404T and above. (3600 RPM motors supplied with 1045)
- NEMA dimensions
- Class 'F' insulation for all frames
- Class 'H' impregnation resin
- Temperature rise: Class 'B' (80°C)
- NEMA ratings design 'B'
- Most ratings meet Design C Torque*
- Service Factor: 1.25 up to 100HP 1.15 from 125 HP and up
- Continuous duty (S1)
- F1 mounted T-Box (F2 mounted capable)
- Stainless steel nameplate AISI 316 with laser etching
- Paint: Synthetic enamel alkyd resin base (exceeds ASTM B117 salt spray test)
- Color: RAL 5007 - Blue (II, IV and VI pole)
- Automatic drain plugs - pressure compensated
- Regreasable bearings, positive pressure lubrication system (frames 254T and up)
- Gasketed conduit box
- Roller bearing models available
- MGI Part 31 rating for use with VFD at 12:1 constant torque speed range. Speed range can be extended with optional Blower Kit
- Class 1, Div 2, Groups B, C & D



APPROVED BY



APPROVED BY



For standard features (Frame 56), see page 19.

* Design B torque rating on nameplate can be re-plated for Design C. All motors are tested according to IEEE 112 std. - method 'B' or C390 CSA.
Energy efficiency motors verified by UL in addition to the DOE.



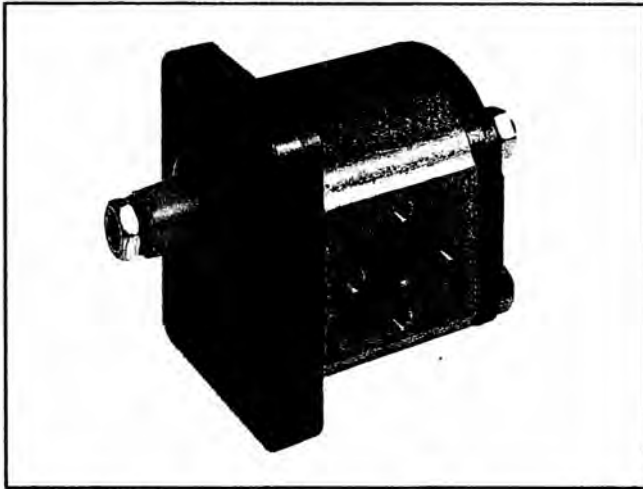
'C' FLANGE - FOOTLESS

HP	RPM	NEMA Frame	Catalog Number	List Price	Mult. Sym.	Approx. Shipp. Weight Lbs	FL Amps 460V	FL Eff. %	"C" Dimension (in.)	Voltage	Notes
1/3	3600	56C	.3336ES3EB56CFL	252	F1	33	0.61	73.0	11.496	208-230/460V	●
	1800	56C	.3318ES3EB56CFL	256	F1	33	0.58	72.0	11.496	208-230/460V	●
1/2	3600	56C	.5036ES3EB56CFL	263	F1	36	0.81	77.0	11.496	208-230/460V	●
	1800	56C	.5018ES3EB56CFL	290	F1	34	0.85	74.0	11.496	208-230/460V	●
	1200	56C	.5012ES3EB56CFL	411	F1	36	1.27	71.0	11.496	208-230/460V	●
3/4	3600	56C	.7536ES3EB56CFL	290	F1	40	1.09	79.0	11.496	208-230/460V	●
	1800	56C	.7518ES3EB56CFL	310	F1	40	1.11	77.0	11.496	208-230/460V	●
	1200	56C	.7512ES3ED56CFL	419	F1	40	1.60	75.2	11.496	208-230/460V	●
1	3600	56C	00136ES3EB56CFL	337	F1	44	1.44	81.0	11.496	208-230/460V	●
	1800	56C	00118ES3ED56CFL	322	F1	46	1.47	80.0	12.677	208-230/460V	●
	1800	143TC	00118EP3ER143TC	403	W1	47	1.49	82.5	12.250	208-230/460V	●
	1200	56C	00112ES3EF56CFL	424	F1	46	1.92	76.7	12.677	208-230/460V	●
	1200	145TC	00112EP3ER145TC	489	W1	47	1.70	80.0	13.234	208-230/460V	●
1.5	3600	56C	00156ES3EB56CFL	366	F1	48	1.97	82.5	11.496	208-230/460V	●
	3600	143TC	00156EP3ER143TC	420	W1	45	1.99	82.5	12.250	208-230/460V	●
	1800	56C	00158ES3ED56CFL	358	F1	52	2.11	81.0	12.677	208-230/460V	●
	1800	145TC	00158EP3ER145TC	408	W1	54	2.05	84.0	13.234	208-230/460V	●
	1200	182TC	00152EP3ER182TC	611	W1	77	2.38	85.5	14.860	208-230/460V	●
2	3600	56C	00236ES3ED56CFL	408	F1	58	2.67	84.0	12.677	208-230/460V	●
	3600	145TC	00236EP3ER145TC	475	W1	47	2.60	84.0	13.234	208-230/460V	●
	1800	56C	00218ES3EF56CFL	386	F1	61	2.84	82.0	13.858	208-230/460V	●
	1800	145TC	00218EP3ER145TC	451	W1	56	2.70	84.0	13.234	208-230/460V	●
	1200	184TC	00212EP3ER184TC	661	W1	88	3.20	86.5	15.860	208-230/460V	●
3	3600	56C	00336ES3EF56CFL	473	F1	67	3.80	84.5	13.858	208-230/460V	●
	3600	182TC	00336EP3ER182TC	575	W1	106	3.59	85.5	14.860	208-230/460V	●
	1800	182TC	00318EP3ER182TC	518	W1	97	3.90	87.5	14.860	208-230/460V	●
	1200	213TC	00312EP3ER213TC	865	W1	123	4.15	87.5	18.021	208-230/460V	●
5	3600	184TC	00536EP3ER184TC	695	W1	114	5.90	87.5	15.860	208-230/460V	●
	1800	184TC	00518EP3ER184TC	607	W1	102	6.48	87.5	15.860	208-230/460V	●
	1200	215TC	00512EP3ER215TC	1,096	W1	175	6.80	87.5	19.517	208-230/460V	●
7.5	3600	213TC	00736EP3ER213TC	948	W1	150	8.66	88.5	18.021	208-230/460V	●
	1800	213TC	00718EP3ER213TC	804	W1	150	9.53	89.5	18.021	208-230/460V	●
10	3600	215TC	01036EP3ER215TC	1,096	W1	150	11.7	89.5	19.517	208-230/460V	●
	1800	215TC	01018EP3ER215TC	948	W1	165	12.8	90.2	19.517	208-230/460V	●
15	3600	254TC	01536EP3ER254TC	1,566	W1	280	17.0	90.2	23.213	208-230/460V	●
	1800	254TC	01518EP3ER254TC	1,434	W1	266	17.9	91.0	23.213	208-230/460V	●
20	3600	256TC	02036EP3ER256TC	1,884	W1	313	23.3	90.2	24.945	208-230/460V	●
	1800	256TC	02018EP3ER256TC	1,745	W1	313	24.4	91.0	24.945	208-230/460V	●
25	3600	284TSC	02536EP3ER284TSC	2,304	W1	353	29.0	91.0	25.061	208-230/460V	●
	1800	284TSC	02518EP3ER284TSC	2,143	W1	437	29.6	92.4	25.061	208-230/460V	●
	1800	284TC	02518EP3ER284TC	2,143	W1	437	29.6	92.4	26.433	208-230/460V	●
30	3600	286TSC	03036EP3ER286TSC	2,726	W1	404	33.8	91.0	26.557	208-230/460V	●
	1800	286TSC	03018EP3ER286TSC	2,602	W1	481	34.4	92.4	26.557	208-230/460V	●
	1800	286TC	03018EP3ER286TC	2,602	W1	481	34.4	92.4	27.929	208-230/460V	●
40	1800	324TSC	04018EP3ER324TSC	3,538	W1	587	47.6	93.0	28.120	208-230/460V	●
	1800	324TC	04018EP3ER324TC	3,538	W1	587	47.6	93.0	29.620	208-230/460V	●
50	1800	326TC	05018EP3ER326TC	3,932	W1	640	57.8	93.6	31.116	208-230/460V	●

Note: Motors supplied with Drip Cover as a standard feature - Only T-Frames.

- ELECTRICAL FEATURES ON PAGE B-4, B-5.
- MECHANICAL FEATURES ON PAGE B-51, B-53.

● = Round Body

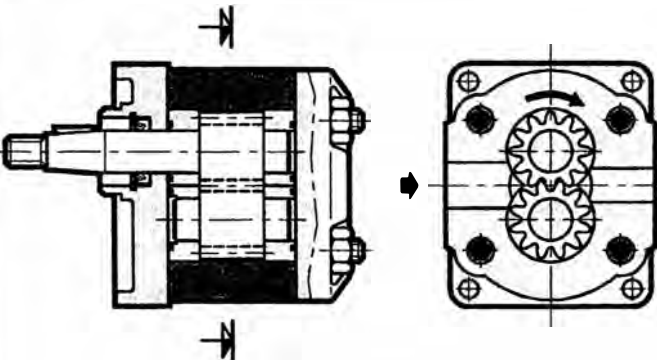


GP

BOMBAS DE ENGRANAJES EXTERIORES

SERIE 10

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO



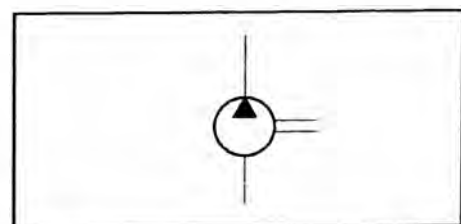
- Las bombas GP son bombas de engranajes exteriores de cilindrada fija con compensación de los huelgos.
- Permiten obtener altos rendimientos volumétricos aún con presiones de funcionamiento elevadas, producen bajo nivel sonoro y se caracterizan por su elevada duración gracias al sistema de balanceo de las carga sobre los forros de guía.
- Se subdividen en tres grupos con cilindradas hasta 9,1, 20,8 y 51,4 cm³/vuelta respectivamente y con presiones de funcionamiento hasta 230 bar (estándar) y hasta 310 bar (versión para altas presiones H).
- Normalmente se entregan con sentido de rotación horario o antihorario y con el eje de salida cónico (modelo estándar) o cilíndrico (bajo pedido).
- Las bombas GP son además disponibles en una versión múltiple, que puede combinarse para formar grupos multiflujo.

CARACTERISTICAS TECNICAS

TAMANO BOMBA GP		1	2	3
Campo cilindrada	cm ³ /vuelta	1,3 + 9,1	7 + 20,8	20,7 + 51,4
Caudal y presión de funcionamiento		ver tabla 3 - Prestaciones		
Velocidad de rotación		ver tabla 3 - Prestaciones		
Sentido de rotación		horario, antihorario o reversible (visto desde la salida del eje)		
Cargas sobre el eje		no se admiten cargas radiales ni axiales		
Par máximo aplicable en el eje		ver párrafo 14.1		
Conexión hidráulica		uniones mediante bridas (ver párrafo 16)		
Tipo de fijación		mediante bridas 4 agujeros - tipo rectangular		
Peso	kg	aprox. 1,6	aprox. 3,2	aprox. 7,5

Campo temperatura ambiente	°C	-20 + +50
Campo temperatura fluido	°C	-15 + +80
Campo viscosidad fluido		ver párrafo 2.2
Viscosidad recomendada	cSt	25 + 100
Grado de contaminación del fluido		ver párrafo 2.3

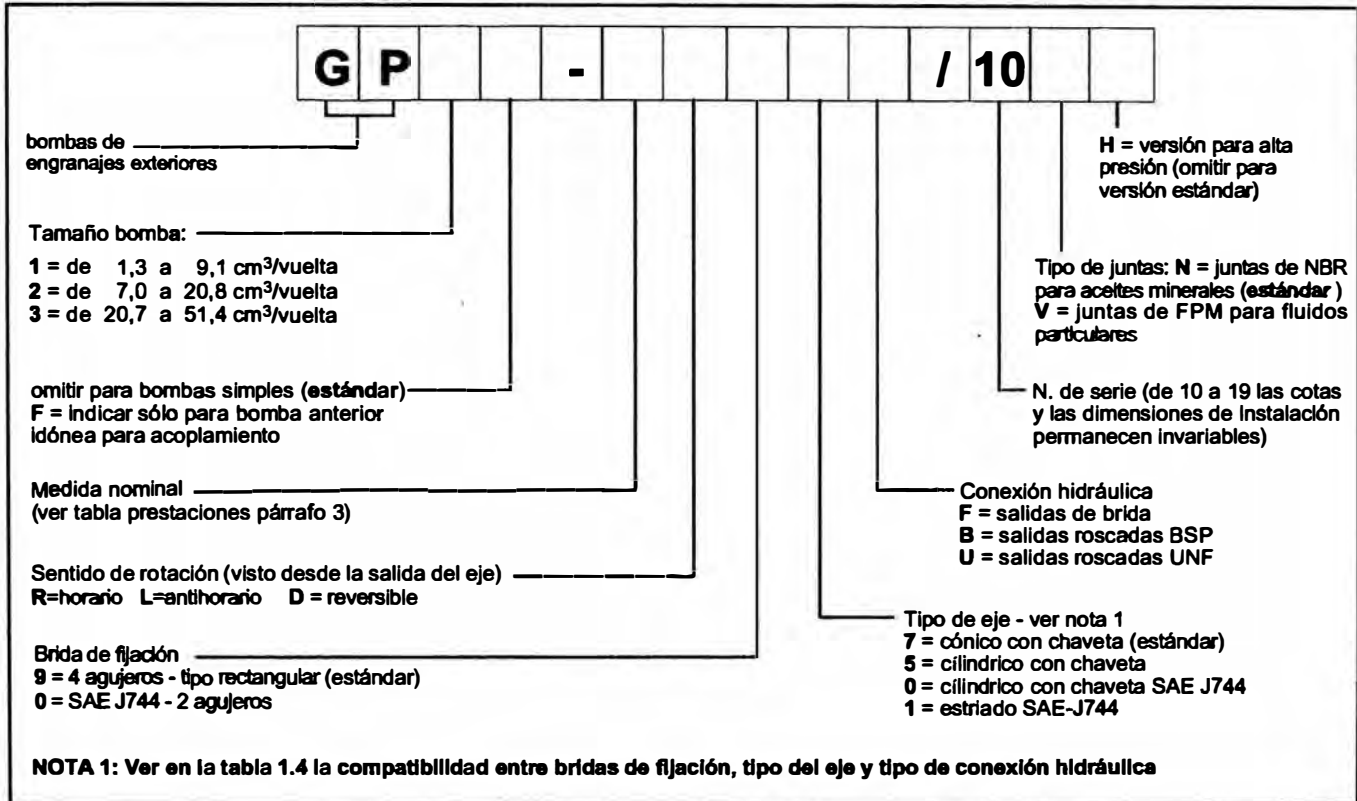
SIMBOLO HIDRAULICO



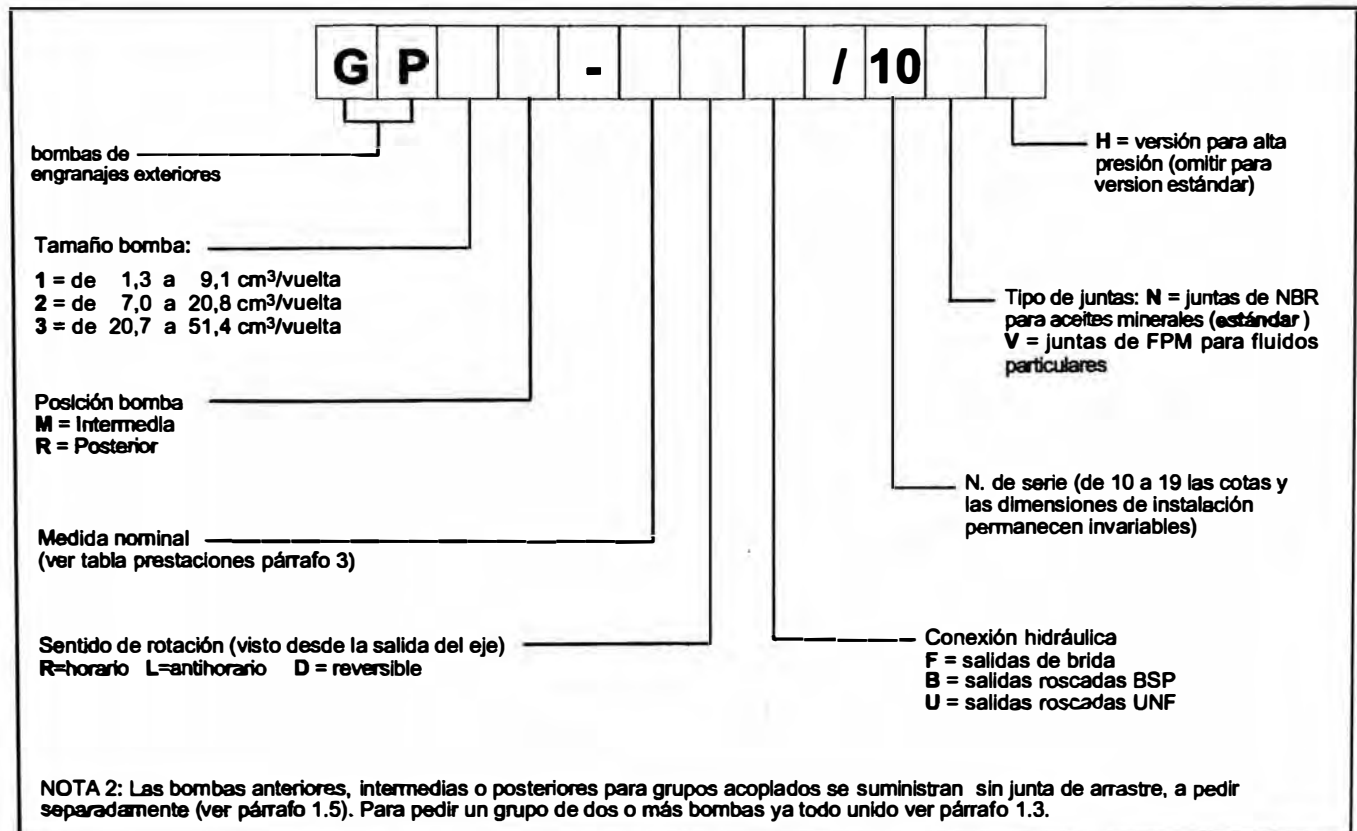


1 - CODIGO DE IDENTIFICACION

1.1 - Código de Identificación bombas simples y bombas anteriores



1.2 - Código de identificación bombas intermedias y posteriores





1.3 - Código de identificación bombas acopladas

código de identificación bomba anterior + código de identificación bomba intermedia + código de identificación bomba posterior
(omitir para bombas dobles)

1.4 - Compatibilidad entre bridas de fijación, tipo del eje y tipo de conexión hidráulica

CODIGO BRIDA	CODIGO EJE				CODIGO CONEXION HIDRAULICA		
	7	5	0	1	F	B	U
9	si	si	no	no	si	si	no
0	no	no	si	si	si	no	si

NOTA 3: Las bombas del grupo 1 con brida SAE código 0 pueden haber sólo la conexión hidráulica UNF código U.

1.5 - Código de identificación juntas de arrastre

BOMBA ANTERIORE	BOMBA INTERMEDIA	
	GP1	GP2
	CODIGO JUNTA DE ARRASTRE	
GP1	0730224	-
GP2	0730245	0730246
GP3	0730248	0730247

1.6 - Ejemplos de identificación

- a) bomba simple tamaño 1 - 2,3 cm³/vuelta - rotación antihoraria - brida y eje estándar
GP1-0013L97F/10N
- b) bomba simple tamaño 2 - 14 cm³/vuelta - rotación horaria - brida y eje estándar
GP2-0140R97F/10N
- c) bomba simple tamaño 3 - 22,5 cm³/vuelta - rotación horaria - brida y eje estriado tipo SAE
GP3-0225R01F/10N
- d) bomba doble compuesta por: - bomba tamaño 2 - 7 cm³/vuelta
- bomba tamaño 1 - 2 cm³/vuelta - alta presión
GP2F-0070R97F/10N + GP1R-0020RF/10NH
- e) bomba triple compuesta por: - bomba tamaño 3 - 22,5 cm³/vuelta
- bomba tamaño 2 - 14 cm³/vuelta
- bomba tamaño 1 - 2 cm³/vuelta
GP3F-0225R97F/10N + GP2M-0140RF/10N + GP1R-0020RF/10N

2 - FLUIDOS HIDRAULICOS

2.1 Tipo de fluido

Usar fluidos hidráulicos a base de aceite mineral con agentes antiespuma y antioxidación como aditivos según las condiciones indicadas en las siguientes normas: - FZG prueba - 11° estadio
- DIN 51525
- VDMA 24317

Para otros tipos de fluidos (agua glicol, ésteres fosfóricos y otros) consultar a nuestra Oficina Técnica.
El funcionamiento de la bomba con el fluido a temperaturas mayores de 70 °C degrada las propiedades del fluido y de las juntas.
El fluido debe conservar todas sus propiedades físico-químicas.



2.2 - Viscosidad del fluido

La viscosidad del fluido de funcionamiento debe estar incluida en la siguiente gama:

viscosidad mínima	12 cSt	en referencia a la temperatura máxima de 80 °C del fluido
viscosidad óptima	25 + 100 cSt	en referencia a la temperatura de funcionamiento del fluido en el depósito
viscosidad máxima	1600 cSt	sólo para la fase de puesta en marcha de la bomba

2.3 - Grado de contaminación del fluido

El máximo grado de contaminación del fluido debe ser conforme a NAS 1638 clase 9, por lo tanto se aconseja el empleo de un filtro con $\beta_{20} \geq 75$. Para una mejor duración de la bomba se aconseja un grado de máxima contaminación del fluido según NAS 1638 clase 7, por lo tanto se recomienda el empleo de un filtro con $\beta_{10} \geq 100$. En el caso de que el filtro fuese colocado en la línea de aspiración, asegurar que la presión en la entrada de la bomba no sea inferior a los valores indicados en el párrafo 13.

El filtro de aspiración tiene que ser equipado con válvula de by-pass y, si es posible, con indicador de colmataje.

3 - PRESTACIONES (valores obtenidos con aceite mineral con viscosidad de 36 cSt a 50 °C)

Las medidas nominales en la tabla son disponibles para las bombas en versión estándar. Las cilindradas disponibles para las versiones con brida SAE son indicadas en los pár. 8 - 10 - 12 correspondientes a las medidas y dimensiones para la instalación.

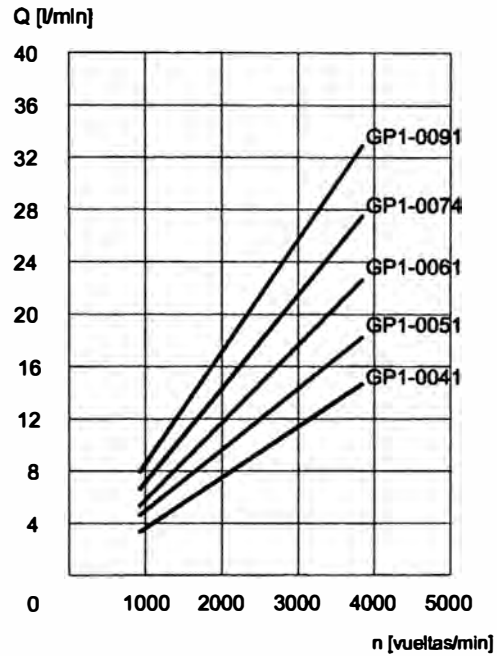
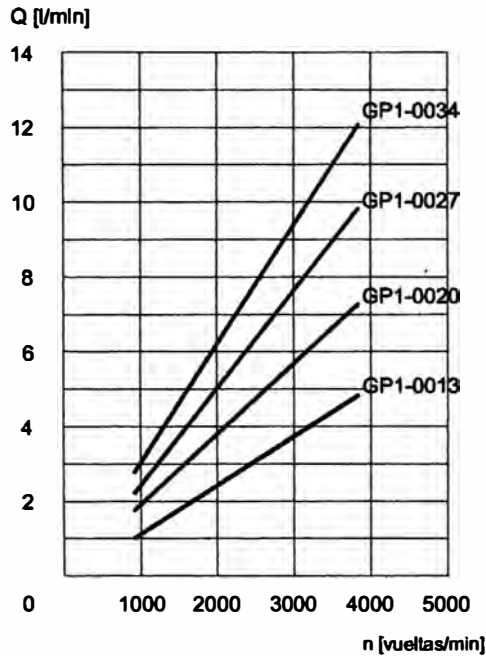
TAMANO BOMBA	MEDIDA NOMINAL	CILINDRADA [cm ³ /vuelta]	CAUDAL MAX. (a 1500 vuelta/min.) [l/min.]	PRESION MAXIMA DE USO (a 1500 vuelta/min.) [bar]	PRESION MAX DE PUNTA (a 1500 vuelta/min.) [bar]	VELOCIDAD MAX. DE ROTACION [vuelgas/min.]	VELOCIDAD MIN. DE ROTACION [vuelgas/min.]
GP1	0013	1,3	2,0	220 (260)	260 (300)	6000	500
	0020	2,0	3,0				
	0027	2,7	4,0				
	0034	3,4	5,1				
	0041	4,1	6,1	210 (250)	250 (290)	4000	
	0051	5,1	7,6				
	0061	6,1	9,1	200 (240)	240 (280)	3800	
	0074	7,4	11,1	170	200	3200	
0091	9,1	13,6	160	190	2600		
GP2	0070	7,0	10,5	230 (270)	270 (310)	4000	500
	0095	9,5	14,2	220 (260)	260 (300)	3000	
	0113	11,3	16,9				
	0140	14,0	21,0	210 (250)	240 (280)	4000	
	0158	15,8	23,7				
	0178	17,8	26,7	200 (240)	230 (270)	3600	
	0208	20,8	31,2	180 (220)	210 (250)	3200	
GP3	0207	20,7	31,0	230 (270)	270 (310)	3500	400
	0225	22,5	33,7				
	0264	26,4	39,6				
	0337	33,7	50,5	220 (260)	260 (300)	3000	
	0394	39,4	59,1				
	0427	42,7	64,0				
	0514	51,4	77,1	200 (240)	240 (280)	2400	

NOTA: Los valores entre paréntesis se refieren a la versión para altas presiones: H.



4 - CURVAS Y DATOS CARACTERISTICOS BOMBAS GP1 (valores obtenidos con aceite mineral con viscosidad de 36 cSt a 50 °C)

4.1 - Curvas de caudal Q=f (n)



4.2 - Rendimientos

MEDIDA NOMINAL BOMBA	RENDIMIENTO VOLUMETRICO [%]	RENDIMIENTO TOTAL [%]
0013	0,90	0,82
0020	0,90	0,85
0027	0,95	0,90
0034	0,91	0,87
0041	0,94	0,90
0051	0,96	0,92
0061	0,96	0,92
0074	0,96	0,90
0091	0,96	0,88

En la tabla figuran los rendimientos volumétricos y totales de las diferentes dimensiones nominales de las bombas del grupo GP1 medidos a 1500 rpm y a una presión de uso de 150 bar.

El rendimiento total incluye los rendimientos volumétricos y mecánicos de cada bomba en las condiciones de funcionamiento especificadas.

4.3 - Nivel de ruido

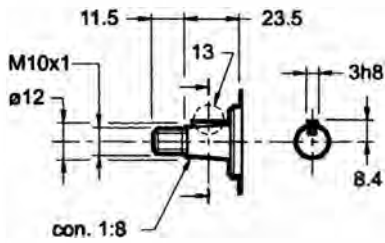
MEDIDA NOMINAL BOMBA	NIVEL DE RUIDO [dB (A)]
0013	65
0020	66
0027	68
0034	68
0041	70
0051	73
0061	73
0074	73
0091	77

En la tabla figuran los niveles de ruido de las diferentes medidas nominales de las bombas del grupo GP1 a 1500 vueltas/minuto, a una presión de uso de 150 bar y a 1 metro de distancia de la bomba.

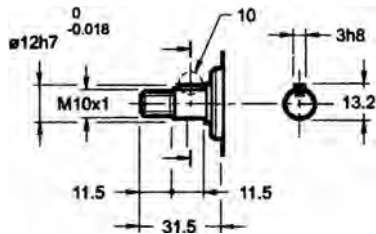


7 - MEDIDAS Y DIMENSIONES PARA LA INSTALACION DE LAS BOMBAS GP1 con brida estandar

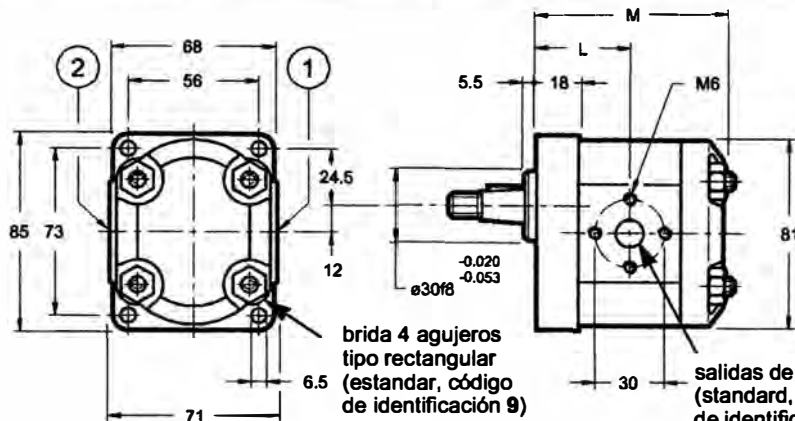
dimensiones en mm



eye de salida cónico
(estándar, código de identificación 7)



extremidad eje tipo cilíndrico
con chaveta
(código de identificación 5)



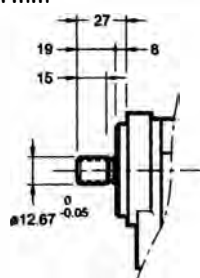
brida 4 agujeros
tipo rectangular
(estandar, código
de identificación 9)

salidas de brida
(standard, código
de identificación F)
disponible también con salidas
BSP (cód. de identificación B)

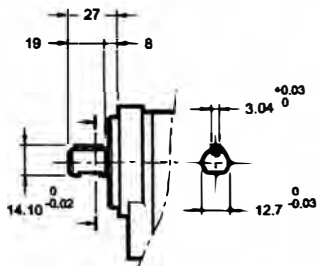
Medida nominal bomba	L	M	1 vía aspiración rot. horaria		2 vía presión rot. horaria	
			brida	BSP	brida	BSP
0013	40	80	Ø 12	1/2"	Ø 12	3/8"
0020	41	82				
0027	42	84				
0034	43	86			Ø 12	1/2"
0041	44	88				
0051	45,5	91				
0061	47	94				
0074	49	98				
0091	51,5	103				

8 - MEDIDAS Y DIMENSIONES PARA LA INSTALACION DE LAS BOMBAS GP1 con brida SAE

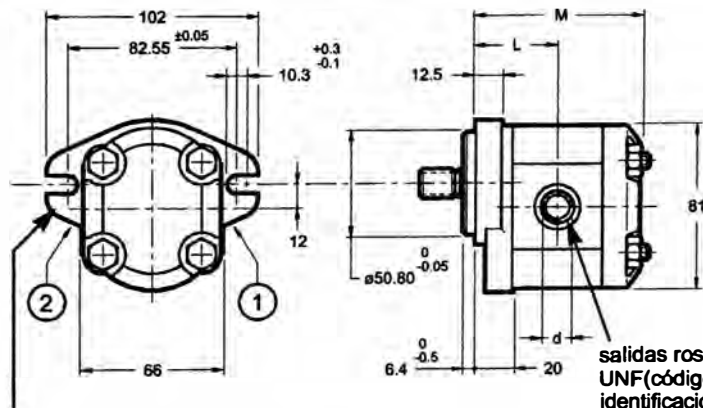
dimensiones en mm



extremidad eje tipo estriado SAE J744
20/40 d.p. - 9T
(estándar, código de identificación 1)



extremidad eje tipo cilíndrico SAE J744
(código de identificación: 0)



brida SAE J744 2 agujeros - tipo "B"
(código de identificación 0)

salidas roscadas
UNF (código de
identificación U)

Medida nominal bomba	L	M	1	2
			vía aspiración rot. horaria	vía presión rot. horaria
0013	40	80	3/4" - 16 UNF - 2B	9/16" - 18 UNF - 2B
0020	41	82		
0027	42	84		
0041	44	88		
0061	47	94		

**MANNESMANN
REXROTH****4/3-, 4/2- and 3/2 Directional Control Valves
Model WE 6.. /E, Series 6X
with wet pin AC or DC solenoids****RA
23 178/06.98**

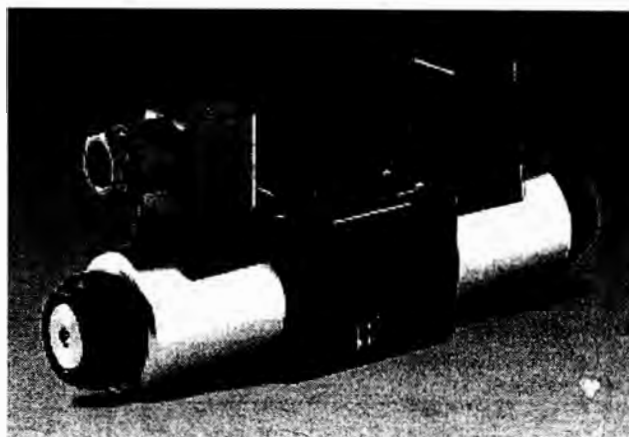
Size 6 (D 03)

up to 5100 PSI
(350 bar)up to 21 GPM
(80 L/min)

Replaces: 02.96

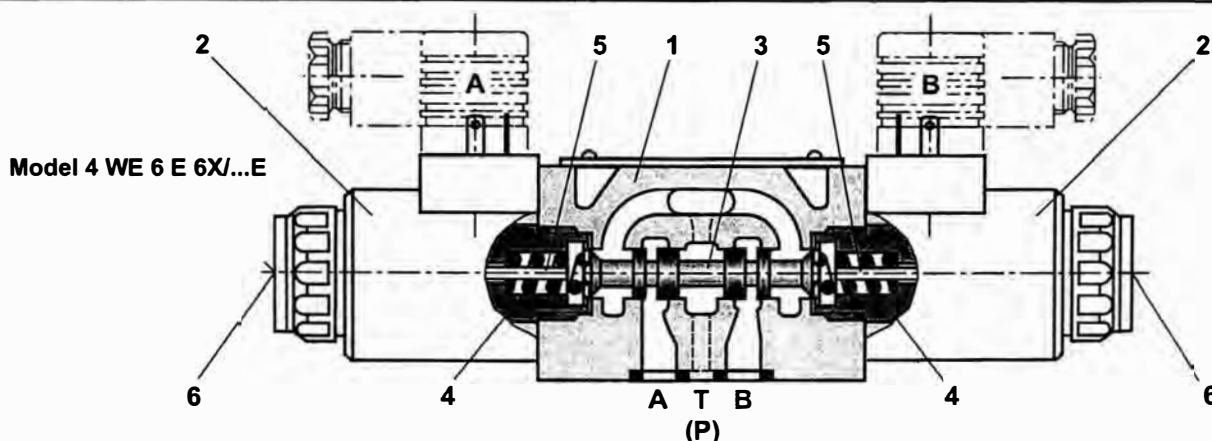
Features:

- Direct operated, solenoid controlled directional spool valve, heavy duty construction
- Mounting pattern to ISO/DIS 4401-3 NFPA T3.5. MR1 and ANSI B 93.7 D03
Subplates see data sheet RA 45 052
- Removable coils for quick replacement, or conversion, in AC or DC voltages
- Dual frequency solenoids AC voltage with 50 or 60 Hz operation
- Individual electrical connectors
- Wet pin core tubes, with high pressure tank capacity, standard.



H/A 3972/93

Model 4 WE 6...6X/EG 24 N9Z45

Functional description

Directional control valves Model WE 6 are solenoid operated directional spool valves. They control the start, stop and direction of flow.

They consist of housing (1), one or two solenoids (2), control spool (3) return spring(s) (4).

Unengaged, control spool (3) is held centered, by means of return spring(s) (4) (except for detented spool). Control spool (3) is shifted by wet pin solenoids (2). **To guarantee satisfactory operation, ensure that the solenoid core tube is filled with oil. Cycling the valve will typically ensure core tubes have filled with oil.**

The force of solenoid (2) extends push-pin (5) against control spool (3), moving it left or right from a neutral position. This provides flow from P to A and B to T or P to B and A to T.

When solenoid (2) is de-energized, control spool (3) returns to center by return springs (4).

Manual override (6) allows activating the control spool (3) without electrical power.

Model 4 WE 6 .. 6X/ O E... (only for spools A, C and D)

This design permits 2 switching positions with 2 solenoids and no detent. When the solenoids are de-energised there is **no defined neutral position**.

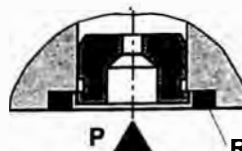
Model 4 WE 6 ..6X/ OF E... (only for spools A, C and D)

This design permits 2 switching positions with 2 solenoids and detent. Energizing either solenoid, however, only one at a time, for approx. 100 ms is sufficient to shift spool (3) and maintain a position on the detent.

Orifice Insert (Model 4 WE 6..6X/E.../B..)

To limit maximum flows, orifice inserts are optionally available. Primarily, the orifice insert is intended to prevent flow rates in excess of the maximum performance data of the valve (see page 4). The insert is installed in port "P", however, will fit any of the valve ports.

Example: 4 WE 6E 6X/EG24NDA/B12 = 1.2 mm orifice in port "P".



R ring 9.81 x 1.5 x 1.78

Technical data (For applications outside these parameters please consult us)**General**

Installation position				Optional
Ambient temperature, max.	<i>t</i>	°F (°C)	122 (50)	
Weight	Single solenoid valve	<i>m</i>	lbs (kg)	3.2 (1.45)
	Valve with 2 solenoids	<i>m</i>	lbs (kg)	4.3 (1.95)

Hydraulic

Operating pressure	Port A, B, P	<i>p</i>	PSI (bar)	5100 (350)
	Port T	<i>p</i>	PSI (bar)	up to 3050 (210) DC; up to 2320 (160) AC Where symbols A and B occur, port T must be employed as a drain port if the operating pressure is above the permitted tank pressure .
Flow, max.	<i>q_v</i> GPM (L/min)			up to 21 (80) DC; up to 15.8 (60) AC
Cross section of flow (switching position 0):	for symbol Q	<i>A</i>	in ² (mm ²)	approx. 6 % of nominal cross section
	for symbol W	<i>A</i>	in ² (mm ²)	approx. 3 % of nominal cross section
Hydraulic fluid				Mineral oil (HL, HLP) to DIN 51 524, Phosphate ester (HFD-R)
Hydraulic fluid Temperature range	<i>t</i>			°F (°C)
				- 22 to 176 (- 30 to 80) (NBR seals) - 4 to 176 (- 20 to 80) (FPM seals)
Viscosity range	<i>v</i> SUS (mm ² /s)			35 to 2320 (2.8 to 500)
Fluid cleanliness				Maximum permissible degree of contamination of fluid to ISO 4406 Class 18/15. We therefore recommend a filter with a minimum retention rate of $\beta_{10} \geq 75$.

Electrical

Type of voltage			DC voltage	AC voltage
Available voltages ¹⁾ (for ordering codes for AC voltages see below)	<i>U</i>	V	12, 24, 42, 60, 96, 110, 180, 196, 220	42, 110, 120, 127, 220, 240 50/60 Hz
Power consumption	<i>P</i>	W	30	-
Holding current	<i>P</i>	VA	-	50
In-rush current	<i>P</i>	VA	-	220
Duty cycle			continuous	continuous
Shifting time to	ON	<i>T</i>	ms	25 to 45
	ISO 6403 OFF	<i>T</i>	ms	10 to 25
Shifting frequency			Sw/h	up to 15000 up to 7200
Insulation			Exceeds NEMA class B	Exceeds NEMA class B
Coil temperature	<i>t</i>	°F (°C)	up to 302 (150)	up to 356 (180)

¹⁾ Special voltages on request

When making the electrical connection, the ground screw (\perp PE) must be connected to earth ground

Note on AC solenoids

These solenoids may be used with 2 or 3 voltage/frequency relationships:

e.g. solenoid type **W110** for 110 V, 50 Hz
110 V, 60 Hz
120 V, 60 Hz

Order codes	W42	42 V, 50 Hz
		42 V, 60 Hz
	W110	110 V, 50 Hz
		110 V, 60 Hz 120 V, 60 Hz

Order codes	W127	127 V, 50 Hz
		127 V, 60 Hz
	W220	220 V, 50 Hz
		220 V, 60 Hz 240 V, 60 Hz

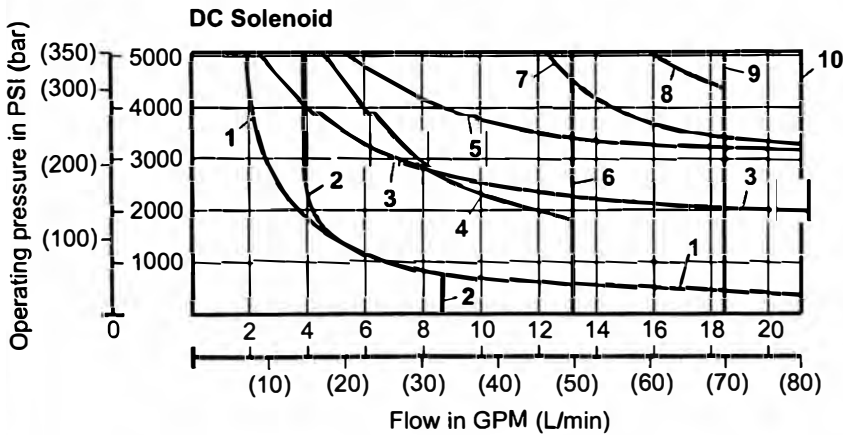
Directional valve solenoid power limits, measured at $v = 190 \text{ SUS}$ ($41 \text{ mm}^2/\text{s}$) and $t = 122 \text{ }^\circ\text{F}$ (50°C)

Because of silting, the shifting function of the valves is dependent upon filtration. To obtain the maximum flow values shown, full filtration of $25 \mu\text{m}$ is recommended. The flow forces acting within the valve also influence performance. In 4-way valves, the data provided is for applications with 2 directions of flow (flow from P to A and an equal, simultaneous return from B to T, see table).

If only one direction of flow is required, for example, when a 4-way valve has one port plugged, or unbalanced flows from large rod cylinders, the permissible flow in critical cases can be considerably lower. The A or B spool (3-way) can be used as an approximation of the limited flow performance.

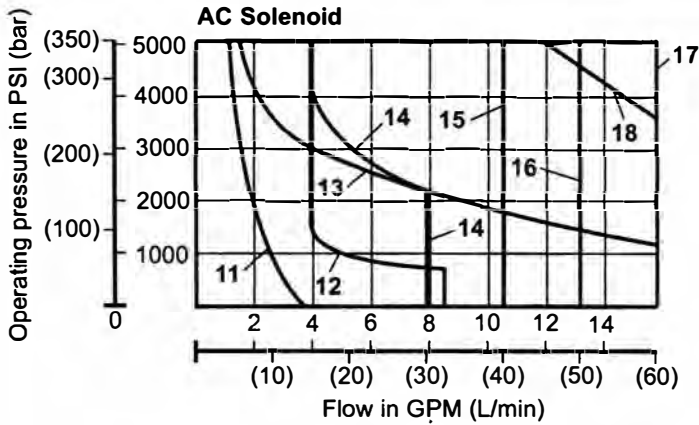
Performance limits measured with solenoids at operating temperature, 10 % undervoltage and without tank port pressure.

DC solenoid e.g. G 24: 24 V		AC solenoid e.g. W110: 110 V, 50 Hz (see below)		AC solenoid e.g. W110: 110 V, 60 Hz (see below)	
Curve	Symbol	Curve	Symbol	Curve	Symbol
1	A, B ¹⁾	11	A, B ¹⁾	19	A, B ¹⁾
2	V	12	V	20	V
3	A, B	13	A, B	21	A, B
4	F, P	14	F, P	22	F, P
5	J	15	G, T	23	G, T
6	G, H, T	16	H	24	J, L, U
7	A/O, A/OF, L, U	17	A/O, A/OF, C/O, C/OF	25	A/O, A/OF, Q, W
8	C, D, Y		D/O, D/OF, E, E1 ⁻²⁾ , J, L	26	C, D, Y
9	M		M, Q, R ³⁾ , U, W	27	H
10	E, E1 ⁻²⁾ , R ³⁾ , C/O, C/OF D/O, D/OF, Q, W	18	C, D, Y	28	C/O, C/OF, D/O, D/OF, E, E1 ⁻²⁾ , M, R ³⁾

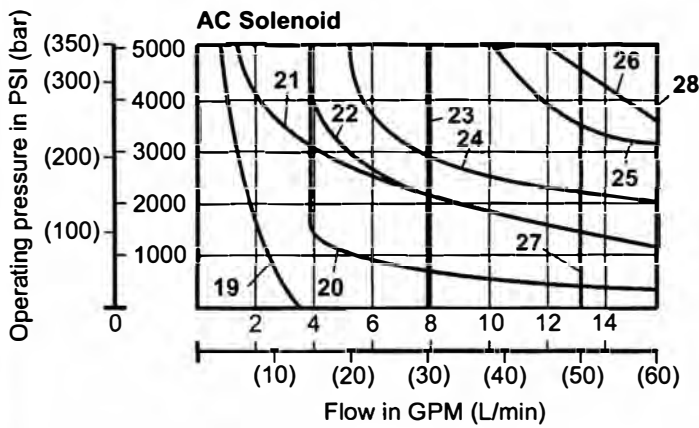


- 1) With mal override
 - 2) P – A/B pre-opening
 - 3) Return flow from actuator to tank
- DC solenoid
Curves 1 to 10
12, 24, and 96 Volt typical stock

Directional valve solenoid power limits, measured at $v = 190 \text{ SUS}$ ($41 \text{ mm}^2/\text{s}$) and $t = 122 \text{ }^\circ\text{F}$ (50°C)

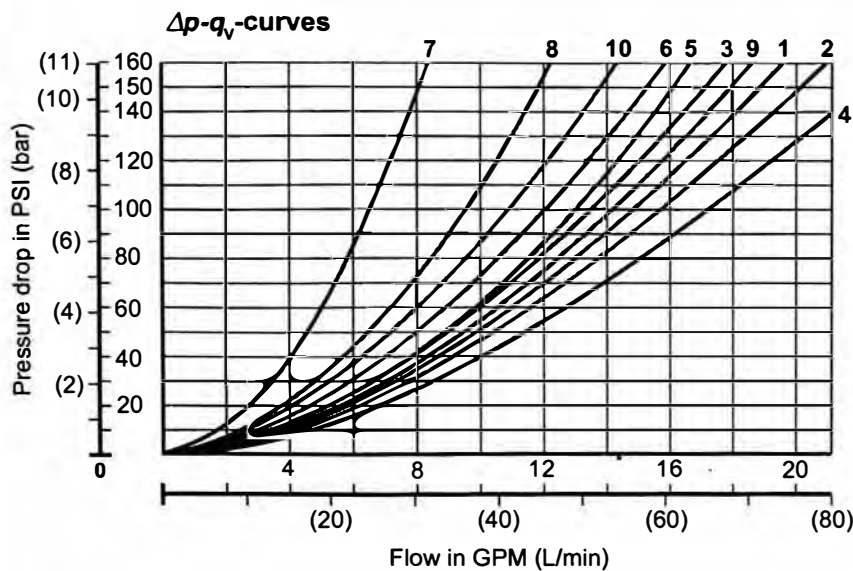


AC solenoid		
Curves	Solenoid possibilities	
11 to 18	W42	42 V, 50 Hz
	W110	110 V, 50 Hz 120 V, 60 Hz
	W127	127 V, 50 Hz
	W220	220 V, 50 Hz 240 V, 60 Hz



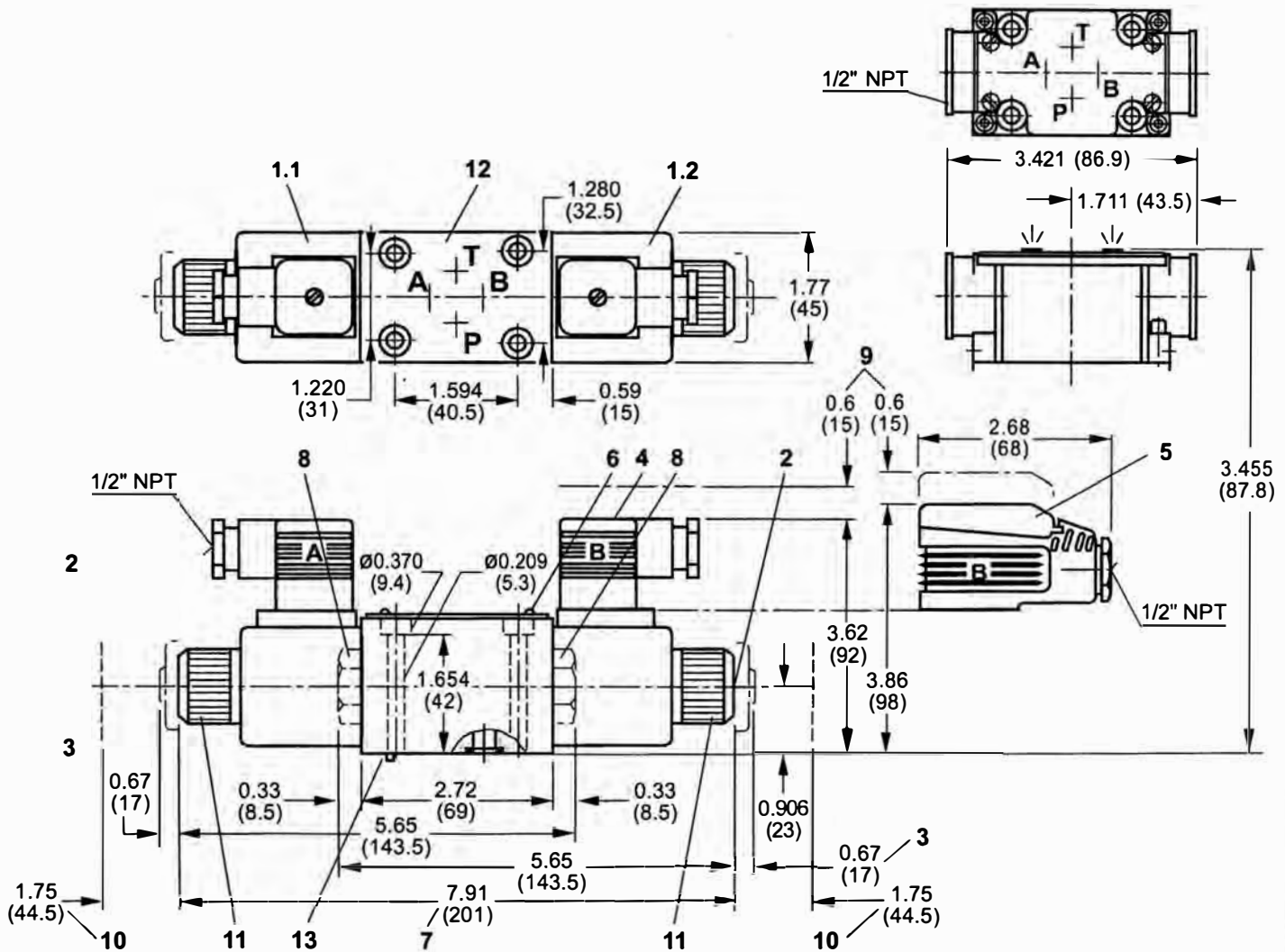
AC solenoid		
Curves	Solenoid possibilities	
19 to 28	W42	42 V, 60 Hz
	W110	110 V, 60 Hz
	W127	127 V, 60 Hz
	W220	220 V, 60 Hz

Performance curves, measured at $v = 190 \text{ SUS}$ ($41 \text{ mm}^2/\text{s}$) and $t = 122 \text{ }^\circ\text{F}$ (50°C)

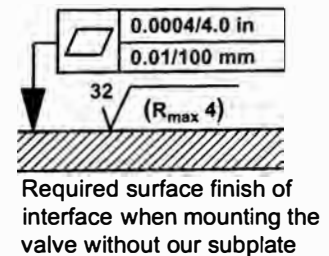


Symbol	Through flow direction			
	P-A	P-B	A-T	B-T
A, B	3	3	-	-
C	1	1	3	1
D, Y	5	5	3	3
E	3	3	1	1
F	1	3	1	1
T	10	10	9	9
H	2	4	2	2
J, Q	1	1	2	1
L	3	3	4	9
M	2	4	3	3
P	3	1	1	1
R	5	5	4	-
V	1	2	1	1
W	1	1	2	2
U	3	3	9	4
G	6	6	9	9

Unit dimensions, valve with AC solenoid: dimensions in inches (millimeters)

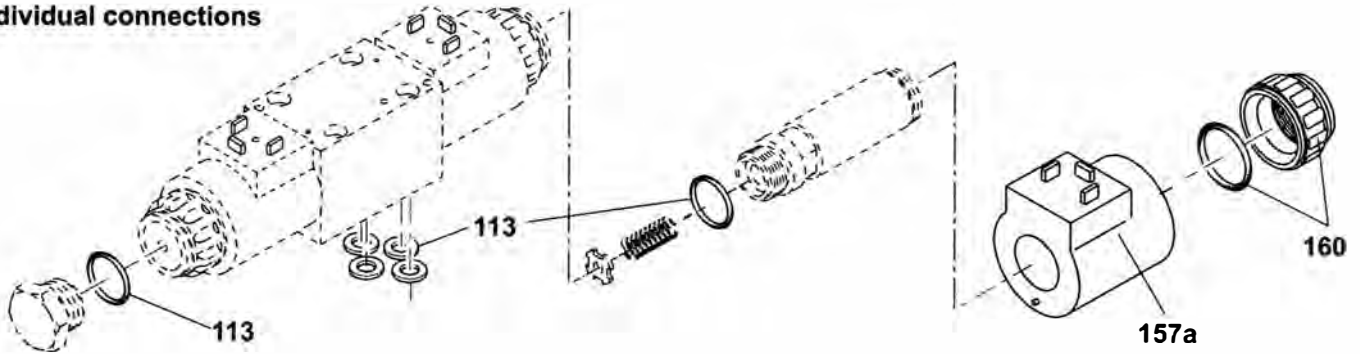


- 1.1 Solenoid a
- 1.2 Solenoid b
- 2 Manual override "N9" (standard) only possible manual operation to 725 PSI (50 bar). Do not damage the manual override bore. Handknob part # RR00 024943 may be used.
- 3 Dimension for solenoid with manual override "N" (rubber boot covered)
- 4 Angled plug type Z45
- 5 Large angled plugs type Z55 and Z55L
- 6 Nameplate
- 7 R-ring 9.81 mm x 1.5 mm x 1.78 mm
- 8 Screw cap for single solenoid valves
- 9 Space required to remove plug
- 10 Space required to remove coil
- 11 Locknut
Tightening torque = 35 in-lbs (4 Nm)
- 12 Mounting pattern to ISO/DIS 4401-3 NFPA T3.5. MR1, and ANSI B 93.7 D 03
Subplates: G 341/12 (SAE-8), G 342/12 (SAE-8), G 502/12 (SAE-8)
to data sheet RA 45 052
Valve mounting bolts
10-24 UNC x 2" (M5 x 50)
Tightening torque = 6.5 ft-lbs (8.9 Nm), must be ordered separately.
- 13 Hole for locating pin, \varnothing 0.23 in (3 mm)
- 14 Conduit box variation, model "DA" or "DAL"

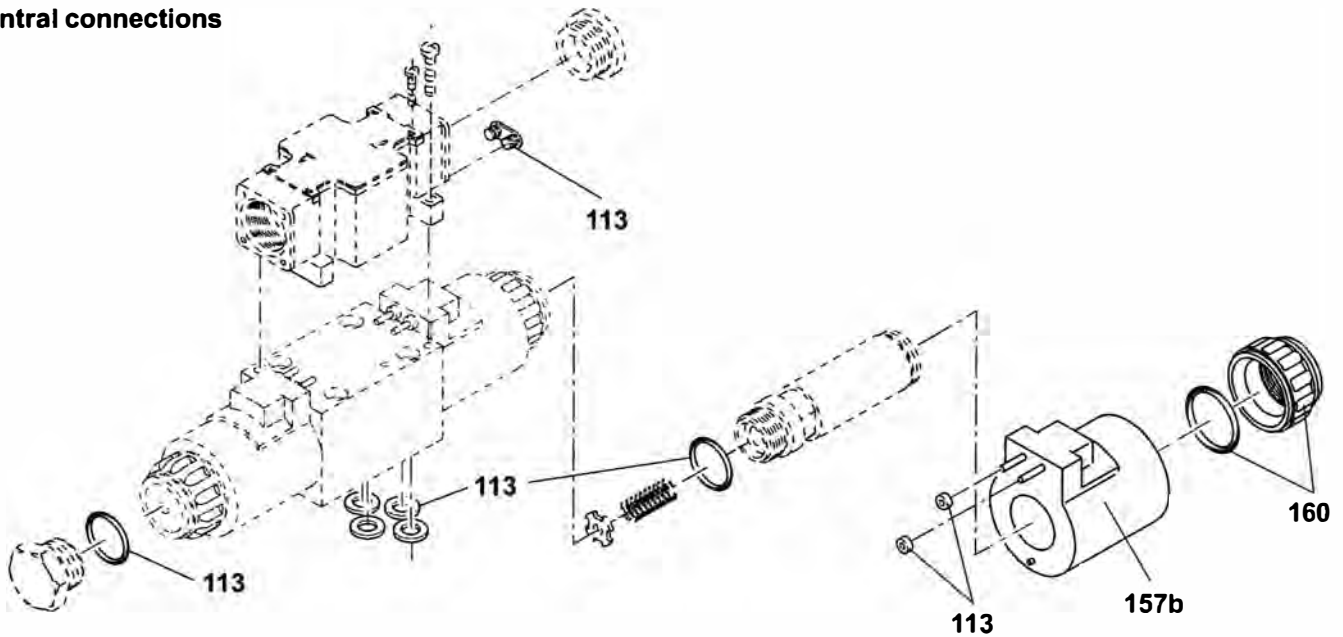


Ordering code, available spare parts and seals

Individual connections



Central connections



Spare parts – Solenoid

Item	Description	DC Voltage		AC Voltage	
		Voltage	Order No.	Voltage	Order No.
157a	Coil for individual connection	12 V	RR00 021388	110 V, 50/60 Hz	RR00 020175
		24V	RR00 021389	230 V, 50/60 Hz	RR00 020176
157b	Coil for central connection	12 V	RR00 021462	110 V, 50/60 Hz	RR00 021464
		24V	RR00 021463	230 V, 50/60 Hz	RR00 021465
160	Seal kit – Hand nut for pole tube w/o manual override and pole tube with protected manual override		RR00 068604		RR00 833831
	Seal kit – Hand nut for pole tube with manual override		RR00 068605		RR00 833808

Seal kit – Valve: Plug connector "Z"

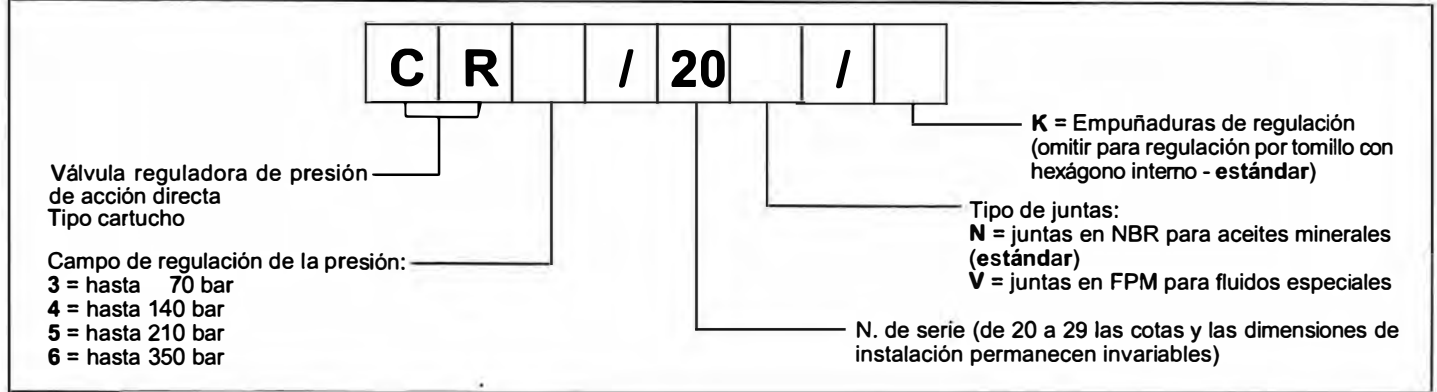
Item	Seal Material	Order number
113	NBR seals	RR00 313162
	FPM seals	RR00 313163

Seal kit – Valve: Conduit box "D"

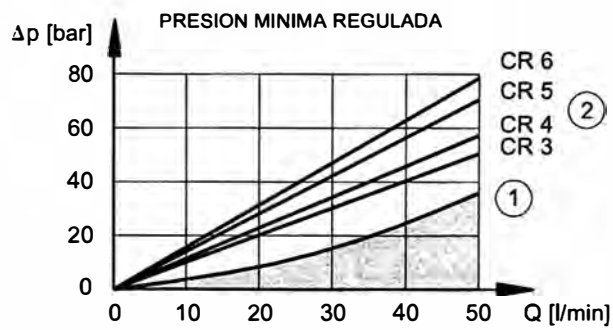
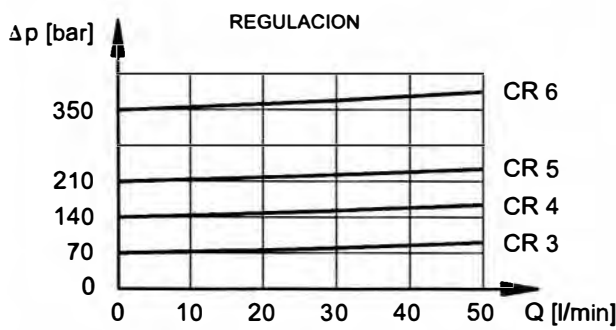
Item	Seal Material	Order number
113	NBR seals	RR00 833687
	FPM seals	RR00 833689

Mannesmann Rexroth Corporation
 Rexroth Hydraulics Div., Industrial, 2315 City Line Road, Bethlehem, PA 18017-2131 Tel. (610) 694-8300 Fax: (610) 694-8467
 Rexroth Hydraulics Div., Mobile, 1700 Old Mansfield Road, Wooster, OH 44691-0394 Tel. (330) 263-3400 Fax: (330) 263-3333

1 - CODIGO DE IDENTIFICACION



2 - CURVAS CARACTERISTICAS (valores obtenidos con viscosidad 36 cSt a 50°C)



- ① pérdidas de carga P-T con tornillo de regulación completamente desenroscado
- ② pérdidas de carga P-T con tornillo tarado a comienzo regulación (presión mínima regulada)

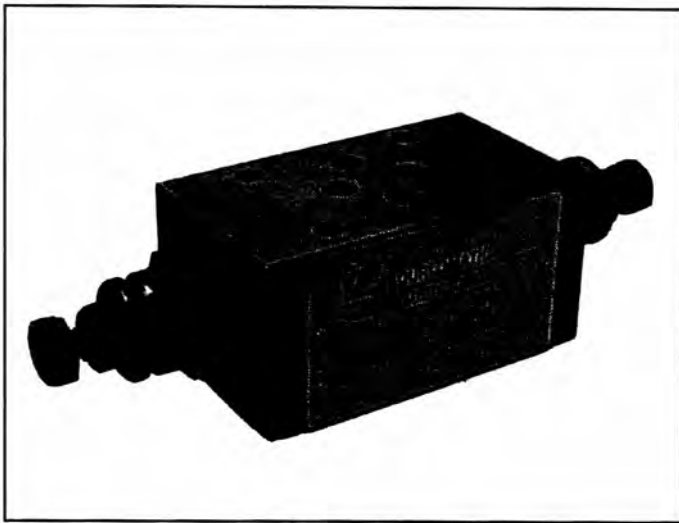
3 - FLUIDOS HIDRAULICOS

Usar fluidos hidráulicos a base de aceite mineral con agentes antiespuma y antioxidación como aditivos. Para otros tipos de fluidos (agua glicol, ésteres fosfóricos y otros) consultar a nuestra Oficina Técnica.

4 - MEDIDAS Y DIMENSIONES PARA LA INSTALACION

dimensiones en mm

1	OR tipo 2056
2	Parbak tipo 8-015
3	OR tipo 3062
4	Hexágono: llave 22 Par de ajuste 45 ÷ 50 Nm
5	Tuerca de bloqueo: llave 19
6	Tornillo de regulación con hexágono interno: llave 6 (estándar) Rotación horaria para aumentar la presión
7	Carrera máxima de regulación
8	Empuñadura de regulación: K
9	Abrazadera de bloqueo



MERS

VALVULA REGULADORA DE CAUDAL DE ESTRANGULAMIENTO SIMPLE

SERIE 50

TIPO MODULAR

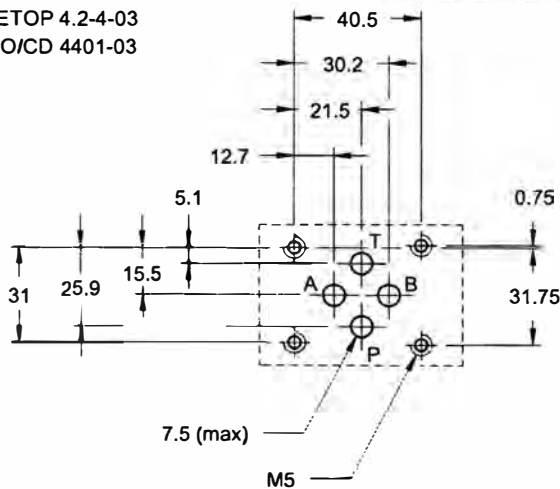
CETOP 03

p max 350 bar

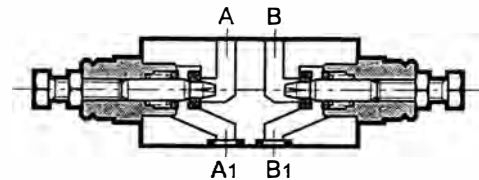
Q max (ver tabla de prestaciones)

PLANO DE ASIENTO

CETOP 4.2-4-03
ISO/CD 4401-03



PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO



- Válvula reguladora de caudal, no compensada con válvula antirretorno para flujo libre en sentido inverso; se fabrica en la versión modular, con superficie de conexión según normas CETOP e ISO.
- Puede ser instalada rápidamente bajo todas las válvulas CETOP 03, sin el empleo de tuberías, utilizando tirantes o tornillos y formando así grupos modulares compactos.
- Normalmente se suministra con tornillo de regulación de cabeza hexagonal.

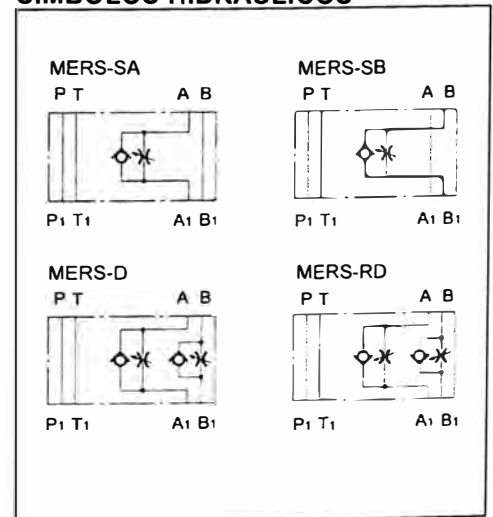
VERSIONES (ver tabla símbolos hidráulicos)

- Versión "SA": a utilizar en los casos en que se desee controlar el caudal en la salida del accionador en la vía A.
- Versión "SB": a utilizar en los casos en que se desee controlar el caudal en la salida del accionador en la vía B.
- Versión "D": controla de modo independiente el caudal de salida de las dos cámaras del accionador.
- Versión "-RD": controla de modo independiente el caudal de entrada de las dos cámaras del accionador.
- Todas las versiones cuentan con una válvula antirretorno interna que permite el flujo libre en sentido inverso (presión de apertura 0,5 bar).

PRESTACIONES (medidas con aceite mineral de viscosidad 36 cSt a 50°C)

Presión máxima de uso	bar	350
Presión de apertura válvula antirretorno	bar	0,5
Caudal máximo en los conductos controlados	l/min	50
Caudal máximo en los conductos libres	l/min	75
Caudal mínimo controlado con (p 10 bar	l/min	≤ 0,060
Campo temperatura ambiente	°C	-20 + +50
Campo temperatura fluido	°C	-20 + +70
Campo viscosidad fluido	cSt	2,8 + 380
Filtrado aconsejado	µm absolutos	≤ 25
Viscosidad recomendada	cSt	25
Peso:	kg	1,3

SIMBOLOS HIDRAULICOS





1 - CODIGO DE IDENTIFICACION

M	E	R	S	-	/	/	50	/	
---	---	---	---	---	---	---	----	---	--

Medida nominal CETOP 03
Tipo modular

Válvula reguladora de caudal, de estrangulamiento simple, con válvula antirretorno para flujo libre en sentido inverso.

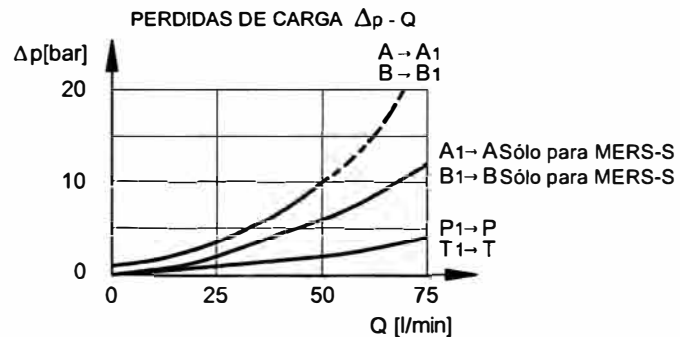
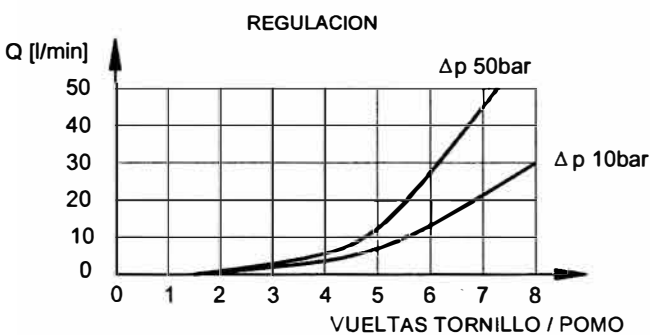
Versiones: **SA** = control de salida en la vía A
SB = control de salida en la vía B
D = control de salida en las vías A y B
RD = control de entrada en las vías A y B

Tipo de juntas: omitir para aceites minerales
V = vitón para fluidos especiales

N. de serie (entre 50 y 59 las dimensiones y el espacio para instalación permanecen invariables)

M = pomo de regulación SICBLOC (omitir para regulación con tornillo de cabeza hexagonal)

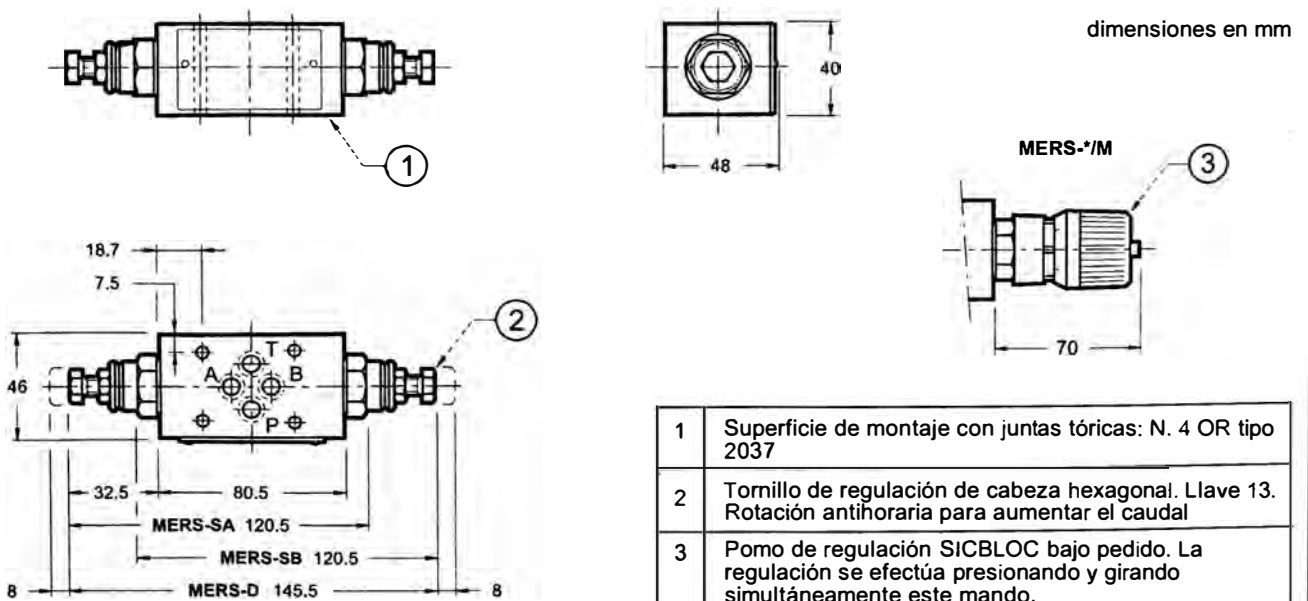
2 - CURVAS CARACTERISTICAS (valores obtenidos con viscosidad 36 cSt a 50°C)

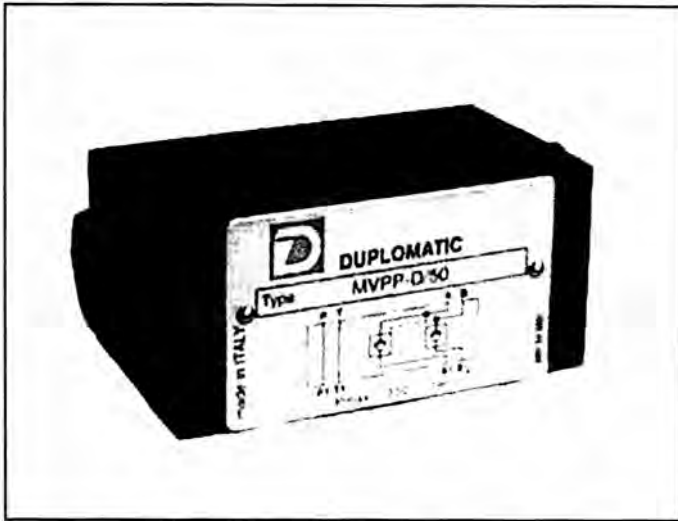


3 - FLUIDOS HIDRAULICOS

Usar fluidos hidráulicos a base de aceite mineral con agentes antiespuma y antioxidación como aditivos. Para otros tipos de fluidos (agua glicol, ésteres fosfóricos y otros) consultar a nuestra Oficina Técnica.

4 - DIMENSIONES Y ESPACIO PARA INSTALACION





MVPP

VALVULA ANTIRRETORNO HIDROPILOTADA SERIE 50

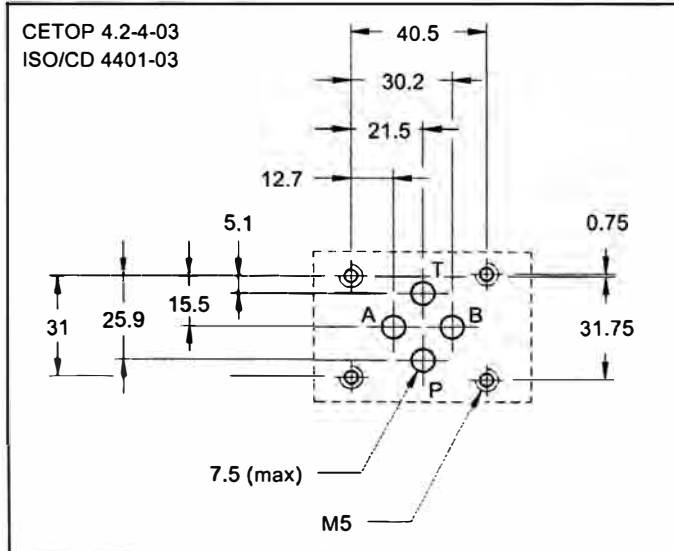
TIPO MODULAR

CETOP 03

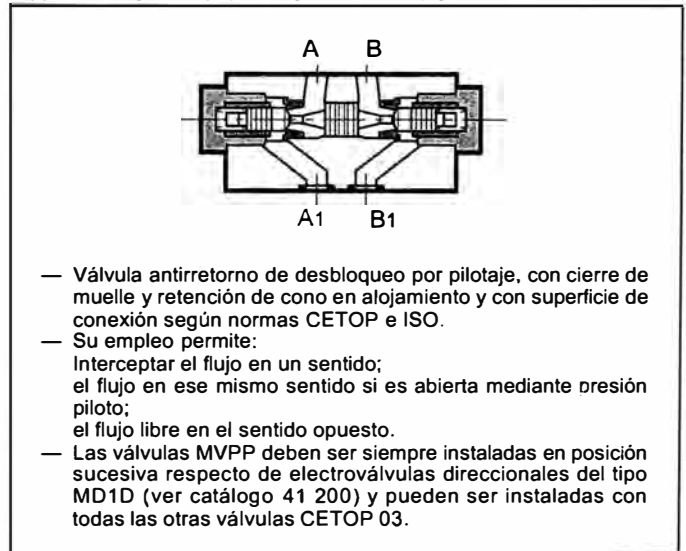
p max 350 bar

Q max (ver tabla de prestaciones)

PLANO DE ASIENTO



PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO



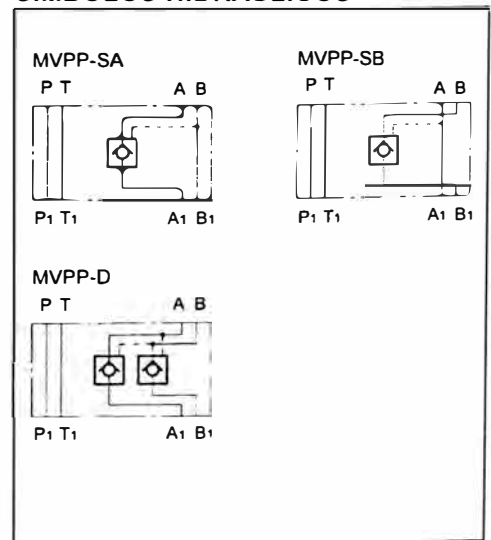
VERSIONES (ver tabla símbolos hidráulicos)

- Versiones "SA" - "SB": son utilizadas para bloquear la posición del accionador en un sólo sentido
- Versión "D": es utilizada para bloquear la posición del accionador en los dos sentidos

PRESTACIONES (medidas con aceite mineral de viscosidad 36 cSt a 50°C)

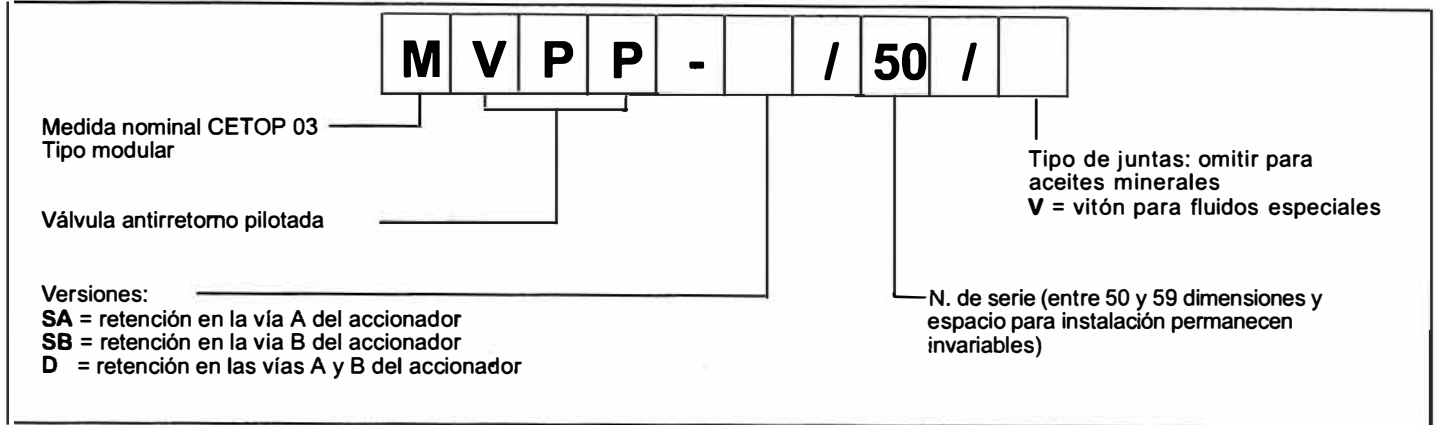
Presión máxima de uso	bar	350
Caudal máximo en los conductos controlados	l/min	50
Caudal máximo en los conductos libres	l/min	75
Relación entre la presión de las cámaras en retención y la presión de pilotaje		3,4 : 1
Presión de apertura válvula antirretorno	bar	3
Campo temperatura ambiente	°C	-20 ÷ +50
Campo temperatura fluido	°C	-20 ÷ +70
Campo viscosidad fluido	cSt	2,8 ÷ 380
Filtrado aconsejado	µm absolutos	≤ 25
Viscosidad recomendada	cSt	25
Peso:	kg	1,3

SIMBOLOS HIDRAULICOS

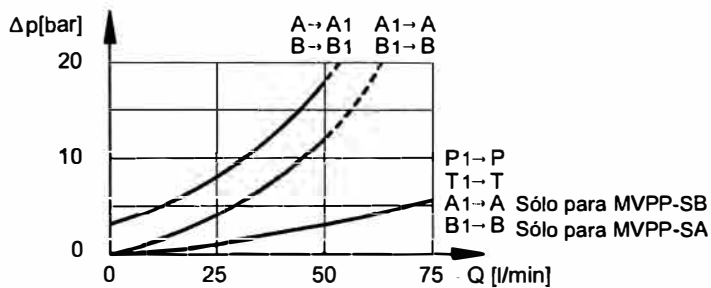




1 - CODIGO DE IDENTIFICACION



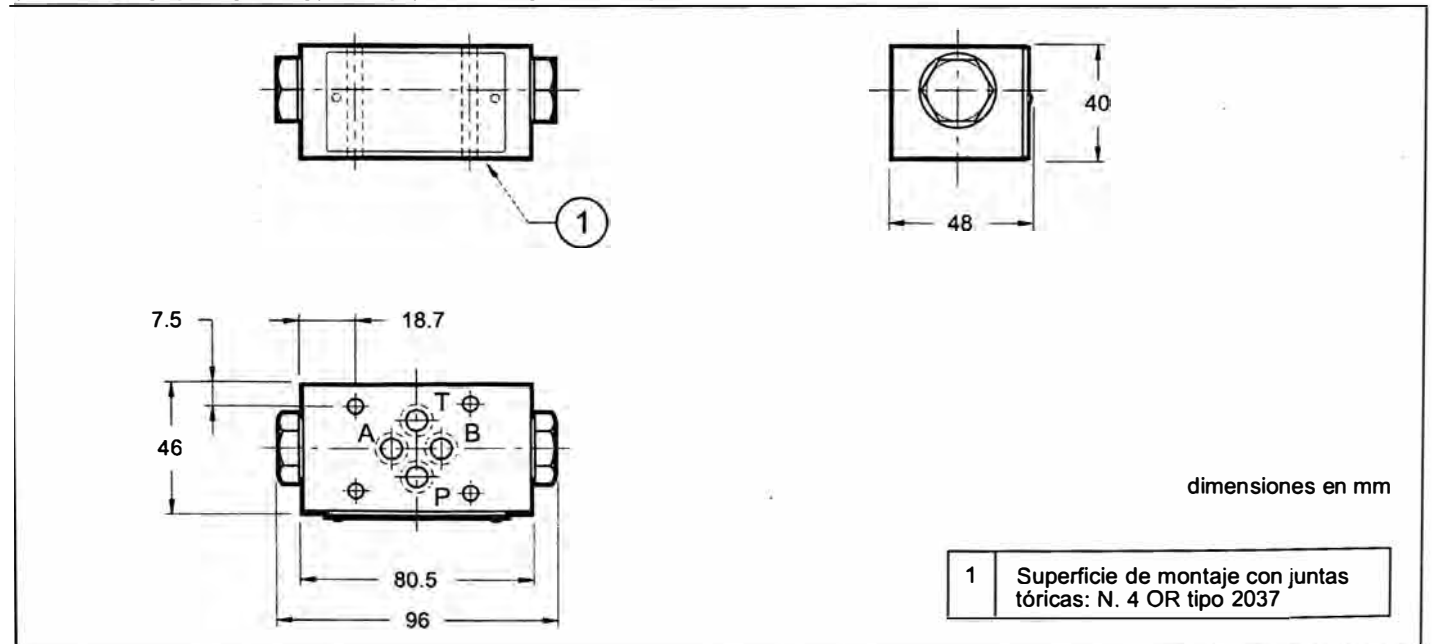
2 - CURVAS CARACTERISTICAS (valores obtenidos con viscosidad 36 cSt a 50°C)



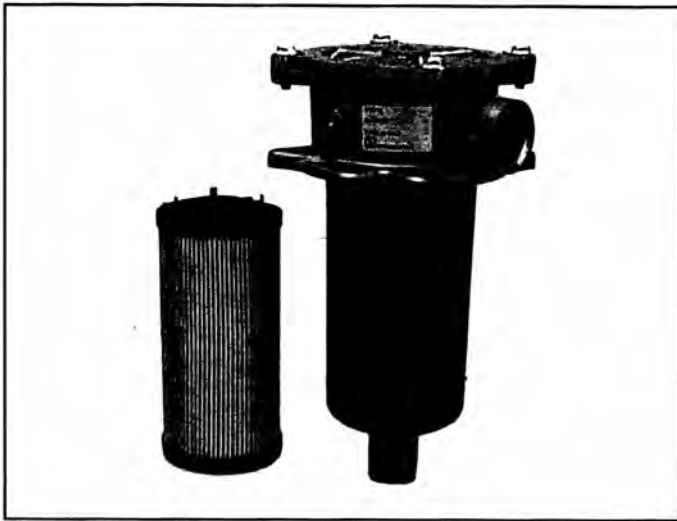
3 - FLUIDOS HIDRAULICOS

Usar fluidos hidráulicos a base de aceite mineral con agentes antiespuma y antioxidación como aditivos. Para otros tipos de fluidos (agua glicol, ésteres fosfóricos y otros) consultar a nuestra Oficina Técnica.

4 - DIMENSIONES Y ESPACIO PARA INSTALACION



DIPLOMATIC OLEODINAMICA SpA
 20025 LEGNANO (MI) - P.le Bozzi, 1 / Via Edison
 Tel. 0331/472111-472236 - Fax 0331/548328



FRT

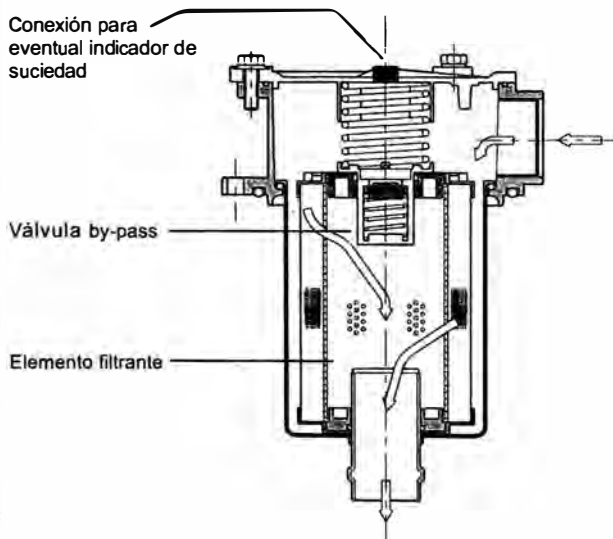
FILTRO EN EL RETORNO PARA MONTAJE CON BRIDA SOBRE EL DEPOSITO

SERIE 10

p max 3 bar

Q max (ver tabla de características técnicas)

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO



Conexión para eventual indicador de suciedad

Válvula by-pass

Elemento filtrante

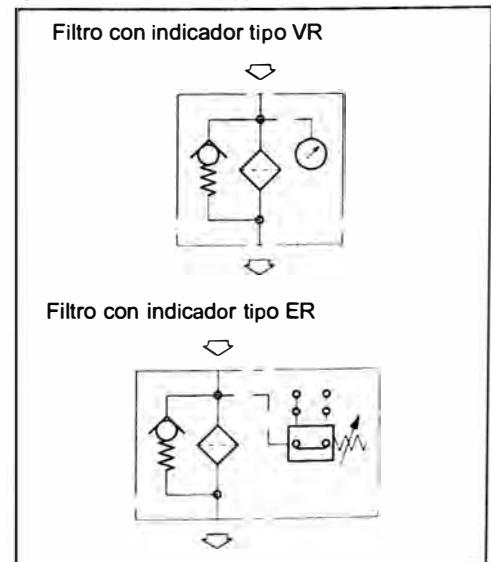
- Los filtros FRT están predispuestos para montaje con brida sobre la tapa del depósito; la entrada con rosca BSP para la conexión está integrada en el cabezal del filtro y consecuentemente tiene un acceso muy fácil.
- La tapa de inspección, fijada con 3 ó 4 tornillos, permite un fácil acceso para el mantenimiento; el elemento filtrante está dotado de una manilla que facilita la extracción juntamente con el contenedor: de esta manera, cuando se sustituye el elemento filtrante, se puede efectuar una completa limpieza de la suciedad acumulada en el contenedor.
- El elemento filtrante está realizado con material muy eficiente en cuanto a filtración y con gran capacidad de acumulación de porquería, existiendo 3 grados de filtración:
 F10 = 10 m absolutos ($\beta_{10} > 100$) - NAS 1638 clase 7
 F25 = 25 m absolutos ($\beta_{25} > 100$) - NAS 1638 clase 8
 P10 = 10 m nominales ($\beta_{10} > 2$) - NAS 1638 clase 10.
- Los filtros FRT se suministran de serie con válvula by-pass.
- Todos los filtros FRT están predispuestos para el indicador de suciedad visual o eléctrico que hay que pedir separadamente (ver párrafo 5).

CARACTERISTICAS TECNICAS

Referencia filtro	Medidas conexiones BSP	Peso [kg]	Caudal nominal (aprox.) [l/min]		
			F10	F25	P10
FRT-TB012	1/2"	0,45	18	25	30
FRT-TB034	3/4"	0,80	50	70	85
FRT-TB100	1"	1,1	65	110	130
FRT-TB114	1 1/4"	2,1	150	190	210
FRT-TB112	1 1/2"	3,1	160	250	290
FRT-TB200	2"	4,1	280	400	430

NOTA 1: Los caudales indicados en la hoja de características, corresponden a una pérdida de carga de 0,5 bar, efectuados con aceite mineral con viscosidad 36 cSt a 50°C. Para otras condiciones de viscosidad, ver NOTA 2 - párrafo 2.2.

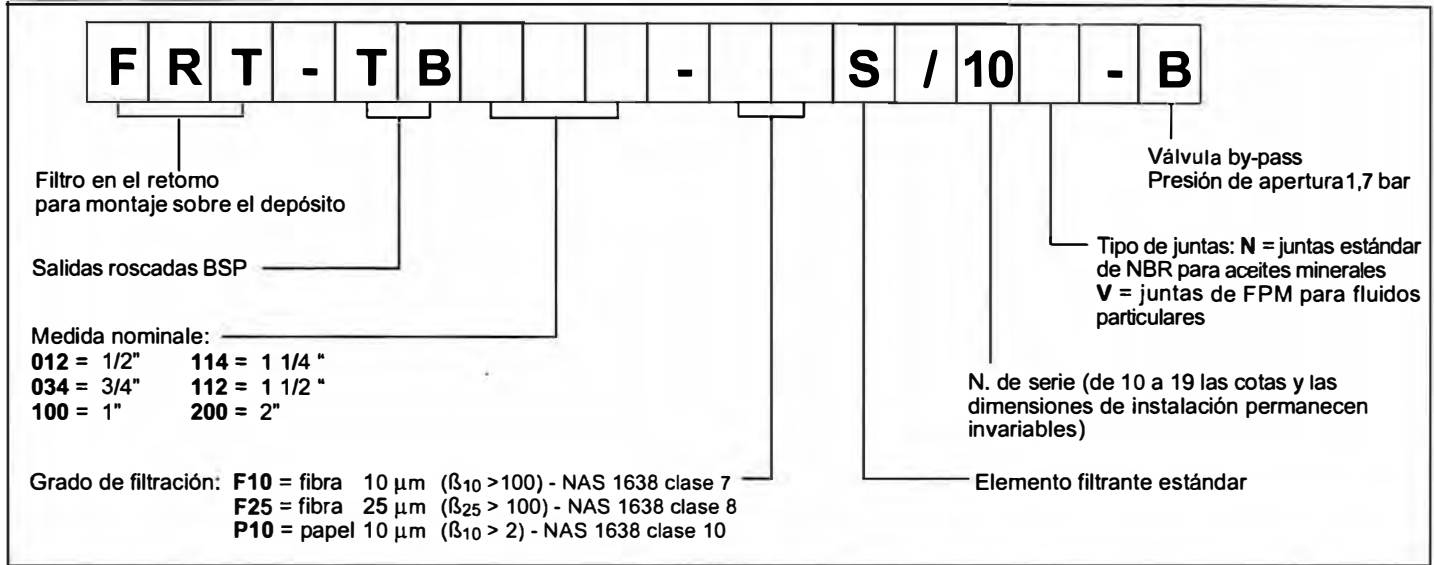
SIMBOLO HIDRAULICO



Presión máxima	bar	3
Presión diferencial de colapso del elemento filtrante	bar	3
Presión diferencial de apertura de la válvula by-pass (+/- 10 %)	bar	1,7
Campo temperatura ambiente	°C	-25 ÷ +50
Campo temperatura fluido	°C	-25 ÷ +110
Campo viscosidad fluido	cSt	2,8 ÷ 380

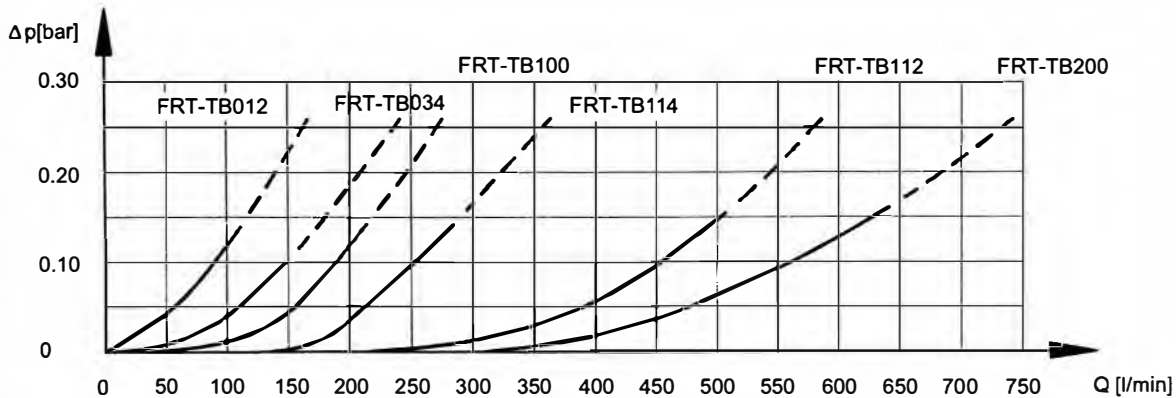


1 - CODICE DI IDENTIFICAZIONE

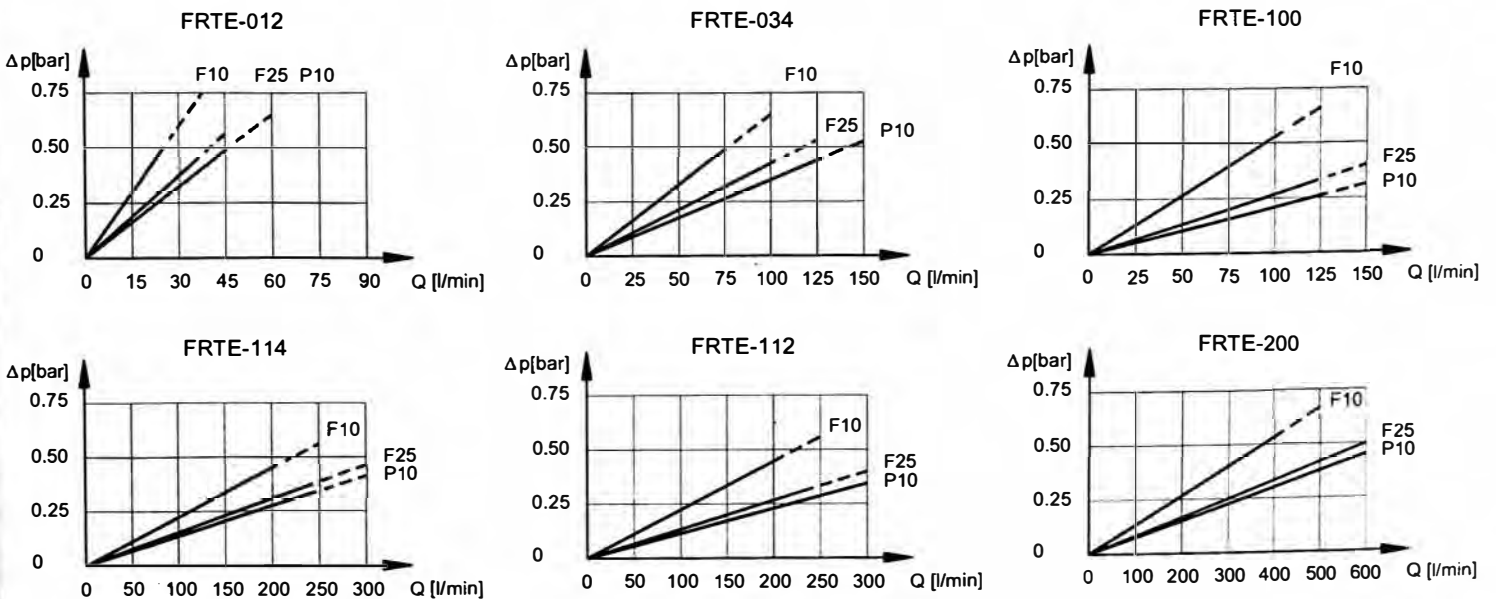


2 - CURVAS CARACTERISTICAS (valores obtenidos con viscosidad 36 cSt a 50°C)

2.1 - Perdidas de carga a través del cuerpo del filtro



2.2 - Perdidas de carga a través del elemento filtrante FRTE





NOTA 2 : El tamaño del filtro debe ser dimensionado de manera que al caudal nominal le corresponda una pérdida de carga inferior 0,5 bar.

La pérdida de carga total a través del filtro se obtiene en sumando los valores de pérdida de carga del cuerpo y del elemento filtrante.

Para fluidos que a la temperatura de funcionamiento tienen una viscosidad diferente a 36 cSt, la pérdida de carga efectiva tiene que ser corregida en función de la siguiente relación:

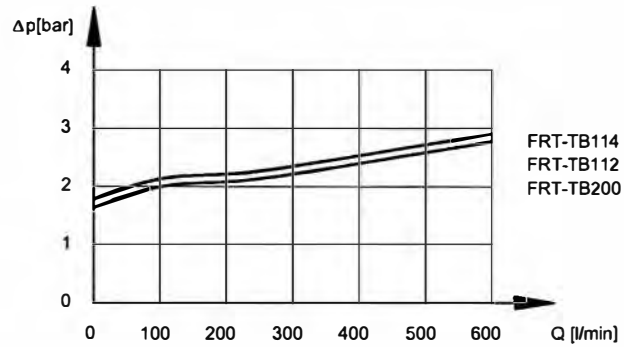
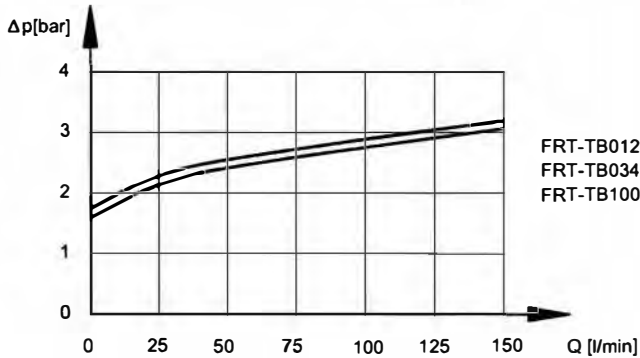
$$\Delta p_{\text{total}} = \Delta p_{\text{cuerpo}} + (\Delta p_{\text{efectivo elemento filtrante}} \times \text{viscosidad efectiva (cSt)} / 36)$$

$$\Delta p_{\text{efectivo elemento filtrante}} = \text{valor obtenido del diagrama del párrafo 2.2}$$

Esta relación es válida para viscosidad hasta un máximo de 200cSt.

Para utilización con viscosidades superiores consultar con nuestra Oficina Técnica.

2.3 - Pérdidas de carga a través de la válvula by-pass



3 - FLUIDOS HIDRAULICOS

Usar fluidos hidráulicos a base de aceite mineral tipo HL y HLP según ISO 6743/4.

Para otros tipos de fluidos como HFA, HFB, HFC, HFD, consultar a nuestra Oficina Técnica.

4 - MEDIDAS Y DIMENSIONES PARA LA INSTALACION

dimensiones en mm

Referencia filtro	D1	D2	D3	D4	D5	E	H1	H2	H3	H4	H6	R*
FRT-TB012	1/2"	66	24	90	6,5	50	80	25	22	33	9	120
FRT-TB034	3/4"	89	27	115	9	67	147	30	28	47	10	190
FRT-TB100	1"	89	40	115	9	67	223	30	28	47	10	270
FRT-TB114	1 1/4"	126	40	175	9	95	248	30	35	47	13	300
FRT-TB112	1 1/2"	173,5	50	220	10,5	115	178	50	46	61	13	235
FRT-TB200	2"	173,5	63,5	220	10,5	115	285	50	46	61	13	340

R* = espacio para la manipulación del elemento filtrante.

1 Conexión para indicador de suciedad:
1/8" BSP normalmente taponado

FRT - TB012
FRT - TB034
FRT - TB100

FRT - TB114

FRT - TB112
FRT - TB200

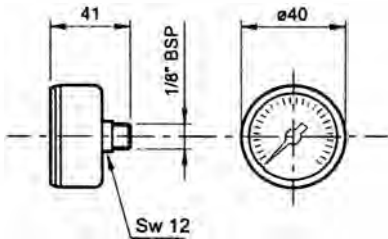


5 - INDICADORES DE SUCIEDAD

Los filtros se suministran siempre predispuestos para los indicadores de suciedad que deben ser pedidos separadamente.

5.1 - Indicador visual para filtros en el retorno

Código de identificación: VR/10



Este tipo de indicador es un manómetro sensible a la presión en la entrada al filtro.

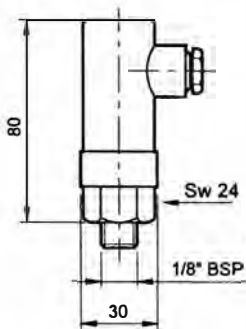
El indicador está predispuesto con escala graduada 0 ÷ 6 bar y con escala de lectura en 2 colores, que dan una indicación sobre el estado de suciedad del elemento filtrante:

VERDE: elemento filtrante eficiente (0 ÷ 1,7 bar)

ROJO: elemento filtrante a sustituir (> 1,7 bar)

5.2 - Indicador eléctrico para filtros en el retorno

Código de identificación: ER/10



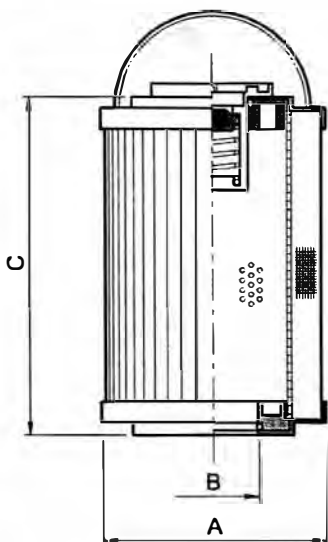
Este tipo de indicador es un presostato sensible a la presión de la entrada del filtro, que interviene modificando el estado de un contactor eléctrico al alcanzar el límite de suciedad del elemento filtrante.

Con el filtro limpio, el contactor está normalmente cerrado.

CARACTERISTICAS TECNICAS

Presión de intervención	bar	1,5
Tensión max de funcionamiento	V	220 50/60 Hz
Carga max en los contactos	resistivo	0,5
	inductivo	0,25
Potencia max conmutable	VA	100
Clase de protección según normas IEC 144		IP65
Agentes atmosféricos		

6 - ELEMENTOS FILTRANTES



CODIGO DE IDENTIFICACION ELEMENTO FILTRANTE

F R T E - - - - - S / 10

Elemento filtrante para filtro FRT

Medida nominal

012 = 1/2"	114 = 1 1/4"
034 = 3/4"	112 = 1 1/2"
100 = 1"	200 = 2"

Grado de filtración: F10 = fibra 10 µm
 F25 = fibra 25 µm
 P10 = papel 10 µm

Elemento filtrante estándar

N = Juntas en NBR para aceites minerales (estándar)
 (V = juntas en FPM para fluidos especiales si pedidas)

N. de serie (de 10 a 19 las cotas y las dimensiones de instalación permanecen invariables)

Referencia elemento filtrante	ØA	ØB	C	Superficie filtrante media [cm ²]	
				P10	F12/F25
FRTE - 012	52	24	70	310	380
FRTE - 034	70	28	130	1000	1600
FRTE - 100	70	40	210	1660	2670
FRTE - 114	99	40	211	3800	4280
FRTE - 112	130	51	140	4140	4360
FRTE - 200	130	63	251	7930	8350



DIPLOMATIC
OLEODINAMICA

DIPLOMATIC OLEODINAMICA SpA

20025 LEGNANO (MI) - P.le Bozzi, 1 / Via Edison
Tel. 0331/472111-472236 - Fax 0331/548328

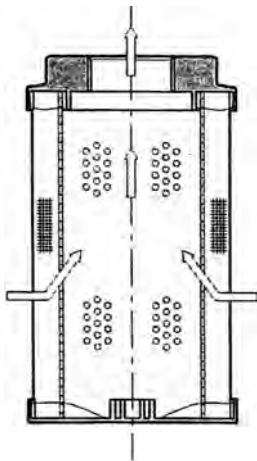


FSI

FILTRO DE ASPIRACION PARA MONTAJE SUMERGIDO SERIE 10

Q max (ver tabla de características técnicas)

PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO



- Los filtros FSI son elementos filtrantes predispuestos para actuar completamente sumergidos en el depósito, montados directamente en el conducto de aspiración de la bomba.
- Tienen la función de proteger la bomba de la contaminación (vasta) eventualmente presente en el interior del depósito.
- El elemento filtrante está construido con una red metálica con un grado de filtración de 90 m, que garantiza una buena protección de la bomba sin perjudicar la correcta alimentación.
- Los filtros se fabrican con agujero roscado BSP, en las dimensiones de 3/8" hasta 3" y se suministran con racor en codo que permite el amarre mediante una llave del elemento filtrante al racor de aspiración de la bomba.

CARACTERISTICAS TECNICAS

Referencia filtro	Medidas conexiones BSP	Caudal nominal [l/min] (nota 1)	Grado de filtración nominal [µm]
FSI-TB038	3/8"	9	90
FSI-TB012	1/2"	14	
FSI-TB034	3/4"	25	
FSI-TB100	1"	45	
FSI-TB114	1 1/4"	75	
FSI-TB112	1 1/2"	100	
FSI-TB200	2"	160	
FSI-TB212	2 1/2"	250	
FSI-TB300	3"	350	

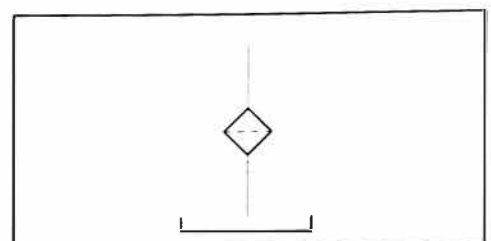
Nota 1: Los caudales indicados en la hoja de características, corresponden a una pérdida de carga de 0,02 bar, efectuados con aceite mineral con viscosidad 36 cSt a 50°C.

Para fluidos que a la temperatura de funcionamiento tienen una viscosidad diferente a 36 sCt, la pérdida de carga efectiva tiene que ser corregida en función de la siguiente relación:

$$\Delta p \text{ efectiva} = 0,02 \cdot \frac{Q \text{ efectiva}}{Q \text{ tabla}} \cdot \frac{\text{viscosidad efectiva (cSt)}}{36}$$

El tamaño del filtro debe ser dimensionado de manera que al caudal nominal le corresponda una pérdida de carga inferior 0,02 bar.

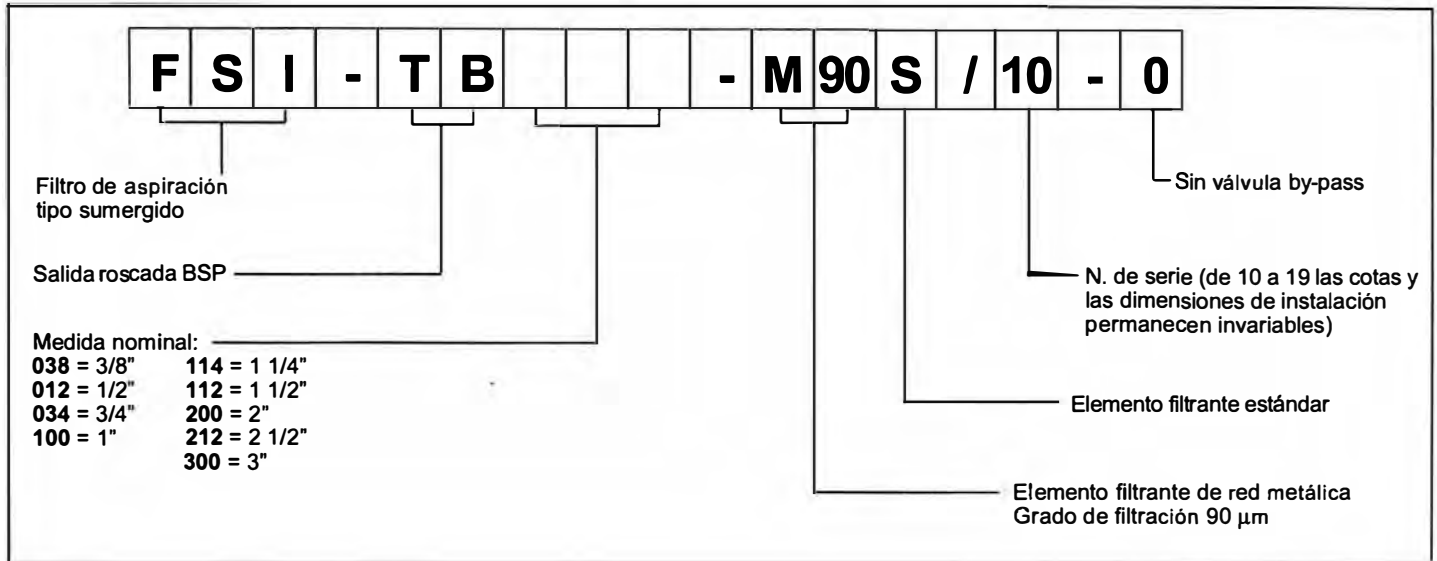
SIMBOLO HIDRAULICO



Presión diferencial de colapso del elemento filtrante	bar	1,0
Campo temperatura ambiente	°C	-25 ÷ +50
Campo temperatura fluido	°C	-25 ÷ +110
Campo viscosidad fluido	cSt	2,8 ÷ 380



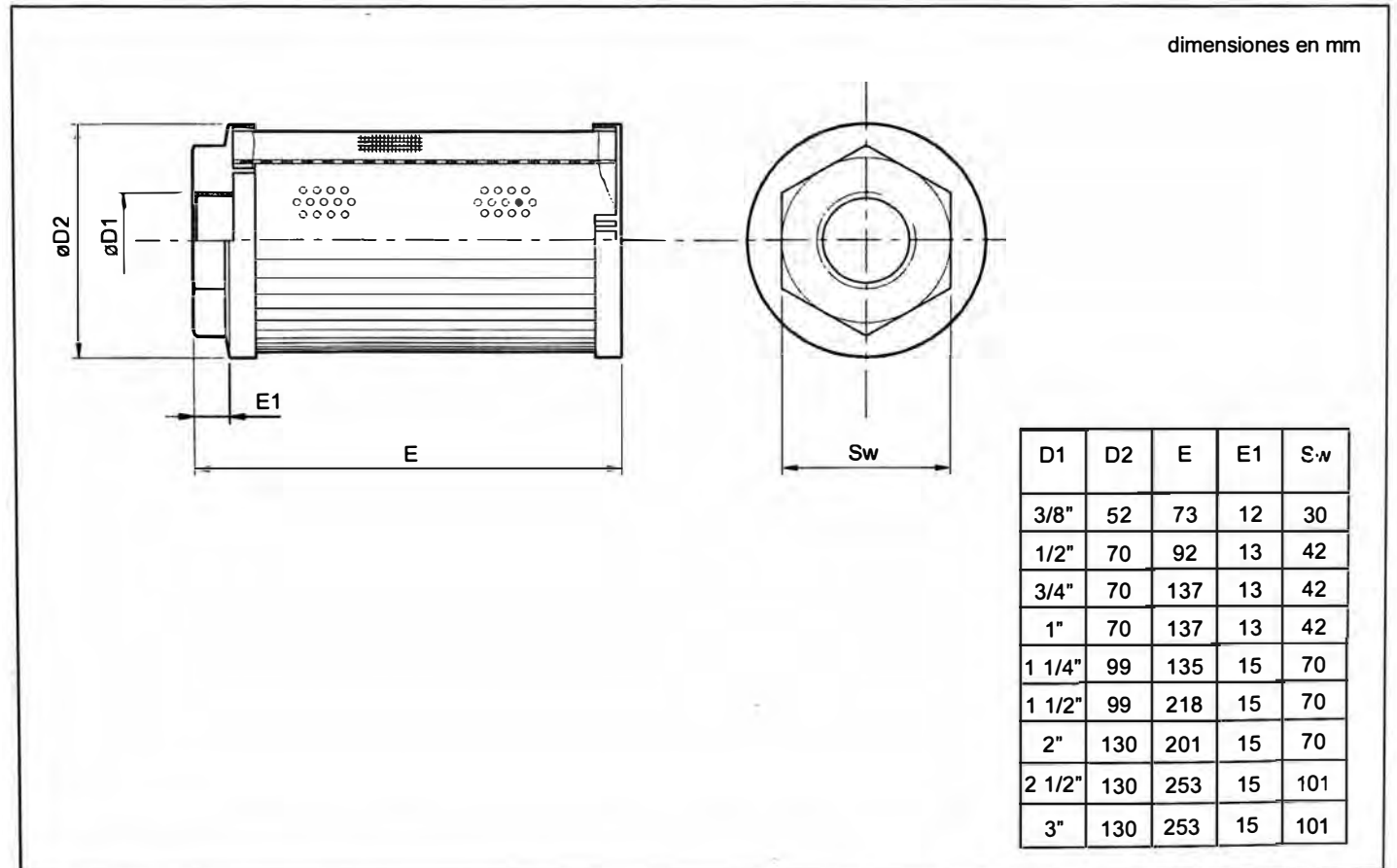
1 - CODIGO DE IDENTIFICACION



2 - FLUIDOS HIDRAULICOS

Usar fluidos hidráulicos a base de aceite mineral tipo HL y HLP según ISO 6743/4.
Para otros tipos de fluidos como HFA, HFB, HFC, HFD, consultar a nuestra Oficina Técnica.

3 - MEDIDAS Y DIMENSIONES PARA LA INSTALACION



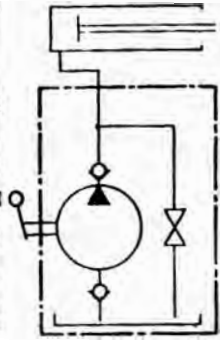
DIPLOMATIC OLEODINAMICA SpA
20025 LEGNANO (MI) - P.le Bozzi, 1 / Via Edison
Tel. 0331/472111-472236 - Fax 0331/548328

CILINDROS Y CROMADOS, S. A.

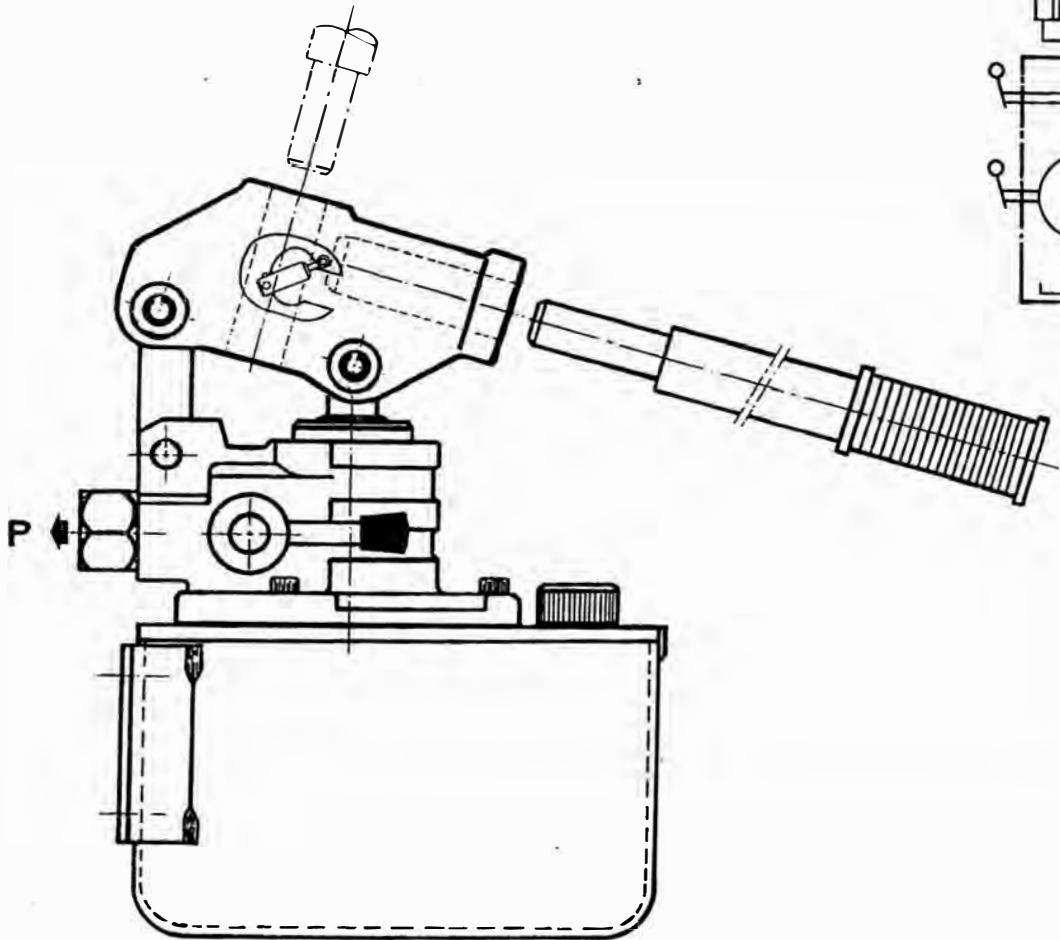
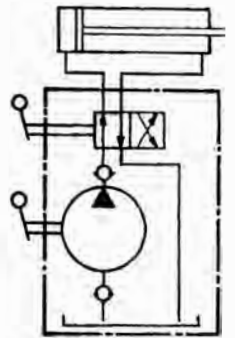
Titanio, 5-7 (Pol. San Cristóbal) - Tel. 34-902-15 30 45 - Fax 34-983-30 18 42 - 47012 VALLADOLID (España)
http:www.cicrosa.com - E-mail: ventas@cicrosa.com

BOMBAS HIDRAULICAS MANUALES

SIMPLE EFECTO



DOBLE EFECTO



CARACTERISTICAS TECNICAS

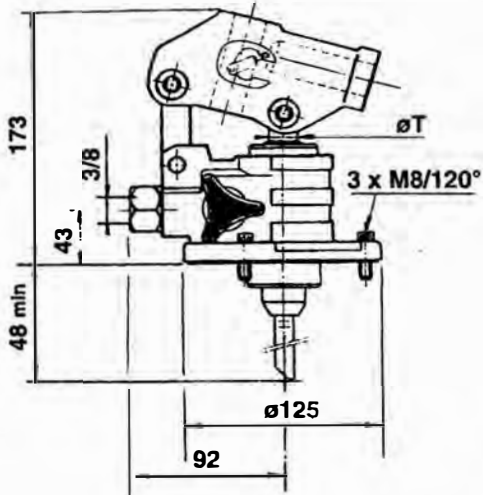
- Cuerpo de aleación ligera de alta resistencia.
- Pistón cromado.
- Cabeza guía en acero tratado (Nitrurado).
- Estanqueidad reforzada: Sólida junta de poliuretano + junta limpiadora.
- Tanque de acero pintado y con placa de fijación
Orientación por sectores de 60º de la bomba, respecto al tanque.
- MANIOBRA:
 - Palanca horizontal = Presión máxima.
 - Palanca vertical = 1/2 presión máxima.

Nota: Con cada bomba se entrega manual de instrucciones.

CILINDROS Y CROMADOS, S. A

Titania, 5-7 (Pol. San Cristóbal) - Tel. 34-902-15 30 45 - Fax 34-983-30 18 42 - 47012 VALLADOLID (Españ
<http://www.cicrosa.com> - E-mail: ventas@cicrosa.com

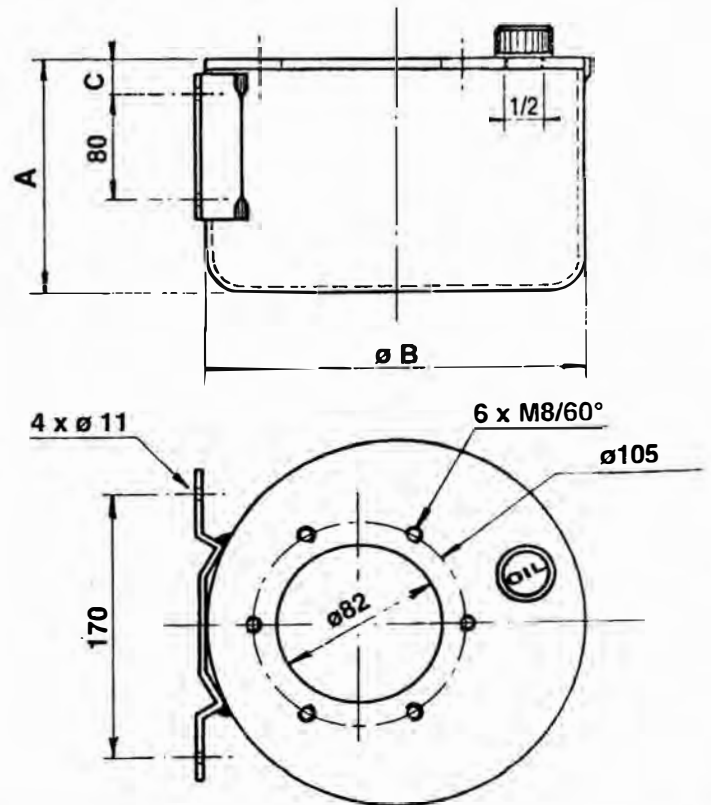
BOMBAS HIDRAULICAS MANUALES



REFERENCIA	Ø T	SIMPLE EFECTO	DOBLE EFECTO	TELES COPICA	Presión máxima (bar)	Vol. (lcm³)	Peso (Kg.)
P12/SE	12	●			220	7	2,8
P16/SE	16	●			180	12	2,8
P20/SE	20	●			140	18	2,8
P1230/SE	12/30	●		●	220/35	4/20	2,8
P16/DE	16		●		180	12	2,9
P20/DE	20		●		140	18	2,9

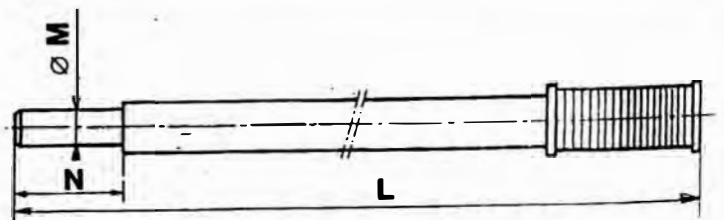
DEPOSITO

REFERENCIA				Vol. (litr.)	Peso (Kg.)
	A	B	C		
RP/2	106	185	26	2,5	3
RP/4	174	185	30	4	3
RP/6	174	225	30	6	4
RP/8	229	225	30	8	4,5



PALANCA

REFERENCIA				Peso (Kg.)
	L	M	N	
LEV/PM	555	20	55	1



8.0 SISTEMA DE CONTROL HIDRÁULICO

8.1 ALCANCE DEL SUMINISTRO

El alcance del trabajo incluye el diseño, fabricación, prueba en fábrica, transporte, montaje, prueba en el sitio y puesta en servicio de un sistema de control hidráulico para cada una de las siguientes estructuras

8.1.1 Toma Tarma

El sistema hidráulico de la Toma Tarma esta conformado por :

Dos (2) bombas accionadas con motor eléctrico para operar compuertas deslizantes indicadas y una bomba de operación manual.

Un (1) deposito de aceite con una capacidad igual a 1.5 veces con respecto a la capacidad requerida para vaciar todos los cilindros y tuberías del sistema.

Todas las tuberías, filtros, aditamentos, arrancadores de motor, válvulas de control, instrumentos de medida y accesorios requeridos para garantizar una instalación completa y operable bajo las condiciones indicadas en estas especificaciones.

8.1.2 Toma Yanango

En la Toma de Yanango se requiere el siguiente equipo para el sistema de control hidráulico

Dos (2) bombas accionadas con motor eléctrico, para operar las compuertas deslizantes de purga y una bomba de operación manual.

Un (1) deposito de aceite con capacidad igual a 1.5 veces la capacidad del cilindro y la tubería del sistema.

Todas las tuberías filtro, válvula de control y accesorios requeridos para garantizar una instalación completa.

8.2 INFORMACION TECNICA

El Contratista deberá proporcionar todos los datos necesarios en relación a las presiones del aceite para las operaciones de condición normal y rápida de las compuertas, la capacidad requerida de cada bomba y en general de toda la información que pueda requerirse a criterio de la Supervisión.

La máxima presión de aceite para la operación no deberá exceder los 100 bar, en tanto que la presión de prueba será 1.5 veces la presión del diseño.

Todas las válvulas de 4 vías que se instalarán en los cilindros hidráulicos para la operación local, tendrán palancas de accionamiento manual.

Las válvulas deberán ser de construcción maciza, utilizando materiales resistentes a la corrosión, y su diseño deberá garantizar una operación segura.

8.3 REQUERIMIENTOS TECNICOS

8.3.1 Sistema Hidráulico

Se suministrara el sistema hidráulico completo necesario para proveer una instalación completa y operable, de acuerdo a lo establecido en estas especificaciones.

Los componentes principales del sistema deberá incluir lo siguiente, pero no estará limitado a ello :

a) Unidad de Bombeo

Se proveerá una unidad de bombeo de aceite de engranajes, encerrada en un compartimiento hermético y accionada directamente por motores eléctricos, y todas las válvulas, tuberías, arrancadores de motor, controles etc. Las bombas y motores deberán estar instalados sobre el deposito de aceite.

Las bombas deberán tener capacidad para descargar aceite a una presión suficiente que permita desplazar los pistones de los cilindros hidráulicos a la velocidad especificada para levantar las compuertas. La bomba de aceite deberá poder descargar una presión 150 por ciento mayor que la nominal.

b) Deposito de aceite

El sistema contará con un deposito fabricado en acero altamente resistente con una capacidad de almacenamiento de 150 % del volumen de aceite requerido por todos los cilindros y sistema de tubería.

Se proveerá pernos de anclaje y todo lo necesario para fijar el deposito al concreto. El tanque deberá contar con una válvula para drenaje, indicadores de nivel, deflector, placas, orificio para limpieza, filtros y acoplamientos para las líneas de retorno de aceite.

C) Tuberías y Válvulas

Las tuberías de la red principal tendrá un diámetro mínimo de 25 mm, con un 5rango 40 (SCH) para tubería negra, adecuadas para soportar una presión de 1.5 veces la presión de la operación seleccionada.

Las tuberías de unión al pistón hidráulico tendrá un diámetro mínimo de 12.5 mm. Con un rango 40 (SCH 40) .

Para la instalación completa de las tuberías se proveerán todas las abrazaderas, colgadores, soportes de pared, soporte de zanjas y todos los accesorios requeridos.

Todas las válvulas y accesorios deberán ser adecuados para operar con presiones de aceite igual a 1.5 veces la presión nominal seleccionada.

Todas las válvulas de alivio y by pass de sobre presión deberán regularse para que abran a la presión requerida, con la finalidad de garantizar la operación del sistema.

Todos los puntos altos del sistema de tubería se proveerán de llaves de purga que permitan la expulsión de aire.

El Contratista deberá presentar un plano donde se muestre la disposición de las tuberías y accesorios, y deberá someterse a la aprobación de la Supervisión la propuesta para la limpieza de las tuberías durante y después de la instalación.

d) Fluido hidráulicos

El suministro incluirá suficiente aceite para dos procesos de llenado del sistema. El aceite será de tipo mineral, de muy buena calidad y base de parafina, no espumoso y medio pesado, con las siguientes características :

Punto Inflamación	183C min.
Punto combustión	218C min.
Punto congelación	-27C
Viscosidad	315/325 SSU a 23C

8.3.2 Controles e Instalaciones Alámbricas

La unidad hidráulica se proveerá con todos los controles eléctricos y mecánicos necesarios.

El suministro de energía eléctrica disponible será 440 V, trifásico, 60 ciclos para los motores de la bomba.

Se proveerá también el diagrama del cableado para todas las conexiones eléctricas internas y externas

TABLAS TÉCNICAS

GARANTIAS TÉCNICAS

PROYECTO CENTRAL HIDROELÉCTRICA YANANGO EQUIPO HIDROMECAÁNICO

6 SISTEMA DE CONTROL HIDRÁULICO PARA COMPUERTAS

Nº	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	OFERTADO
1)	Unidad de control hidráulico para accionar las compuertas de la Toma Tarma.		
-	Nº de bombas		
-	Tipo de bomba		
-	Capacidad de la bomba		
-	Presión de la bomba	l/s	
-	Presión máxima	bar	
-	Dimensiones máximas	m	
2)	Unidad de Control Hidráulico para accionar las compuertas de la Toma de Yanango.		
-	Nº de bombas		
-	Tipo de bomba		
-	Capacidad de la bomba	l/s	
-	Presión máxima	bar	
-	Dimensiones máximas	m	