

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO.**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN.**



**DISEÑO MECANICO Y ESTRUCTURAL
DE UNA PRENSA COLOCADORA DE
TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS
SUJETOS A PRESION Y DE ALTA
CAPACIDAD DE ALMACENAJE.**

**TESIS
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :**

JAVIER GALVAN GALVAN.

ASESOR: M.EN I. VICTOR HUGO HERNANDEZ GOMEZ.

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEXICO.

2004.



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES



ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES-CUAUTITLAN



DEPARTAMENTO DE

DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN
P R E S E N T E

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

Diseño mecánico y estructural de una prensa colocadora de
tapas de recipientes cilíndricos sujetos a presión y de
alta capacidad de almacenaje.

que presenta el pasante: Javier Galván Galván
con número de cuenta: 9308684-0 para obtener el título de:
Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 4 de Diciembre de 2003

PRESIDENTE	Ing. Ramón Osorio Galicia	
VOCAL	Ing. Guillermo Santos Olmos	
SECRETARIO	M.I. Víctor Hugo Hernández Gómez	
PRIMER SUPLENTE	MAI. Pedro Guzmán Tinajero	
SEGUNDO SUPLENTE	Ing. Lucía García Luna	

AGRADECIMIENTOS:

Este trabajo de tesis lo hice con mucha dedicación y cautela tratando de presentar un buen trabajo de lo mucho que he aprendido de los profesores, compañeros de aula, compañeros de trabajo, y demás personas que tienen una gran vocación por el trabajo así como el gran respeto que sienten por el avance que tiene que darse día con día en todos los rubros de nuestra sociedad, a ellos: muchas gracias.

Le agradezco al Maestro en Ingeniería Víctor Hugo Hernández Gómez quien me brindo toda la paciencia y el apoyo para lograr este trabajo: gracias.

El mayor agradecimiento que tengo hoy, mañana y siempre es ha nuestra Universidad Nacional Autónoma de México, en especial a todos los que conforman la Facultad de Estudios Superiores de Cuautitlan que ha sido y será educadora y gestora de profesionistas que estaremos siempre agradecidos y trataremos de llevar a lo más alto su nombre : gracias.

DEDICATORIA:

Este trabajo de tesis lo hice con mucho amor pensando siempre en quien me he inspirado, en mi familia.

Se lo dedico con mucho amor y cariño a mis hermanos en quienes veo siempre un logro y una esperanza más de la hermosa familia que han logrado forjar mis padres.

Mis hermanos:

Laura.

Fernando.

Verónica.

En especial se la dedico a quienes me han enseñado los más grandes valores del ser humano el amor, el trabajo, la decencia, la unidad, el respeto y la educación: mis padres Martha y Javier.

A mi padre se la dedica con mucho amor ya que de el he aprendido las primeras letras y números, hasta mis primeros despejes de matemáticas, que fueron las bases que lograron que hoy haya concluido esta hermosa profesión de Ingeniería.

Por eso y por todo me siento el hijo más afortunado por tener a los mejores padres de quien siempre estaré orgulloso y agradecido.

Con mucho amor y cariño a mi esposa Guadalupe que es en quien veo la inspiración para lograr muchos de mis anhelos.

OBJETIVO.

Proponer el diseño mecánico y estructural de una prensa colocadora de tapas de cilindros sujetos a presión y de alta capacidad de almacenaje, para mejorar los métodos de trabajo utilizados actualmente en el proceso de colocación de tapas, así como evitar el traslado del cilindro a otro lugar para su proceso final de soldadura, tomando como base para el diseño todos los elementos obtenidos y adquiridos tanto en la carrera de Ingeniería Mecánica Electricista como en el campo de trabajo.

HIPOTESIS.

La prensa colocadora de tapas será de gran utilidad en el proceso de fabricación de cilindros horizontales sujetos a presión, ya que evitara daños físicos y materiales que actualmente son muy frecuentes en el proceso de la colocación de las tapas, así mismo beneficiara en el ahorro de tiempo y mano de obra en la elaboración de dichos cilindros.

INTRODUCCION.

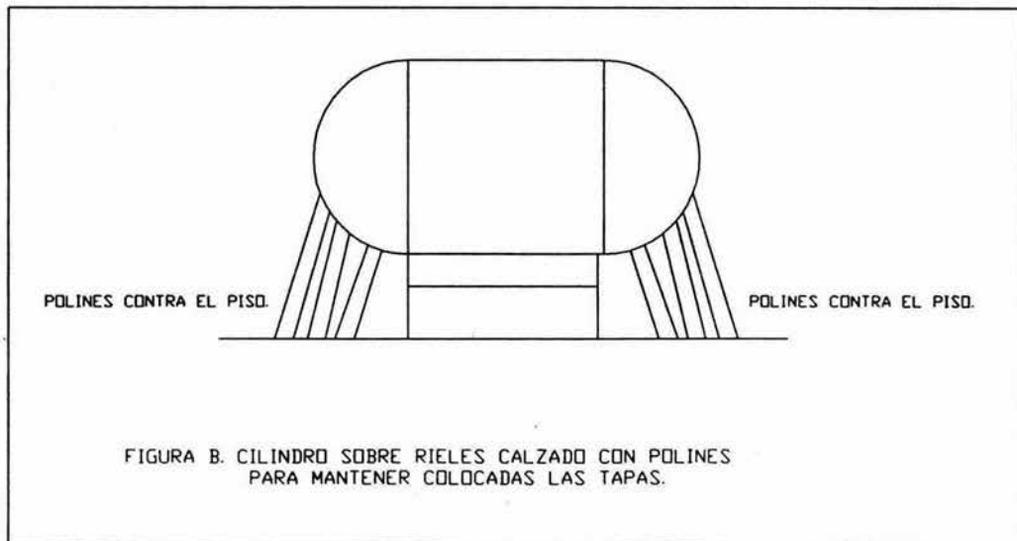
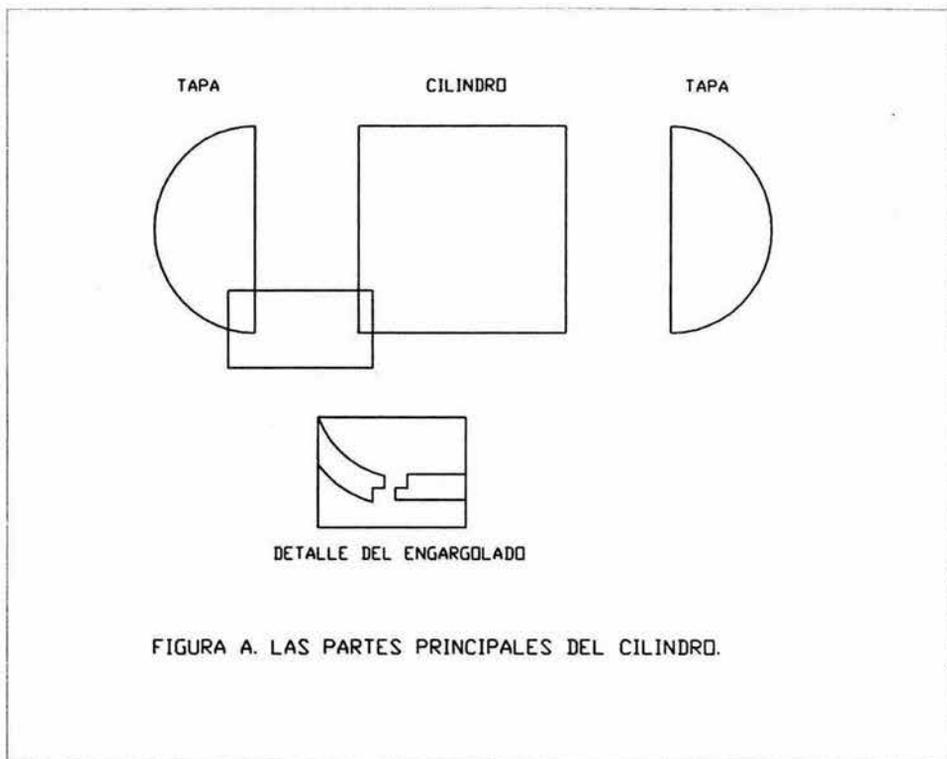
A lo largo de la vida humana, se han descubierto, perfeccionado y creado leyes, modelos y reglas físicas - matemáticas, por grandes personajes de una vocación por la investigación y el estudio del ¿por que? de todo lo que nos rodea, en este mundo. El transcurso de la vida humana ha dado como resultado que hoy el ser humano pueda lograr mejores niveles de vida en todos sus aspectos, realizando grandes proyectos económicos, políticos, sociales, productivos, etc., gracias a que nos apoyamos en hombros de gigantes, como lo han sido los genios y estudiosos .

De esta forma, surge la ingeniería, como la aplicación de todas las ciencias fisicomatemáticas para la invención, perfeccionamiento y utilización en la técnica industrial. Es muy amplia esta aplicación de las ciencias sin embargo en el presente estudio se ha tenido la necesidad y la oportunidad de apoyarse en la ingeniería para desarrollar el diseño de una máquina que ayudara a mejorar el nivel de productividad en la industria metal – mecánica, de construcción de recipientes sujetos a presión.

El manejo de los materiales usados en la industria metal mecánica, en particular, la dedicada a la elaboración de cilindros de alta capacidad de almacenaje implica mucha dificultad debido a las grandes dimensiones y pesos que estos tanques poseen. El proceso de maniobrar con ellos es muy riesgoso e inseguro, es por eso que se requiere de un manejo que ofrezca seguridad a los trabajadores durante todo el proceso de trabajo.

Con base en lo anterior, el trabajo de tesis involucra el diseño de una prensa, que mejorara el proceso en el cual deben de colocarse las tapas del tanque. El tanque se compone de dos partes principales, que son, el cuerpo y las tapas. El cuerpo es un cilindro, con su engargolado, el engargolado es una deformación que se le hace a las partes laterales en la cual las tapas se unirán con el cilindro, esta deformación se puede observar en un recuadro de la figura A, el engargolado es necesario para el acoplo perfecto de las tapas con el cilindro, este cilindro cuando esta listo para la colocación de sus tapas a sido previamente cortado en donde tiene orificios para el sistema de válvulas, manómetros, entradas hombre, etc. . En la figura A también se muestran las dos partes principales antes mencionadas.

Actualmente en el proceso de la colocación de tapas, se coloca el cilindro sobre dos rieles a una altura adecuada para el mejor manejo de las tapas, cuando ha sido colocado el cilindro sobre estos rieles las tapas se colocan superficialmente en el cilindro, y se tratan de colocar con un polipasto (una grúa de una capacidad aproximada a las dos toneladas) y se comienza a golpear la tapa con marros, para lograr que se unan las tapas con el cilindro en las partes que tienen el engargolado. Una vez realizada la colocación, se procede a calzar la tapa con polines que harán presión en la tapa colocándolos contra el piso (figura B), se mantienen colocados durante corto tiempo solo para el "punteo" (soldadura aplicada en pequeños cantidades para la fijación de los elementos a unir) con soldadura de "fondeo" (de alta capacidad de fundición y poca porosidad en su terminación). Estos dos pasos de la colocación con el polipasto y la sujeción de la tapa con polines presionados contra el piso implica graves riesgos.



En muchas ocasiones el uso de los polipastos resulta difícil, ya que su uso es controlado empleando fuerza hombre es decir de uso manual y es así como deben de trasladar las tapas de un lado a otro, el soporte y la base del polipasto son manuales, la altura esta fija y es dada por un poste, es pesado y peligroso el uso de estos polipastos, ya que mientras se golpea la tapa para tratar de colocarla en el cilindro la única sujeción es el polipasto que usa para el agarre de la tapa un "perro" (un sujetador en forma de la boca de un perro que al levantar los materiales ejerce la presión sobre lo que tenga en medio), y que muchas veces durante la colocación la tapa este agarre se va perdiendo, debido a el uso prolongado del perro y a los movimientos rápidos, produciendo el desprendimiento de la tapa causando daños a las herramientas de trabajo, a la grúa de baja capacidad de tonelaje, a la propia tapa y lo mas importante a los trabajadores, que muchas veces logran esquivar la caída debido a que ya prevén la posibilidad de este eventualidad y a su basta experiencia. Otro grave riesgo y contratiempo en este proceso sucede después de colocar la tapa, ya que es calzada contra el piso por medio de los polines, estos polines llegan a caerse por el golpe contra algún material, herramienta de trabajo o simplemente cualquier mal maniobra de los trabajadores que ocasione un choque contra estos polines causando la caída de la tapa, la cual debido a su gran peso y dimensiones causa daños muy graves a los trabajadores y su equipo de trabajo.

Una vez que se han "punteado" las tapa se aplica la soldadura final, la cual debe ser impecable, con una exactitud y aplicación exacta de espacio entre cada componente, tratando de mantener durante esta aplicación una adecuada temperatura y demás parámetros necesarios, los cuales nos darán la confiabilidad que al radiografiar la soldadura no se tendrán poros en la unión. Esta soldadura es proporcionada por una maquina que aplica soldadura de arco sumergido, la cual es la más adecuada para este tipo de proceso.

La maquina de soldar se coloca con la misma altura que el cilindro ya calzado, para aplicar la soldadura en un punto fijo mientras el cilindro gira permitiendo aplicar la soldadura a través de su circunferencia. En este proceso el cilindro no debe tener contacto con ningún material ferroso ya que deteriora la aplicación de la soldadura, es por eso que una vez punteadas las tapas con el cilindro, se traslada el conjunto de tapas - cilindro a una base que tiene cuatro ruedas, colocándose de tal forma que el cilindro pueda descansar y girar para el proceso de soldadura final. Este proceso de trasladar el cilindro aumenta los tiempos de producción, los riesgos de accidentes y por tal motivo es otro elemento que se trata de evitar con este trabajo.

Una vez que se conocen las dificultades que nos trae el proceso de la colocación de las tapas, se propone el diseño de una prensa que disminuya los accidentes, contratiempos y las diversas dificultades que se presentan en el proceso de la colocación de las tapas de los cilindros horizontales sujetos a presión, empleando un sistema de elevación y rotación dentro de la prensa se evitara el traslado del cilindro a otro lugar para su proceso de soldadura final (El diseño se describe en el capítulo dos), y con tales objetivos a alcanzar se propone el trabajo de tesis que se titula "El diseño mecánico y estructural de una prensa colocadora de tapas de recipientes cilíndricos horizontales sujetos a presión y de alta capacidad de almacenaje" (figura C). Para la realización del diseño se emplean los elementos del diseño mecánico, los métodos del calculo de recipientes cilíndricos sujetos a presión (Cáp.1), los elementos del diseño y dibujo mecánico (Cáp. 2), las teorías y métodos del calculo de sistemas hidráulicos industriales (Cáp.3) y los elementos de fuerza y control de motores y elementos eléctricos (Cáp. 4).

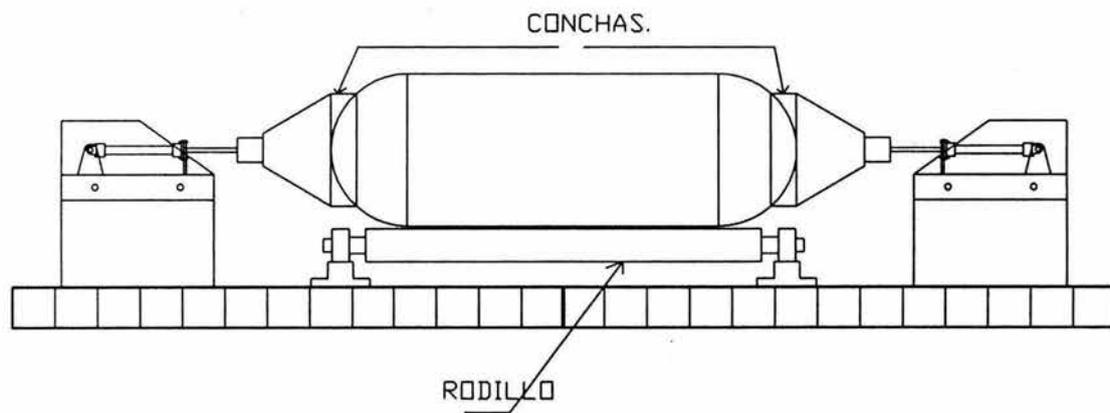
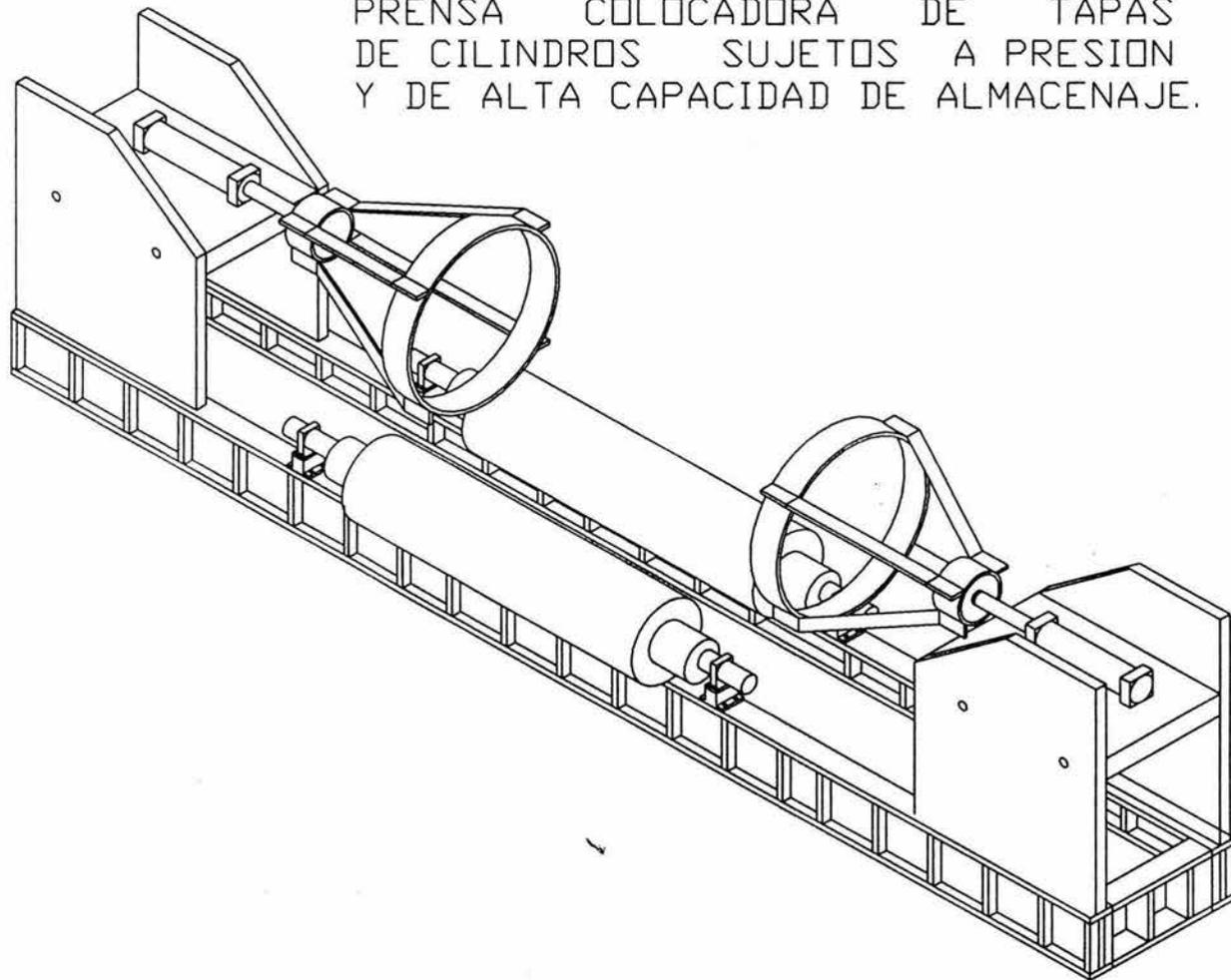


FIGURA C. PRENSA COLOCADORA DE TAPAS.

PRENSA COLOCADORA DE TAPAS
DE CILINDROS SUJETOS A PRESION
Y DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE.



Para el diseño la estructura del trabajo que presento es la siguiente:

En el capítulo 1 se proporciona un panorama amplio de los tipos de recipientes sujetos a presión que se construyen comúnmente en nuestro país, se presentan las nomenclaturas y las normas que se utilizan para el cálculo de todos sus elementos, tales como el grosor del material utilizado para su construcción, las dimensiones para diversos usos, las presiones que logra resistir, contiene además tablas que informan de los tipos de materiales usados comúnmente en la construcción de los recipientes, la nomenclatura de soldaduras utilizadas en recipientes cilíndricos sujetos a presión, la resistencia de estas soldaduras, nos muestra los diferentes tipos de tapas que podemos utilizar, y las características de cada una de ellas, se dan algunas normas del código A.S.M.E (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos) que se aplican a la construcción de recipientes. Dentro de este capítulo se calcula el cilindro horizontal para el proyecto de diseño de la prensa, se definen las dimensiones del cilindro, el material utilizado para su construcción, sus espesores, su resistencia a la deformación, el tipo de tapas y algunos elementos y datos necesarios que son requeridos para el diseño de la prensa.

En el capítulo 2 se explican las características constructivas de la prensa, las características del material a emplear para la construcción de la prensa, así como las dimensiones del cilindro, que servirán como referencia para el diseño y cálculo de los elementos que constituirán la prensa colocadora de tapas. También se presentan planos y esquemas de los elementos que constituyen la prensa, y se describe el sistema de elevación y rotación que evitara el traslado del cilindro después del punteo del cilindro con las tapas.

Se incluye el diseño de la transmisión que hará girar al cilindro en el último proceso de soldadura de arco sumergido.

En el capítulo 3 se define todo el sistema hidráulico, empleado para el empuje y elevación del cilindro, se presenta una reseña de la hidráulica industrial, los elementos básicos que lo constituyen y se muestran las tablas con la simbología empleada en los sistemas hidráulicos. Se presentan los cálculos necesarios para definir los elementos que se emplean para el diseño. Por último se presenta un diagrama hidráulico con los elementos necesarios para la protección de cada componente, y se describe el mantenimiento básico que requieren estas unidades.

En el capítulo 4 se analizan los sistemas eléctricos más comunes que se encuentran en la industria, se presenta una descripción del control de motores, ya que en el momento de la construcción del diseño de la prensa se pueden tener diferentes tipos de motores o diferentes características de alimentación eléctrica, y elementos que definirán el tipo de arreglo de fuerza y control que más se adecue a los elementos con los que pudiéramos contar. Se explican los principios de función de un motor de inducción, muestra los elementos básicos y arreglos de conexiones de motores eléctricos, así como los diagramas de control y fuerza más utilizados para estos motores eléctricos, se dan algunos principios básicos para el mantenimiento de estos elementos.

El diseño de la prensa colocadora de tapas, proporcionaría muchas ventajas tales como:

- Menor numero de accidentes a los trabajadores.
- Menor numero de daños a las herramientas de trabajo.
- Mayor rapidez en el proceso de colocación de tapas.
- Exactitud en la colocación de las tapas.
- Aumento de la producción de tanques.
- Disminución de costos en mano de obra y tiempos de producción.
- Mucha seguridad a los trabajadores.
- Se evitara el traslado del tanque a otro lugar para el proceso de soldadura final.

INDICE

OBJETIVO.

INDICE.

INTRODUCCION.

CAPITULO 1. DISEÑO Y CÁLCULO DE RECIPIENTES CILÍNDRICOS
SUJETOS A PRESIÓN.

1.1	Generalidades.	1
1.2	Tipos de recipientes.	4
1.3	Tipos de tapas.	5
1.4	Soldadura en recipientes a presión	17
1.5	Boquillas en recipientes a presión.	19
1.5.1	Espesores de los cuellos de las boquillas.	21
1.5.2	Selección de bridas para boquillas.	22
1.6	Materiales usados en recipientes a presión	25
1.6.1	Propiedades que deben de tener y requisitos que deben de llenar los materiales para satisfacer las condiciones de servicio.	27
1.6.2	Evaluación de los materiales sugeridos.	30
1.6.3	Selección del material.	31
1.7	Códigos aplicables.	32
1.7.1	Código A.S.M.E.	33
1.8	Cálculo de recipientes cilíndricos horizontales, por presión interna.	40
1.9	Cálculo de tapas por presión interna.	42
1.10	Cálculo de recipientes cilíndricos horizontales por presión externa.	43
1.11	Cálculo de los anillos antiesadores.	46
1.12	Cálculo de las tapas por presión externa.	48
1.13	Cálculo del cilindro, base para el diseño de la prensa colocadora de tapas.	52
1.13.1	Cálculo del cilindro.	52
1.13.2	Cálculo de las tapas semiesféricas.	53
1.13.3	Cargas a considerar.	54
1.13.4	Localización de las silletas.	55
1.13.5	Cálculo de las orejas de izaje.	56
1.14	Pruebas en recipientes a presión.	58
1.14.1	Pruebas hidrostáticas.	58
1.14.2	Pruebas neumáticas.	59
1.14.3	Prueba de elasticidad.	60

CAPITULO 2. DISEÑO MECÁNICO Y ESTRUCTURAL DE PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE CILINDROS HORIZONTALES SUJETOS A PRESIÓN.

2.1	Dimensiones del cilindro a manipular con la prensa. (Dimensiones: diámetro, áreas y volumen), material para su construcción.	62
2.2	Cálculo del peso del cilindro.	65
2.3	Determinación de los elementos que constituyen la prensa colocadora de tapas	66
2.3.1	Base de toda la prensa. (A).	69
2.3.2	Pared para soporte de base del actuador (B).	70
2.3.3	Base del actuador (C).	71
2.3.4	Rodillo para descansar el cilindro de alta capacidad de almacenaje y las tapas (D).	72
2.3.5	Base con chumacera para el soporte y giro del rodillo de descanso del cilindro y las tapas (E).	73
2.3.6	Actuador hidráulico para empuje de las tapas del cilindro (F).	74
2.3.7	Elemento giratorio de la concha (G).	75
2.3.8	Concha (H).	76
2.4	Sistemas de transmisión y elevación del cilindro para su proceso final de soldadura.	77
2.4.1	Sistema de transmisión de cadena para el rolado del tanque en el proceso final de soldadura de las tapas.	77
2.4.2	Ventajas de las transmisiones de cadena sobre las transmisiones de engranes.	78
2.4.3	Ventajas de las transmisiones de cadena sobre las transmisiones de poleas.	79
2.4.4	Transmisión por medio de cadenas.	81
2.4.5	Ruedas dentadas.	84
2.4.6	Diseño de transmisiones de cadena.	85
2.4.7	Longitud de la cadena.	88
2.5	Cálculo del sistema de transmisión de cadena para el rolado del cilindro en su proceso final de soldadura de las tapas. Dibujos y esquemas del sistema de transmisión y de elevación.	90

CAPITULO 3. SISTEMA HIDRAULICO DE POTENCIA PARA EL EMPUJE DE LAS TAPAS Y PARA LA ELEVACION DEL CILINDRO.

3.1	Sistemas hidráulicos de potencia.	94
	Breve historia de la hidráulica industrial.	
3.1.1	Definición de presión	96
3.1.2	Transmisión de potencia hidráulica.	97
3.1.3	Las ventajas de la hidráulica.	98
3.1.4	Como se crea la presión.	100
3.1.5	La presión indica el trabajo de la carga.	101
3.1.6	La fuerza es proporcional a la presión y al área.	102
3.1.7	Calculando el área del pistón.	103
3.1.8	La velocidad en un actuador.	103
3.1.9	La velocidad en la tubería.	104
3.1.10	Potencia y trabajo.	106
3.1.11	Caballos de fuerza en un sistema hidráulico.	107
3.1.12	Caballos de fuerza y torsión.	108
3.2	Símbolos gráficos en el sistema hidráulico.	109
3.3	Cálculo del sistema hidráulico para la prensa colocadora de tapas.	112
3.4	Mantenimiento preventivo de sistema hidráulico de potencia.	120

**CAPITULO 4. SISTEMA ELÉCTRICO. CARACTERISTICAS
DE LOS MOTORES ELECTRICOS PARA LA
UNIDAD HIDRÁULICA DE POTENCIA Y PARA EL
SISTEMA DE TRANSMISION DE CADENA.**

4.1	Sistema eléctrico.	121
4.2	Aspectos constructivos de los motores asíncronos.	123
4.3	Esquemas de fuerza y control de los motores eléctricos.	128
4.3.1	Control y arranque de un motor trifásico, arranque a tensión plena y un solo sentido de giro.	129
4.3.2	Control y arranque de un motor asíncrono trifásico, arranque delta estrella y con un solo sentido de giro.	131
4.3.3	Control y arranque de un motor asíncrono trifásico con dos sentidos de giro y arranque a tensión plena.	134
4.4	Diagrama de control eléctrico para los solenoides de las electroválvulas direccionales de empuje y de elevación del cilindro.	136
4.5	Mantenimiento básico de los motores eléctricos de la prensa.	138

CONCLUSIONES.

BIBLIOGRAFIA.

CAPITULO 1. DISEÑO Y CÁLCULO DE RECIPIENTE CILÍNDRICOS SUJETOS A PRESIÓN.

En este capítulo se revisan las características generales de los recipientes sujetos a presión. Así como sus aspectos constructivos, se enuncian las formulas para el cálculo de todos sus elementos como lo son presiones de trabajo, materiales para su construcción, boquillas, simbología de soldadura para los mismos, etc., también se presenta los códigos aplicables como normas para su construcción. En este capítulo, se calculan y determinan las características del cilindro, para el cual será destinado el proyecto de diseño de la prensa colocadora de tapas. Y como ultimo tema se revisan las pruebas de control de calidad que se les practica a los recipientes a presión.

CAPITULO 1. DISEÑO Y CÁLCULO DE RECIPIENTES CILÍNDRICOS SUJETOS A PRESIÓN.

1. 1 Generalidades de los recipientes a presión.

Se considera como un recipiente a presión cualquier vasija cerrada que sea capaz de almacenar un fluido a presión manométrica, ya sea por presión interna o vacío, independientemente de su forma y dimensiones. Los recipientes cilíndricos referidos en este trabajo, serán calculados como cilindros de pared delgada.

Presión de operación (P_0).

Es identificada como presión de trabajo y es la presión manométrica a la cual esta sometida un equipo en condiciones de operación normal.

Presión de diseño (P).

Es el valor que debe utilizarse en las ecuaciones para el cálculo de las partes constitutivas de los recipientes sometidos a presión, dicho valor será el siguiente:

$$\text{Si } P_0 > 300 \text{ lb. /pulg}^2$$

$$\text{Si } P_0 < 300 \text{ lb/pulg}^2.$$

$$P = 1.1 P_0$$

$$P = P_0 + 30 \text{ lb/pulg}^2.$$

Donde P es la presión de diseño y P_0 es la presión de operación.

Al determinar la presión de diseño (P), debe tomarse en consideración la presión hidrostática debida a la columna del fluido que estemos manejando, si éste es líquido.

Presión de prueba (p_p).

Se entenderá por presión hidrostática de prueba y se cuantificará por medio de la siguiente ecuación:

$$P_p = P (1.5) \text{ Sta. / Std.}$$

Donde:

P= Presión de diseño.

Sta= Esfuerzo a la tensión del material a la temperatura ambiente.

Std= Esfuerzo a la tensión del material a la temperatura de diseño.

Presión de trabajo máxima permisible.

Es la presión máxima a la que puede someterse un recipiente, en condiciones de operación, suponiendo que esta:

- a) En condiciones después de haber sido corroído.
- b) Bajo los efectos de la temperatura de diseño.
- c) En la posición normal de operación.
- d) Bajo efectos de otras cargas, tales como la fuerza debida al viento, presión hidrostática, etc. Cuyos efectos deben agregarse a los ocasionados por la presión interna.

Es común, en los usuarios, diseñadores y fabricantes de recipientes a presión, limitar la presión de trabajo máxima permisible por la resistencia de el cuerpo o las tapas y no por los elementos componentes pequeños tales como bridas, boquillas, etc.

El termino "Máxima presión de trabajo permisible nuevo y frío" es usado frecuentemente. Esto significa: La presión máxima permisible, cuando se encuentra en las siguientes condiciones:



EFICIENCIA DE SOLDADURAS VALORES DE "E"

NORMAS

FIGURA No. 1

TIPOS DE UNIONES NORMA UW-12

EFICIENCIA DE LA UNION
CUANDO LA JUNTA ESTA
RADIOGRAFIADA

AL
100 %

POR
PUNTOS

SIN



SOLDADURA A TOPE UNIDA CON SOLDADURA POR AMBOS LADOS, O BIEN POR OTRO METODO CON LO CUAL SE OBTENGA LA MISMA CALIDAD DEL METAL DE APORTE EN AMBOS LADOS DE LA SUPERFICIE SOLDADA. SI SE USA LA SOLERA DE RESPALDO, DEBERA QUITARSE DESPUES DE APLICAR LA SOLDADURA Y ANTES DE RADIOGRAFIAR.

1.00

0.85

0.70



SOLDADURA SIMPLE A TOPE CON SOLERA DE RESPALDO LA CUAL PERMANECERA EN EL INTERIOR DEL RECIPIENTE.

0.90

0.80

0.65



UNION SIMPLE POR UN SOLO LADO SIN SOLERA DE RESPALDO

0.60



UNION TRASLAPADA CON DOBLE FILETE

0.55



UNION TRASLAPADA CON FILETE SENCILLO Y TAPON DE SOLDADURA

0.50



UNION TRASLAPADA CON FILETE SENCILLO SIN TAPON DE SOLDADURA

0.45

- a) El recipiente no esta corroído (nuevo).
- b) La temperatura no afecta a la resistencia a la tensión del material (temperatura ambiente) (frío).
- c) Tampoco se consideran los efectos producidos por la acción de viento, presión hidrostática, etc.

El valor de la presión de trabajo máxima permisible, se obtiene despejando "p" de las ecuaciones que determinan los espesores del cuerpo y las tapas, y usando como "t" el espesor real del equipo y su valor será el que resulte menor.

Esfuerzo de diseño a la tensión (S).

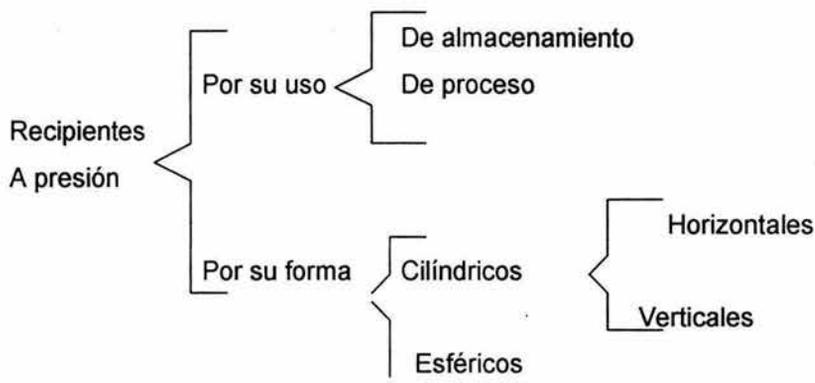
Es el valor máximo al que podemos someter un material, que forma parte de un recipiente a presión, en condiciones normales de operación. Su valor es de aproximadamente el 25 % del esfuerzo último a la tensión del material en cuestión.

Eficiencia de la soldadura.

Se puede definir la eficiencia de las soldaduras, como el grado de confiabilidad que se puede tener en ellas. Sus valores están dados en la figura 1. En la cual se muestran los tipos de unión comúnmente usados en la fabricación de recipientes a presión.

1.2 Tipos de recipientes.

Los diferentes tipos de recipientes a presión que existen, se clasifican de la siguiente manera:



Por su uso

Por su uso los podemos dividir en recipientes de almacenamiento y en recipientes de proceso.

Los primeros nos sirven únicamente para almacenar fluidos a presión y de acuerdo con su servicio son conocidos como tanques de almacenamiento, tanques de día, tanques acumuladores, etc.

Por su forma.

Por su forma, los recipientes a presión, pueden ser cilíndricos o esféricos. Los primeros pueden ser horizontales o verticales y pueden

tener en algunos casos, chaquetas para incrementar o decrecer la temperatura de los fluidos según sea el caso.

Los recipientes esféricos se utilizan generalmente como tanques de almacenamiento y se recomienda para almacenar grandes volúmenes a altas presiones.

Puesto que la forma esférica es la forma “natural” que toman los cuerpos al ser sometidos a presión interna, esta sería la forma más económica para almacenar fluidos a presión, sin embargo, la fabricación de este tipo de recipientes es mucho más cara en comparación con los recipientes cilíndricos.

1.3 Tipos de tapas.

Para “cerrar” recipientes cilíndricos, existen varios tipos de tapas, entre otras se tienen las siguientes: Tapas planas, planas con ceja, únicamente abombadas, abombadas con ceja invertida, toriesfericas, semielípticas, semielípticas, tapas conicas, toriconicas, etc. Figura 2 y figura 3.

Las características principales y usos de estas tapas son:

Tapas planas.

Se utilizan para “cerrar” recipientes cilíndricos sujetos a presión atmosférica. Su costo entre las tapas es el más bajo, se utilizan también como fondo de tanques de almacenamiento de grandes dimensiones.

Tapas planas con ceja.

Al igual que las anteriores, se utilizan generalmente para presiones atmosféricas, su costo es también relativamente bajo, y tienen un límite dimensional de 6 metros de diámetro máximo.

Tapas únicamente abombadas.

Son empleadas en recipientes a presión manométrica relativamente baja, su costo puede considerarse bajo, sin embargo, se utilizan para soportar presiones relativamente altas, será necesario analizar la concentración de esfuerzos generada al efectuar un cambio brusco de dirección.

Tapas abombadas con ceja invertida.

Su uso es limitado debido a la dificultad de su fabricación, por lo que su costo es alto, siendo empleadas solamente en casos especiales.

Tapas toriesfericas.

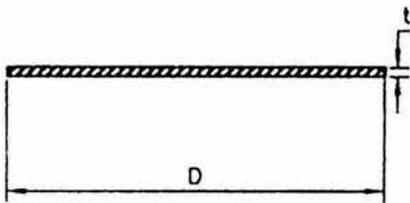
Son las que mayor aceptación tiene en la industria, debido a su bajo costo y a que soportan altas presiones manométricas, su característica principal es que el radio de abombado es aproximadamente igual al diámetro. Se pueden fabricar en diámetros desde 0.3 hasta 6 metros.



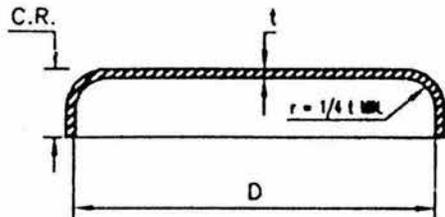
TIPOS DE TAPAS

NORMAS

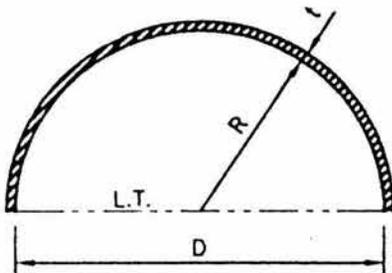
FIGURA No. 2



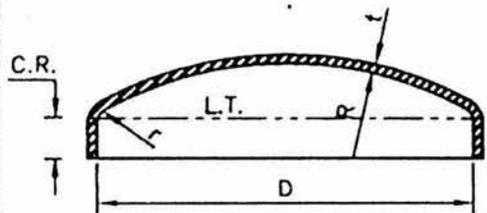
PLANA



PLANA CON CEJA

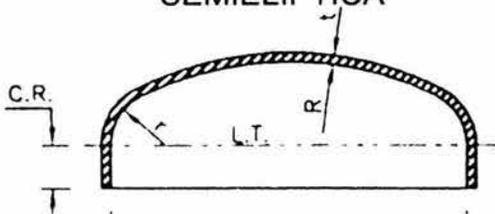


SEMIESFERICA

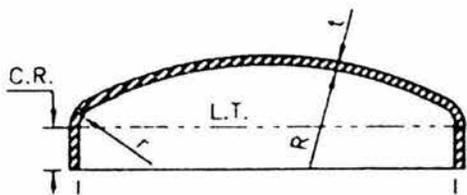


.80 : 10

SEMIELIPTICA



TORIESFERICA

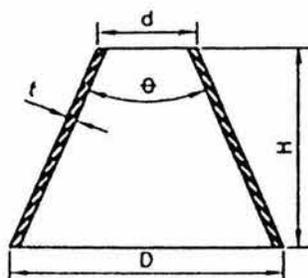




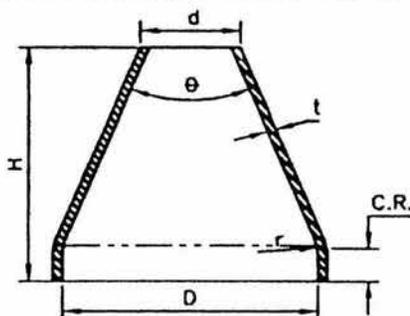
TIPOS DE TAPAS

NORMAS

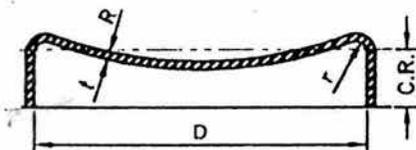
FIGURA No. 3



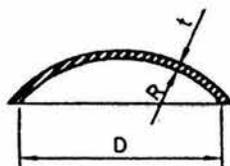
CONICA



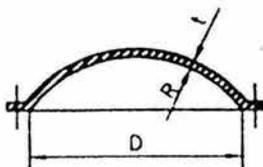
TORICONICA



ABOMBADA CON CEJA INVERTIDA



UNICAMENTE ABOMBADA



ABOMBADA CON CEJA PLANA

Tapas semielípticas.

Son empleadas cuando el espesor de una tapa toriesférica es relativamente alto, ya que las tapas semielípticas soportan mayores presiones que las toriesféricas. El proceso de fabricación de estas tapas es el troquelado, su silueta describe una elipse relación 2:1, su costo es alto y en México se fabrican en un diámetro mayor a 3 metros.

Tapas semiesféricas.

Utilizadas únicamente para soportar presiones críticas. Como su nombre lo indica, su silueta describe una media circunferencia perfecta, su costo es alto y no hay límite dimensional para su fabricación.

Tapas 80:10

Ya que en México no se cuenta con prensas suficientemente grandes para troquelar tapas semielípticas 2:1 de dimensiones relativamente grandes, hemos optado por fabricar este tipo de tapas, cuyas características principales son: El radio abombado es el 80% del diámetro y el radio de esquina o radio de nudillos es igual al 10% del diámetro. Estas tapas las usamos como equivalentes a la relación semielíptica 2:1.

Tapas cónicas.

Se usan generalmente en fondos donde pudiese haber acumulación de sólidos y como transiciones en cambios de diámetro de recipientes cilíndricos. Su uso es común en torres fraccionadores o de destilación, no hay limite en cuanto a dimensiones para su fabricación y su única limitación consiste en que el ángulo del vértice no deberá ser mayor de 60° . Las tapas cónicas con ángulo mayor de 60° en el vértice, deberán ser calculadas como tapas planas. Deberá de tenerse la precaución de reforzar las uniones cono-cilindro de acuerdo al procedimiento.

Tapas toriconicas.

A diferencia de las tapas cónicas, este tipo de tapas tienen en su diámetro mayor un radio de transición que no deberá ser mayor al 6 % del diámetro mayor o 3 veces el espesor. Tienen las mismas restricciones que la tapa cónica a excepción de que en México no se pueden fabricar con un diámetro mayor de 6 metros.

Las ecuaciones que se emplean para calcular los espesores de los tipos de tapas utilizadas con mayor frecuencia son las siguientes:

Tapas planas.

$$t = d (CP / SE)^{1/2} \quad \text{ó} \quad (1)$$

$$t = d ((CP / SE) 1.9 W hg / SE d^3)^{1/2} \quad (2)$$

t = espesor del material para la tapa.

Las ecuaciones serán usadas con las siguientes restricciones:

- 1.- La tapa deberá ser ciega, es decir, no deberá tener aberturas ni boquillas.
- 2.- Deberá ser circular.
- 3.- Deberá ser fabricada con alguno de los materiales ferrosos listados en las normas ANSI B – 16.5.
- 4.-Deberá estar entre los rangos de presión y temperatura mostrados en la tabla B-16.5 (figura 16) de las normas ANSI.
- 5.-El espesor obtenido, de la ecuación correspondiente, deberá considerarse como mínimo y deberá agregarse la tolerancia por corrosión si existiera.
- 6.-La ecuación (2) se emplea para calcular las bridas ciegas atornilladas, de acuerdo con los detalles "E" y "F" (figura 4) y se deben considerar independientemente las condiciones de operación y las condiciones de sello de empaque, usando la mayor de ellas.

Para las condiciones de operación, el valor de "P" será dado por la presión de diseño, el valor de "S" se tomará a la temperatura de diseño y el valor de "W" será el que resulte mayor de:

$$W_{m1} = 0.785 G^2 P + 2b (\pi) GmP \quad \text{ó} \quad W_{m2} = (\pi) bGy$$

Para condiciones de sello del empaque, se tomará $P = 0$, el valor de "S" a la temperatura ambiente y "W" será:

$$W = ((A_m + A_b) / 2) S_a$$

Donde:

A_b = Área transversal neta de los tornillos en Pulg^2 (mm^2)

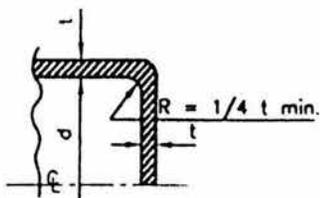


DETALLE DE UNIONES PARA TAPAS PLANAS

NORMAS

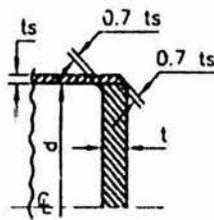
FIGURA No. 4

(A)



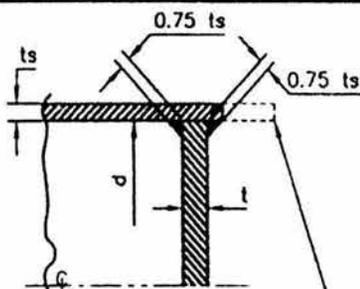
$$C' = 0.13$$

(B)



VER NOTA

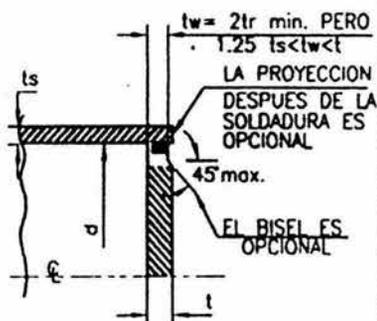
(C)



CONTINUACION DEL CUERPO
OPCIONAL

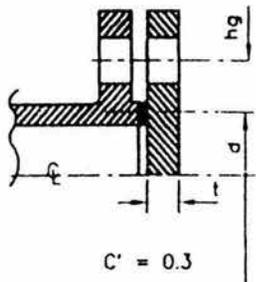
VER NOTA

(D)



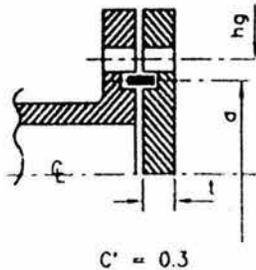
VER NOTA

(E)



$$C' = 0.3$$

(F)



$$C' = 0.3$$

NOTA: $C' = 0.33 \text{ m}$
PARA TAPA CIRCULAR $C' \text{ min.} = 0.20$

A_m = Área transversal requerida de los tornillos tomada como la que resulte mayor de A_{m2} y A_{m1} en Pulg² (mm²).

A_{m1} = Área transversal neta requerida de los tornillos en condiciones de operación en Pulg² (mm²). = W_{m1}/S_b

A_{m2} = Área neta de los tornillos = W_{m2}/S_a .

b = Ancho efectivo de contacto del empaque. (Ver figura 5)

b_o = Ancho básico del empaque.

C = constante adimensional que depende de la forma de unión entre la tapa y el cilindro.

d = diámetro medido como se indica.

E = eficiencia de las soldaduras.

G = Diámetro donde se localiza la reacción del empaque en pulgadas (mm).

H_g = Brazo de palanca, distancia radial de la línea de centros de barrenos a la línea de reacción del empaque, en pulg. (mm).

m = Relación t_r/t_s adimensional. Factor del empaque. (Ver figura 6)

P = presión de diseño, en lb./pulg² (Kpa).

S = Esfuerzo máximo permisible del material de la tapa y a la temperatura de diseño, en lb/pulg² (Kpa) (ver figura 7)



ANCHO EFECTIVO DEL ASENTAMIENTO DEL EMPAQUE "b"

NORMAS

FIGURA No. 5

TIPO DE CARA	bo		TIPO DE CARA	bo	
	columna I	columna II		columna I	columna II
(1a)	$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$	(5)	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
(1b)	$\frac{W + T}{2}$ $\frac{W + N}{4} \text{ max.}$	$\frac{W + T}{2}$ $\frac{W + N}{4} \text{ max.}$	(6)	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(2)	$\frac{W + N}{4}$	$\frac{W + 3N}{8}$	(7)	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
(3)	$\frac{N}{4} \text{ min.}$	$\frac{3N}{8}$	(8)	$\frac{W}{8}$	
(4)	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$	LOCALIZACION DE LA REACCION DE CARGA DEL EMPALME 		

ANCHO EFECTIVO DEL ASENTAMIENTO
DEL EMPAQUE "b"

$b = bo$,CUANDO $bo < 1/4$ "

$b = \frac{\sqrt{bo}}{2}$,CUANDO $bo > 1/4$ "

PARA $bo > 1/4$ "

PARA $bo \leq 1/4$ "

**MATERIALES DE EMPAQUE Y CARAS DE CONTACTO**

FACTORES DE EMPAQUE (m) PARA CONDICIONES DE OPERACION Y ESFUERZO MINIMO DE ADECUAMIENTO DE DISEÑO (Y) ESTA TABLA PROPORCIONA UNA LEEA DE MATERIALES PARA EMPAQUES COMPLEMENTE USADOS Y LAS CARAS EN CONTACTO CON VALORES DE DISEÑO SUFICIENTE PARA (m) Y (Y) QUE HAN SIDO GENERALMENTE PRUBADO EN FORMA SATISFATORIA SERVICIO ACTUAL USADO ANCHO EFECTIVO (b) DE SELLO DEL EMPAQUE DE LA TABLA No. 2
LOS VALORES DE DISEÑO, OTROS DETALLES DADOS EN ESTA TABLA SON SUGERIDOS Y NO OBLIGATORIOS.

NORMAS
FIGURA No. 6
TABLA No. 1

MATERIAL DEL EMPAQUE		FACTOR DE EMPAQUE m	ESFUERZO DE "Y"	FORMA Y TIPO	REFERENCIA A LA FORMA DE CARA	TABLA 2 USE COLUMNA
HULE SIN TEJER O UN ALTO PORCENTAJE DE FIBRA ASBESTO	CON DUREZA SHORE MENOR DE 75	0.50	0		1(a,b,c,d) 4,5	II
	CON DUREZA SHORE 75 Y MAYOR	1.00	200			
ASBESTO CON UN LIGADO ACEPTABLE PARA LAS CONDICIONES DE OPERACION	1/8 ESPESOR	2.00	1600			
	1/16 ESPESOR	2.75	3700			
	1/32 ESPESOR	3.50	6500			
HULE CON TEJIDO DE ALGODON INSERTADO		1.25	400			
HULE CON TEJIDO DE ASBESTO INSERTADO CON O SIN REFUERZO DE ALAMBRE	3 JUEGOS	2.26	2200			
	2 JUEGOS	2.50	2900			
	1 JUEGO	2.75	3700			
FIBRAS VEGETALES		1.75	1100			
METAL DEVANADO ESPIRAL CON ACERO AL CARBON ASBESTO ACERO INOX. O MONEL		2.50	2900		1(a,b)	
		3.00	-4500			
METAL CORRUGADO CON ASBESTO INSERTADO O METAL CORRUGADO CON ALMA DE ACERO	ALUMINIO SUAVE	2.50	2900			
	COBRE SUAVE BRONCE	2.75	3700			
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.00	4500			
	MONEL O 4-5 % Cr.	3.25	5500			
	ACEROS INOXIDABLES	3.50	6500			
METAL CORRUGADO CON:	ALUMINIO SUAVE	2.75	3700			
	COBRE SUAVE BRONCE	3.00	4500			
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.25	5500			
	MONEL O 4-5 % Cr.	3.50	6500			
	ACEROS INOXIDABLES	3.75	7800			
METAL PLANO CON ALMA DE ASBESTO	ALUMINIO SUAVE	3.25	5500		1(a,b,c,d) 2	
	COBRE SUAVE O BRONCE	3.50	6500			
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.75	7800			
	MONEL	3.50	8000			
	4-6 % Cr.	3.75	9000			
	ACEROS INOXIDABLES	3.75	9000			
METAL RANURADO	ALUMINIO SUAVE	3.25	5500			
	COBRE SUAVE O BRONCE	3.50	6500			
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.75	7800			
	MONEL O 4-6 % Cr.	3.75	9000			
	ACEROS INOXIDABLES	4.25	10100			
METAL SOLIDO DE PLACA	ALUMINIO SUAVE	4.00	8800		1(a,b,c,d) 2,3,4,5	
	COBRE SUAVE O BRONCE	4.75	13000			
	HIERRO O ACERO SUAVE	5.50	18000			
	MONEL O 4-6 % Cr.	8.00	21800			
	ACEROS INOXIDABLES	6.50	26000			
JUNTA REDONDA	HIERRO O ACERO SUAVE	5.50	18000			6
	MONEL O 4-6 % Cr.	6.00	21800			
	ACEROS INOXIDABLES	6.50	26000			

T_r = Espesor requerido en el cuerpo.

T_s = Espesor real del cuerpo.

S_a = Esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos, a temperatura ambiente en lb/pulg² (Mpa)

S_b = Esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos, a la temperatura de diseño, en lb. /pulg² (Mpa).

T = Espesor mínimo requerido en la tapa, sin considerar corrosión, en pulg. (mm).

W = Carga total de los tornillos, en libras (N).

Y = Carga máxima permisible en el empaque o en la superficie de sello, en lb. /pulg² (Mpa), su valor depende de la forma y material del empaque. (ver figura 6)

Tapas toriefericas.

$$t = PLM / 2SE0.2 P$$

Donde:

P = Presión de diseño, en lb. /pulg² (Kpa).

L=Radio de abombado en pulgadas (mm).

M=Factor adimensional que depende de la relación L/r. (Ver tabla A)

r=Radio de esquina o radio de nudillos, en pulg. (mm).

S=Esfuerzo máximo permisible del material de la tapa a tensión y a la temperatura de diseño, en lb. /pulg² (Kpa)

t=Espesor mínimo requerido en la tapa, sin corrosión, en pulgadas (mm)

E=Eficiencia de las soldaduras.

Tapas semielípticas 2:1.

$$t = PD / 2SE \quad 0.2 P$$

D=Diámetro interior de la tapa, en pulgadas (mm).

E=Eficiencia de las uniones soldadas.

P=presión de diseño, en lb. /pulg².

S=Esfuerzo máximo permisible del material de la tapa a la tensión y a la temperatura de diseño. En lb. /pulg² (Kpa).

t = Espesor mínimo requerido en la tapa sin corrosión, en pulgadas (mm).

E = eficiencia en soldaduras.

Tabla A. Valores del factor "M" *

L/r	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17
L/r	3.00	3.25	3.50	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00
M	1.18	1.20	1.22	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36
L/r	6.50	7.00	7.50	8.00	8.50	9.00	9.50	10.0
M	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50	1.52	1.54
L/r	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0
M	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75
L/r	16.666							
M	1.77							

Tapas semiesféricas.

$$t = PR/2SE - 0.2P$$

Donde

E = Eficiencia de soldadura.

* Referencia propia

P=presión de diseño, en lb. /pulg² (Kpa).

R=Radio interior de la tapa semiesférica, en pulgadas (mm).

S=Esfuerzo máximo permisible, del material de la tapa, a tensión y a la Temperatura de diseño, en lb. /pulg² (Kpa)

t=espesor mínimo requerido en la tapa, sin corrosión, en pulgadas (mm).

Tapas 80:10.

$t=0.73 PL / SE 0.1P.$

Donde:

E= Eficiencia de las soldaduras

D=diámetro interior de la tapa (0.8) en pulg. (mm).

P=presión de diseño en lb. /pulg² (Kpa).

S=esfuerzo máximo permisible, del material de la tapa a tensión y a la temperatura de diseño, en lb. /pulg² (Kpa).

t=Espesor mínimo requerido en la tapa, sin corrosión, en pulgadas. (mm).

Tapas cónicas.

$$t = PD / 2 \cos \alpha - (SE - 0.6p)$$

Donde:

α = Angulo en el vértice / 2 $\leq 30^\circ$.

D = diámetro interior mayor, del cono, en pulgadas (mm)

E = Eficiencia de las soldaduras.

P = presión de diseño en lb. /pulg² (Kpa)

S = esfuerzo máximo permisible, del material de la tapa, a la tensión y a la temperatura de diseño en lb. /pulg² (Kpa)

t = espesor mínimo requerido en la tapa, sin corrosión, en (mm).

Tapas Toriconicas.

Se aplica la misma ecuación que para las tapas cónicas y el espesor de la zona toroidal será determinado por la siguiente ecuación:

$$t = PLM / 2SE - 0.2P$$

Donde L:

$$L = D1 / 2 \cos \alpha$$

D1= Diámetro interior medido perpendicularmente al eje de la tapa y a la altura donde termina la parte cónica y se inicia el radio de nudillos o radio de esquina.

t= espesor mínimo requerido en la tapa, sin corrosión, en (mm).

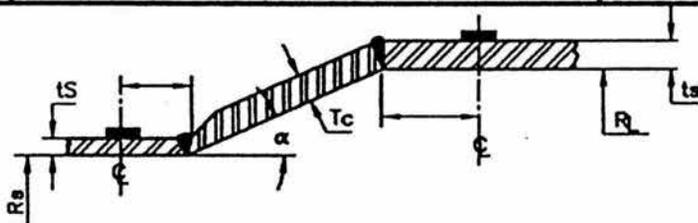
En la figura 8 se muestra un formato que sirve para calcular el tamaño y la localización de los esfuerzos requeridos en la unión cono-cilindro, es de hacerse notar que deberán efectuarse independientemente los cálculos para el esfuerzo del cono en su diámetro menor y en diámetro mayor.



CALCULO DE REFUERZOS EN LA UNION CONO - CILINDRO

NORMAS

FIGURA No. 8



UNION CILINDRO MAYOR

UNION CILINDRO MENOR

DATOS DE DISEÑO		MEDIO ANGULO DEL VERTICE $\alpha =$ GRADOS	ESFUERZO DEL MAT. $S =$ LB/PULG. ²																		
TABLA		P/SE	0.001	0.002	0.003	0.004	0.005	0.008	0.007	0.008	0.008										
PROCEDIMIENTO		EQUACIONES										CALCULOS									
CALCULE LA RELACION		P/SE																			
ENCUENTRE EL VALOR DE Δ DE LA TABLA ($\Delta = 30'$ PARA VALORES MAYORES DE P/SE NO MOSTRADOS EN LA TABLA)		$\Delta =$ GRADOS																			
CALCULE EL AREA REQUERIDA PARA ESFUERZO "A" EN PULG. ²		$A = \frac{PR^2}{2SE} (1 - \frac{\Delta}{\alpha}) \text{ TAN } \alpha$																			
DETERMINE EL VALOR DE t_0 EN PULG.		$t_0 = \text{EL MENOR DE } \left[\frac{t}{\cos \alpha} \right] \text{ O } \left[\frac{t}{\cos(\alpha - \Delta)} \right]$																			
CALCULE EL AREA DE MATERIAL EN EXCESO APROVECHABLE COMO REFUERZO A_0 EN PULG. ²		$A_0 = 4 t_0 \sqrt{R} t_0$																			
DIFERENCIA DE AREAS EN PULG. ² REQUERIDA COMO REFUERZO		$A - A_0 =$																			
CALCULE EL LIMITE DEL ESFUERZO FUERA DEL EJE EN PULGADAS CENTROIDE EN PULGADAS		$\frac{\sqrt{R} t_0}{0.5 \sqrt{R} t_0}$										MAXIMA DISTANCIA DESDE LA UNION									
												MAXIMA DISTANCIA DE LA UNION AL CENTROIDE									
DATOS DE DISEÑO		MEDIO ANGULO DEL VERTICE $\alpha =$ GRADOS	ESFUERZO DEL MATERIAL $S =$ LB/PULG. ²																		
TABLA		P/SE	0.002	0.005	0.010	0.020	0.040	0.080	0.100	0.125											
PROCEDIMIENTO		EQUACIONES										CALCULOS									
CALCULE LA RELACION		P/SE																			
ENCUENTRE EL VALOR DE Δ DE LA TABLA ($\Delta = 30'$ PARA VALORES MAYORES DE P/SE NO MOSTRADOS EN LA TABLA)		$\Delta =$ GRADOS																			
CALCULE EL AREA REQUERIDA PARA ESFUERZO "A" EN PULG. ²		$A = \frac{PR^2}{2SE} (1 - \frac{\Delta}{\alpha}) \text{ TAN } \alpha$																			
DETERMINE EL VALOR DE m		$m = \text{EL MENOR DE } \left[\frac{t}{\cos(\alpha - \Delta)} \right] \text{ O } \left[\frac{t}{\cos \alpha \cos(\alpha - \Delta)} \right]$																			
CALCULE EL AREA DE MATERIAL EN EXCESO APROVECHABLE COMO REFUERZO EN PULG. ²		$A_0 = m \sqrt{R} t_0 \left[\frac{t}{\cos \alpha} + (t_0 - t) \right]$																			
DIFERENCIA DE AREAS EN PULG. ² REQUERIDA COMO REFUERZO		$A - A_0 =$																			
CALCULE EL LIMITE DEL ESFUERZO FUERA DEL EJE EN PULGADAS CENTROIDE EN PULGADAS		$\frac{\sqrt{R} t_0}{0.5 \sqrt{R} t_0}$																			

1.4 Soldadura en recipientes a presión.

El procedimiento más utilizado actualmente en la fabricación de recipientes a presión es el de soldadura, el cual elimino el sistema de remachado que se uso hasta hace unos años.

En las figuras 9 a la 13, se muestran los detalles para la preparación del material y la aplicación de soldaduras que se utilizan actualmente.

Todas las soldaduras serán aplicadas mediante el proceso de arco eléctrico sumergido, el cual puede ser manual o automático. En cualquiera de los dos casos, deberá tener penetración completa y se deberá eliminar la escoria dejada por un cordón de soldadura, antes de aplicar el siguiente.

Para de verificar si una soldadura ha sido bien aplicada se utilizan varias formas de inspección, entre ellas esta el de radiografiado, la prueba de líquidos penetrantes y algunas veces se utiliza el ultrasonido.

La prueba más comúnmente utilizada es el de radiografiado, este puede ser total o por puntos. Cuando practicamos el radiografiado por puntos en recipientes a presión, debemos tomar por lo menos una radiografía por cada 15 metros de soldadura y la longitud de cada radiografía será de 15 centímetros como mínimo.

La eficiencia de las soldaduras se muestra en la figura 1, en ella se presentan los diferentes valores de la eficiencia (E) que debemos usar en los cálculos de acuerdo con el tipo de unión.



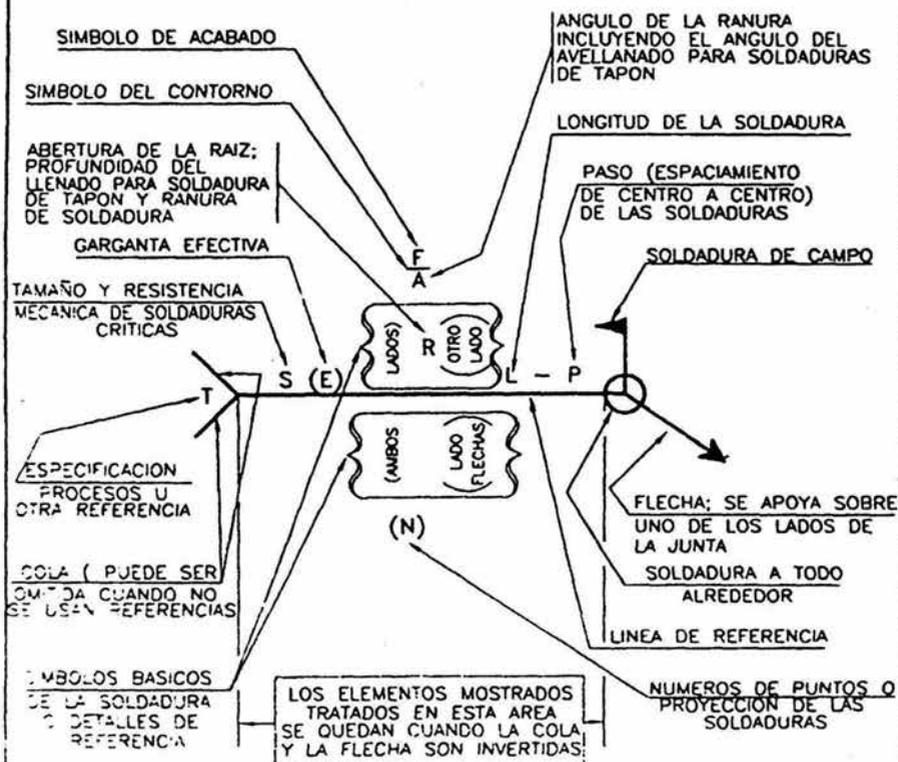
SIMBOLOS BASICOS PARA LA REPRESENTACION GRAFICA DE SOLDADURAS

NORMAS

FIGURA No. 9

LAS CARACTERISTICAS DE LAS JUNTAS SOLDADAS SON ESTABLECIDAS POR MEDIO DE REPRESENTACIONES GRAFICAS, QUE CONSTAN, EN EL CASO MAS COMUN DE LOS ELEMENTOS QUE SE INDICAN A CONTINUACION Y CUYA LOCALIZACION RELATIVA SE ILUSTRAN EN EL " STANDAR DE LOCALIZACION "

LINEA DE REFERENCIA, FLECHA, SIMBOLOS BASICOS, DIMENSIONES Y OTRAS ESPECIFICACIONES, SIMBOLOS COMPLEMENTARIOS, SIMBOLOS DE ACABADO, COLA, ESPECIFICACIONES RELATIVAS A LOS PROCESOS Y ELECTRODOS.



STANDAR DE LOCALIZACION DE LOS ELEMENTOS Y SIMBOLOS
DE SOLDADURA

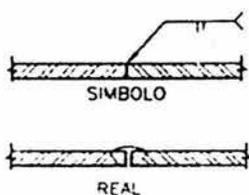


SIMBOLOGIAS
APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURA

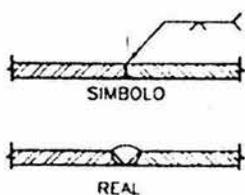
NORMAS

FIGURA No.10

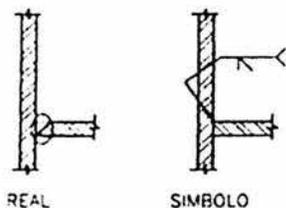
①



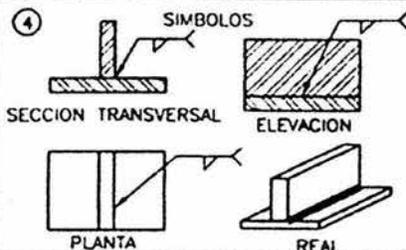
②



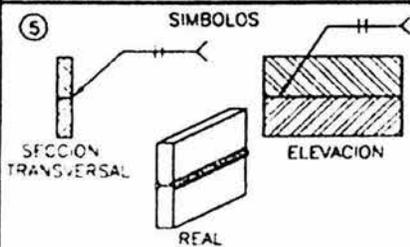
③



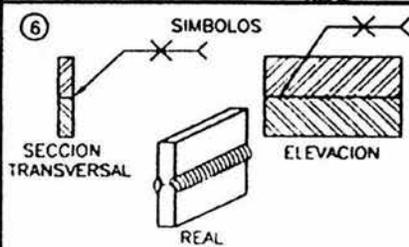
④



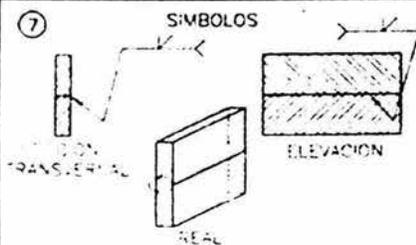
⑤



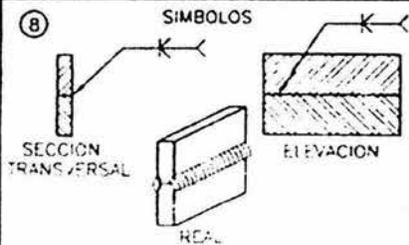
⑥



⑦



⑧



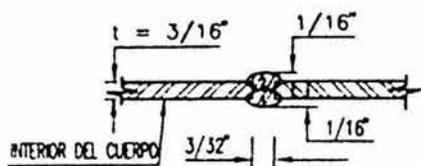


PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURAS
PARA PLACAS DE ACERO AL CARBON

NORMAS

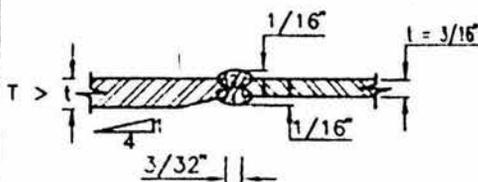
FIGURA No. 11

①



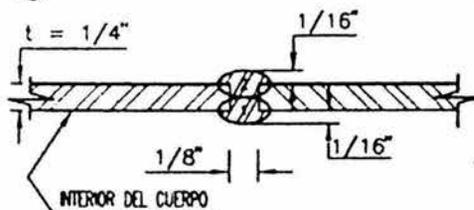
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS
ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON.
USAR VARILLA 1/8" MAX.

②



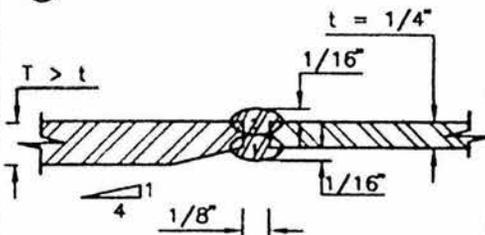
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS
ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON.
USAR VARILLA 1/8" MAX.

③



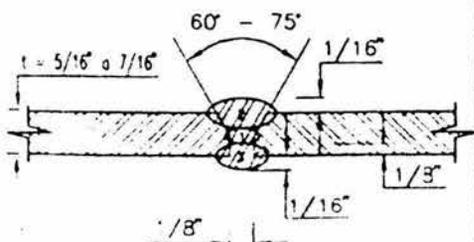
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS
ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON.
USAR VARILLA 1/8" MAX.

④



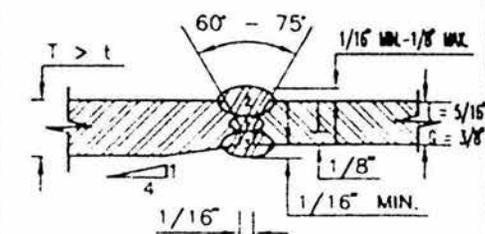
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS
ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON.
USAR VARILLA 1/8" MAX.

⑤



ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS
ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON.
USAR VARILLA 3/16" MAX.

⑥



ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS
ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON.
USAR VARILLA 3/16" MAX.

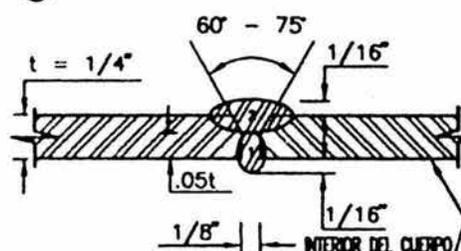


PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURAS
PARA PLACAS DE ACERO AL CARBON

NORMAS

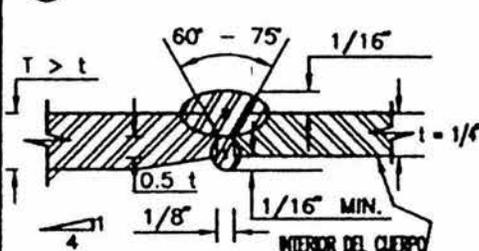
FIGURA No. 12

7



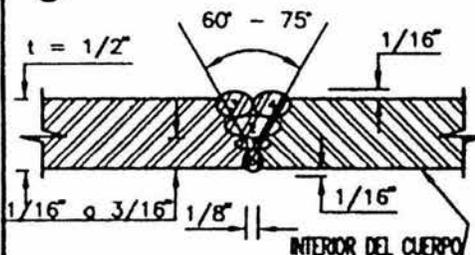
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS
ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON.
USAR VARILLA 1/8" MAX.

8



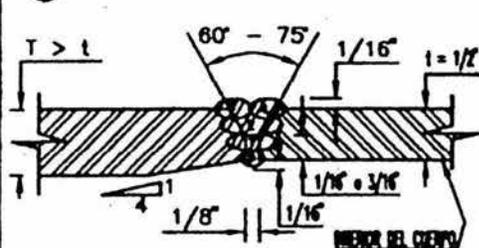
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS
ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON.
USAR VARILLA 1/8" MAX.

9



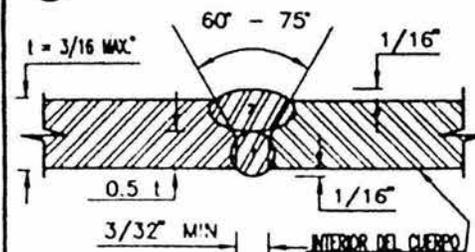
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS
ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON.
USAR VARILLA 3/16" MAX.

10



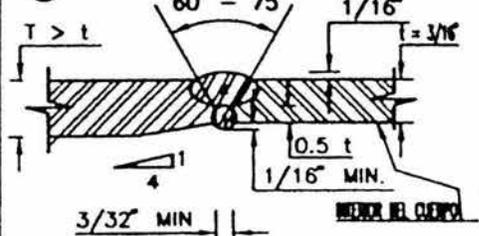
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS
ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON.
USAR VARILLA 3/16" MAX.

11



ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS
ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON.
USAR VARILLA 1/8" MAX.

12



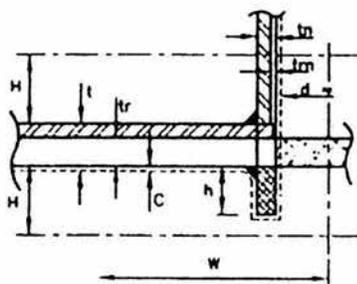
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS
ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON.
USAR VARILLA 1/8" MAX.



CALCULO DE BOQUILLAS SIN REFUERZO

NORMAS

FIGURA No. 13



PRESION DE DISEÑO (P) = _____ PSI
TEMPERATURA DE DISEÑO = _____ °F

RECIPIENTE MATERIAL:
ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (Sv) = _____

BOQUILLA MATERIAL:
ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (Sn) = _____

$$S_N/S_V \leq 1 =$$

E = CORROSION PERMISIBLE (C) = _____

BOQUILLA

$$t_m = \frac{PR}{S_N E - 0.6 P}$$

$t_n =$ _____

$$h \leq H - 2C =$$

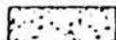
RECIPIENTE (USE LAS FORMULAS ADECUADAS)

$t_r =$ _____
 $t =$ _____

LIMITE DE REFUERZOS

H = EL MENOR DE $\begin{cases} 2.5 t = \\ 2.5 t_n = \end{cases}$

W = EL MAYOR DE $\begin{cases} d = \\ d/2 + t_n + t = \end{cases}$



= A = d tr = _____



= A₁ = EL MAYOR DE $\begin{cases} E_1 t - tr \\ E_1 t - tr \end{cases} \frac{d}{(t_n + t)^2} =$



= A₂ = EL MENOR DE $\begin{cases} (t_n - t_m) 5 t = \\ (t_n - t_m) 5 t_n = \end{cases}$



= A₃ = 2h(tn - C) = _____



(AREA TOTAL DE SOLDADURA DENTRO DE LOS LIMITES DEL REFUERZO)

= A₄ = _____

Si A₁ + A₂ + A₃ + A₄ ≥ A NO REQUIERE ϕ DE REFUERZO

Si A₁ + A₂ + A₃ + A₄ < A SI REQUIERE ϕ DE REFUERZO SIENDO ENTONCES:

EL AREA DE REFUERZO NECESARIA = A - (A₁ + A₂ + A₃ + A₄)

LOCALIZACION DE BOQUILLA: _____ CALCULADO POR: _____

BOQUILLA No. _____ FECHA _____

TIPO DE CONSTRUCCION: _____ ORDEN No. _____

HOJA No. _____ APROBO: _____

Antes de aplicar cualquier soldadura, en recipientes a presión, debemos preparar un procedimiento de soldadura para cada caso en particular, el cual nos indica la preparación, diámetro del electrodo, etc. Para cada tipo y espesor de material. Se debe también hacer unas pruebas a los soldadores para asegurar que estén debidamente calificados para aplicar la soldadura. Estas pruebas y procedimientos deben apegarse estrictamente a las recomendaciones hechas por el código A.S.M.E., Sección IX "Welding and Brazing Qualifications".

El material de aporte, de la soldadura, deberá ser compatible, con el material base a soldar. Los electrodos más utilizados para soldar recipientes a presión de acero al carbón, son 6010 y el 7018.

Cuando se aplica soldadura en recipientes a presión de acero inoxidable, es necesario utilizar gas inerte y se recomienda pasivar las soldaduras con una solución a base de ácido nítrico clorhídrico.

Se debe tratar de evitar los cruces de dos o más cordones de soldadura. La distancia mínima entre dos cordones paralelos será de 5 veces el espesor de la placa, sin embargo cuando sea inevitable el cruce de dos cordones, el código ASME, Sección VIII División 1, nos recomienda radiografiar una distancia mínima de 102 milímetros a cada lado de la inserción.

Se recomienda no aplicar soldadura a un recipiente a presión después de haber sido relevado de esfuerzos.

1.5 Boquillas en recipientes a presión.

Todos los recipientes a presión deberán estar provistos de boquillas y conexiones de entrada y salida del producto, válvula de seguridad, entrada de hombre, venteo, etc. A continuación se enlistan algunas de las boquillas que se deben instalar en los recipientes a presión.

- A.- Entrada(s) de producto.
- B.- Salida (s) de producto.
- C.- Drene.
- D.- Venteo.
- E.- Entrada(s) hombre.
- F.- Conexión para válvula de seguridad.
- G.- Conexión de manómetro.,
- H.- Conexión para termómetro (termo pozo.)
- I.- Conexión para indicadores de nivel.
- J.- Conexión para control de nivel.

De acuerdo con el tipo de recipiente que se necesite diseñar, este puede tener una o varias boquillas de las antes mencionadas. Los diagramas de tubería e instrumentación nos indica cuantas boquillas, de que diámetro y para que servicio debemos instalar en dichos recipientes.

En concordancia con el código ASME Sección VIII División 1, todas las boquillas mayores de 3 pulgadas de diámetro, instaladas en recipientes a presión, deberán tener una placa de refuerzo en la unión del cuello de la boquilla con el recipiente.

En México, se ha hecho una costumbre reforzar también las boquillas de 3 pulgadas, lo cual es aconsejable.

Todas las placas de refuerzos de boquillas de 12 pulgadas de diámetro y menores, deberán llevar un barreno de prueba de $\frac{1}{4}$ " de diámetro con cuerda NPT, las placas de refuerzo de boquilla de 14" de diámetro y mayores deberán tener dos barrenos de prueba.

Para instalar una boquilla, en un recipiente a presión, es necesario hacer un agujero en el cuerpo a tapa en que se vaya a instalar. Al efectuar este agujero estamos "quitando área" y las líneas de esfuerzos que pasaban por el área que quitamos pasarán tangentes al agujero practicado.

Para evitar fallas en la periferia de donde se practico el agujero, es necesario reponer el material que quitamos.

En las figuras 13 Y 14, se muestran los formatos para calcular las placas de refuerzo. En ellas puede distinguir las áreas que sustituirán el área que ocupa el agujero practicado para localizar la boquilla.

Las figura 15, muestra los diámetros y espesores recomendados para reforzar boquillas, en recipientes a presión cuyas presiones sean respectivamente menores e iguales a 150, 300, y 400 libras/pulg².

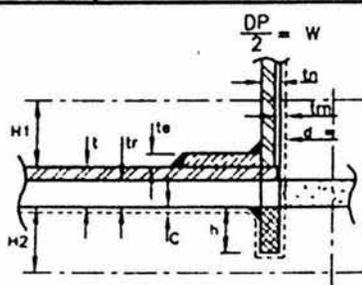
En la figura 15, ya fueron realizados los cálculos para las presiones y diámetros mostrados.



CALCULO DE REFUERZO PARA BOQUILLAS

NORMAS

FIGURA No. 14



PRESION DE DISEÑO (P) = _____ PSI
TEMPERATURA DE DISEÑO = _____ °F

RECIPIENTE MATERIAL: ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (Sv) = _____

BOQUILLA MATERIAL: ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (Sw) = _____

REFUERZO MATERIAL: ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (Sr) = _____

$$S_N/S_v \leq 1 =$$

$$S_P/S_v \leq 1 =$$

E₁ = CORROSION PERMISIBLE (C) = _____

RECIPIENTE (USE LAS FORMULAS ADECUADAS)

tr = _____

t = _____

LIMITE DE REFUERZOS

$$H_1 = \text{EL MENOR DE } \begin{cases} 2.5 t = \\ 2.5 t_n + t_e = \end{cases}$$

$$H_2 = \text{EL MENOR DE } \begin{cases} 2.5 t = \\ 2.5 t_n = \end{cases}$$

$$W = \text{EL MAYOR DE } \begin{cases} d = \\ d/2 + t_n + t = \end{cases}$$

BOQUILLA

$$t_{rn} = \frac{PR_n}{SE - 0.6 P}$$

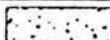
$$t_n =$$

$$h \leq H - 2C =$$

REFUERZO

$$t_e =$$

$$D_p =$$



$$= A = d t_r =$$



$$= A_1 = \text{EL MAYOR DE } \begin{cases} (t - t_r) d = \\ (t - t_r) (t_n + t)^2 = \end{cases}$$



$$= A_2 = \text{EL MENOR DE } \begin{cases} (t_n - t_{rn}) 5 t = \\ (t_n - t_{rn}) 5 t_n = \end{cases}$$

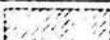


$$= A_3 = 2t_n h$$



(AREA TOTAL DE SOLDADURA DENTRO DE LOS LIMITES DEL REFUERZO)

$$= A_4 =$$



$$= A_5 = (D_p - d - 2t_n) t_e S_p/S_v =$$

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 = \sum$$

$$\text{EL AREA DE REFUERZO NECESARIA} = A - (A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5) =$$

LOCALIZACION DE BOQUILLA: _____

BOQUILLA No. _____

TIPO DE CONSTRUCCION _____

FECHA No. _____

CALCULADO POR: _____

FECHA _____

ORDEN No. _____

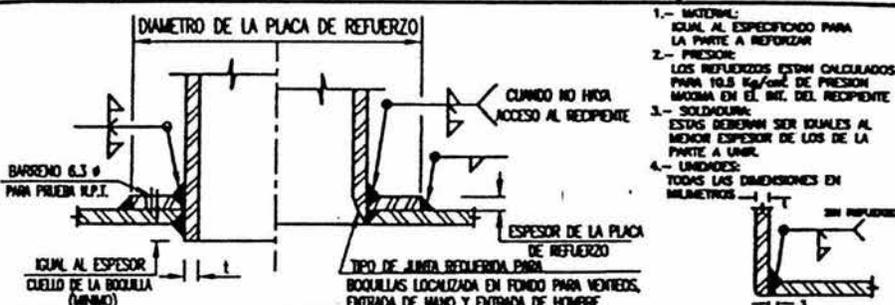
APROBADO: _____



**PLACAS DE REFUERZOS
PARA BOQUILLAS
10.5 Kg/cm² (150 P.S.I)**

NORMAS

FIGURA No.15



DIAMETRO NOMINAL DE BOQUILLA	DIAMETRO PLACA DE RFO.	ESPESOR DE CUERPO CORROIDO														
		E			5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21	
		70%	85%	100%	ESPESOR DE LA PLACA DE REFUERZO											
76	—	130	152	—	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21	
102	—	172	200	—	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21	
152	—	257	302	—	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21	
203	—	337	397	—	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21	
254	—	422	499	—	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21	
305	—	502	594	—	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21	
DIAMETRO EXTERIOR	t.	BOQUILLAS O ENTRADAS DE HOMBRE DE 356 # Y MAYORES														
356	13	—	514	600	8	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	
406	13	—	597	695	8	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	
457	13	559	680	791	8	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	
508	13	622	762	889	8	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	
559	13	686	845	984	8	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	
610	13	749	927	1080	8	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	
DIAMETRO NOMINAL BOQUILLA		ESPESOR CUERPO CORROIDO														
					22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51	
					ESPESOR DE LA PLACA DE REFUERZO											
76	—	130	156	—	22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51	
102	—	175	206	—	22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51	
152	254	264	308	—	22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51	
203	314	346	406	—	22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51	
254	378	432	508	—	22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51	
305	419	514	606	—	22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51	
DIAMETRO EXTERIOR	t.	BOQUILLAS O ENTRADAS DE HOMBRE DE 356 # Y MAYORES														
356	13	479	543	638	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	54	
406	13	540	629	737	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	54	
457	13	600	714	835	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	54	
508	13	660	797	937	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	54	
559	13	721	883	1035	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	54	
610	13	781	968	1134	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	54	

1.5.1 Espesores de los cuellos de las boquillas.

Los espesores de los cuellos de las boquillas (cédulas) deberán ser determinados en base a:

- a) Presión interna.
- b) Tolerancia por corrosión.
- c) Fuerzas y momentos debidos a dilataciones térmicas en tuberías, fuerzas transmitidas por otros equipos y acciones debidas al peso propio de las tuberías.

- a) Presión interna.

Generalmente el espesor del cuello de una boquilla calculado para soportar presión interna, resulta muy pequeño debido al diámetro tan reducido que ellas tienen en comparación con el diámetro del recipiente.

- b) Tolerancia por corrosión.

La corrosión es uno de los factores decisivos para seleccionar las cédulas de los cuellos de las boquillas, ya que los espesores de tubos de diámetro pequeño son muy reducidos y únicamente la corrosión puede acabar con ellos.

- c) Es muy importante, al diseñar recipientes a presión, analizar los arreglos de tuberías para hacer recomendaciones a los responsables de este departamento respecto a que las tuberías no deberán transmitir grandes fuerzas y momentos a nuestros recipientes.

Cuando se trabaja con líneas de tuberías relativamente grandes en diámetro y que estas manejan fluidos a altas temperaturas, se debe recomendar al departamento de tuberías hacer un estudio de análisis de esfuerzos en las líneas críticas a fin de minimizar las cargas y los momentos en las boquillas de los recipientes. Este análisis de esfuerzos incluye la selección y localización adecuada de soportes para las tuberías.

Las dimensiones comunes o estándar de las bridas más usadas, están mostradas en la figura 16.

1.5.2 Selección de las bridas para boquillas.

Se recomienda que las boquillas de 1-1/4" de diámetro y menores sean instaladas por medio de coples roscados de 3 000 y 6 000 libras/pulg².

Las boquillas de 1-2 "y mayores deberán ser bridadas.

De acuerdo a la forma de unir las bridas a los cuellos de las boquillas, existen los siguientes tipos de bridas:

- 1.-Brida de cuello soldable (Welding Neck).
2. - Brida deslizable (Slip- On).
- 3.-Brida de traslape (Las Joint).
- 4.-Brida roscadas. (Threaded).
- 5.-Bridas de enchufe soldable. (Socket Welding).
- 6.-Bridas de orificio.
- 7.- Bridas ciegas (Blind).
- 8.-Bridas especiales.

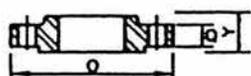
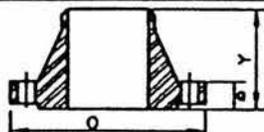
En la figura 17, se muestran los tipos de bridas antes mencionadas.



TUBE TURNS OF MEXICO S.A.
BRIDAS ESTANDAR CON CARA REALIZADA O CARA PLANA

NORMAS

FIGURA No. 16



ESPECIFICACIONES:
DIMENSIONES: ANSI B 16.5
MATERIAL: ASTM A105 GRADO 1 (3)

- (1) EN EL VALOR DE "Y" Y "G", EL VALOR DE LA CARA REALIZADA ESTA INCLUIDO
- (2) EN LAS BRIDAS CON CUELLO Y DE NECESIDAD DEL DIAMETRO INTERIOR (d) SURTIDO, ES PARA TUBERIA PESO ESTANDAR OBIOS DIAMETROS SE SURTEN A SOLICITUD
- (3) PUEDE SURTIRSE A SOLICITUD, EN CALIDAD A181-II O A105 GRADO I O II
- (4) LA ALTURA DE LAS BRIDAS CIEGAS ES IGUAL AL VALOR DEL ESPESOR.

150 PSI REALCE DE LA CARA 1.5 mm. (1/16") (4) 10.5 Kg/cm²

DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR	ESPESOR Q (1) (4)	ALTEZA TOTAL Y (1) (3)				No. DE BRIDAS	DIAM. DEL CIRCULO DE BARRENOS	DIAMETRO DE LOS BARRENOS							
			CON CUELLO		TRASLAPE											
PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.							
1/2	12.70	3 1/2	88.90	7/16	11.11	1 7/8	47.62	5/8	15.87	5/8	15.87	4	2 3/8	60.32	1/2	12.7
3/4	19.05	3 7/8	98.42	1/2	12.70	2 1/16	52.38	5/8	15.87	5/8	15.87	4	2 3/4	69.85	1/2	12.7
1	25.40	4 1/4	107.95	9/16	14.29	2 3/16	55.56	11/16	17.46	11/16	17.46	4	3 1/8	79.37	1/2	12.7
1 1/4	31.75	4 5/8	117.47	5/8	15.87	2 1/4	57.15	13/16	20.63	13/16	20.63	4	3 1/2	88.90	1/2	12.7
1 1/2	38.10	5	127.00	11/16	17.46	2 7/16	61.91	7/8	22.22	7/8	22.22	4	3 7/8	98.42	1/2	12.7
2	50.80	6	152.40	3/4	19.05	2 1/2	63.50	1	25.40	1	25.40	4	4 3/4	120.65	5/8	15.87
2 1/2	63.50	7	177.80	7/8	22.22	2 3/4	69.85	1 1/8	28.57	1 1/8	28.57	4	5 1/2	139.70	5/8	15.87
3	76.20	7 1/2	190.50	15/16	23.81	2 3/4	69.85	1 3/16	30.16	1 3/16	30.16	4	6	152.40	5/8	15.87
3 1/2	88.90	8 1/2	215.90	15/16	23.81	2 13/16	71.43	1 1/4	31.75	1 1/4	31.75	8	7	177.80	5/8	15.87
4	101.60	9	228.60	15/16	23.81	3	76.20	1 5/16	33.33	1 5/16	33.33	8	7 1/2	190.50	5/8	15.87
5	127.00	10	254.00	15/16	23.81	3 1/2	88.90	1 7/16	36.51	1 7/16	36.51	8	8 1/2	215.90	3/4	19.05
6	152.40	11	279.40	1	25.40	3 1/2	88.90	1 9/16	39.69	1 9/16	39.69	8	9 1/2	241.30	3/4	19.05
8	203.20	13 1/2	342.90	1 1/8	28.57	4	101.60	1 3/4	44.45	1 3/4	44.45	8	11 3/4	298.45	3/4	19.05
10	254.00	16	406.40	3/16	30.16	4	101.60	1 15/16	49.21	1 15/16	49.21	12	14 1/4	361.95	7/8	22.22
12	304.80	19	482.60	1 1/4	31.75	4 1/2	114.30	2 3/16	55.56	2 3/16	55.56	12	17	431.80	7/8	22.22
14	355.60	21	533.40	1 3/8	34.92	5	127.00	2 1/4	57.15	3 1/8	79.37	12	18 3/4	476.25	1	25.4
16	406.40	23 1/2	596.90	1 7/16	36.51	5	127.00	2 1/2	63.50	3 7/16	87.31	16	21 1/4	539.75	1	25.4
18	457.20	25	635.00	1 9/16	39.69	5 1/2	139.70	2 11/16	68.26	3 13/16	96.83	16	22 3/4	577.85	1 1/8	28.57
20	508.00	27 1/2	698.50	1 11/16	42.86	5 11/16	144.46	2 7/8	73.02	4 1/16	103.18	20	25	635.00	1 1/8	28.57
24	609.60	32	812.80	1 7/8	47.62	6	152.40	3 1/4	82.55	4 3/8	111.12	20	28 1/2	749.30	1 1/4	31.75

300 PSI REALCE DE LA CARA 1.5 mm. (1/16") (4) 21.1 Kg/cm²

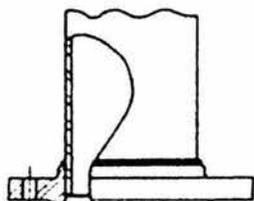
DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR	ESPESOR Q (1) (4)	ALTEZA TOTAL Y (1) (3)				No. DE BRIDAS	DIAM. DEL CIRCULO DE BARRENOS	DIAMETRO DE LOS BARRENOS							
			CON CUELLO		TRASLAPE											
PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.							
1/2	12.70	3 3/4	95.25	9/16	14.28	2 1/16	52.38	7/8	22.22	7/8	22.22	4	2 5/8	66.67	1/2	12.7
3/4	19.05	4 5/8	117.47	5/8	15.87	2 1/4	57.15	1	25.40	1	25.40	4	3 1/4	82.55	5/8	15.87
1	25.40	4 7/8	123.82	11/16	17.46	2 7/16	61.91	1 1/16	26.98	1 1/16	26.98	4	3 1/2	88.90	5/8	15.87
1 1/4	31.75	5 1/4	133.35	3/4	19.05	2 9/16	65.08	1 1/16	26.98	1 1/16	26.98	4	3 7/8	98.42	5/8	15.87
1 1/2	38.10	6 1/8	155.57	13/16	20.63	2 11/16	68.26	1 3/16	30.16	1 3/16	30.16	4	4 1/2	114.30	5/8	15.87
2	50.80	6 1/2	165.10	7/8	22.22	2 3/4	69.85	1 5/16	33.33	1 5/16	33.33	8	5	127.00	5/8	15.87
2 1/2	63.50	7 1/2	190.50	1	25.40	3	76.20	1 1/2	38.10	1 1/2	38.10	8	5 7/8	149.22	3/4	19.05
3	76.20	8 1/4	209.55	1 1/8	28.57	3 1/8	79.37	1 11/16	42.86	1 11/16	42.86	8	6 5/8	168.27	3/4	19.05
3 1/2	88.90	9	228.60	1 3/16	30.16	3 3/16	80.96	1 3/4	44.45	1 3/4	44.45	8	7 1/4	184.15	3/4	19.05
4	101.60	10	254.00	1 1/4	31.75	3 3/8	85.72	1 7/8	47.62	1 7/8	47.62	8	7 7/8	200.02	3/4	19.05
5	127.00	11	279.40	1 3/8	34.92	3 7/8	98.42	2	50.80	2	50.80	8	9 1/4	234.95	3/4	19.05
6	152.40	12 1/2	317.50	1 7/16	36.51	3 7/8	98.42	2 1/16	52.38	2 1/16	52.38	12	10 5/8	269.87	3/4	19.05
8	203.20	15	381.00	1 5/8	41.27	4 3/8	111.12	2 7/16	61.91	2 7/16	61.91	12	13	330.20	7/8	22.22
10	254.00	17 1/2	444.50	1 7/8	47.62	4 5/8	117.47	2 5/8	66.67	3 3/4	95.25	16	15 1/4	387.35	1	25.4
12	304.80	20 1/2	520.70	2	50.80	5 1/8	130.17	2 7/8	73.02	4	101.60	16	17 3/4	450.85	1 1/8	28.57
14	355.60	23	584.20	2 1/8	53.97	5 5/8	142.87	3	76.20	4 3/8	111.12	20	20 1/4	514.35	1 1/8	28.57
16	406.40	25 1/2	647.70	2 1/4	57.15	5 3/4	146.05	3 1/4	82.55	4 3/4	120.65	20	22 1/2	571.50	1 1/4	31.75
18	457.20	28	711.20	2 3/8	60.32	6 1/4	158.75	3 1/2	88.90	5 1/8	130.17	24	24 3/4	628.65	1 1/4	31.75
20	508.00	30 1/2	774.70	2 1/2	63.50	6 3/8	161.92	3 3/4	95.25	5 1/2	139.70	24	27	685.80	1 1/4	31.75
24	609.60	36	914.40	2 3/4	69.85	6 5/8	168.27	4 3/16	106.36	6	152.40	24	32	812.80	1 1/2	38.1



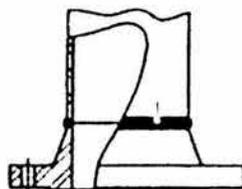
TIPOS DE BRIDAS

NORMAS

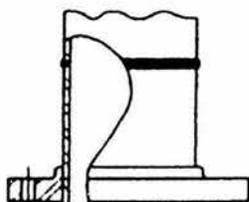
FIGURA No. 17



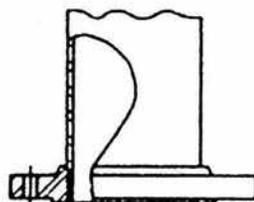
DESIZABLE (SLIP - ON)



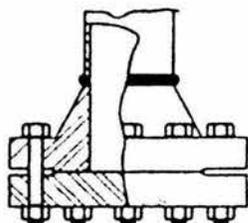
CUELLO SOLDABLE (WELDING NECK)



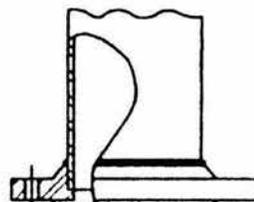
DE UNION O EMPALME (LAP JOINT)



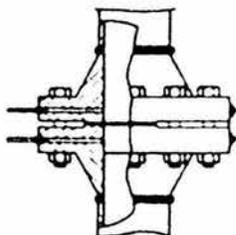
ROSCADA (THREADED)



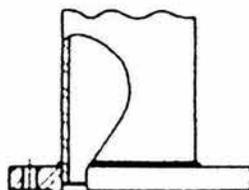
CIEGA (BLIND)



TIPO ENCHUFE (SOCKET TYPE)



DE ORIFICIO (ORIFICE)



ESPECIAL (SPECIAL)

Tipos de caras de bridas.

De acuerdo con la presión y fluido que maneje, debemos seleccionar el tipo de cara que tendrán las bridas que instalaremos en recipientes a presión.

Los tipos de cara de brida más comunes son:

- 1.- Cara plana. (Flat Face).
- 2.- Cara realzada (Raised Face).
- 3.- Cara machoembra (male and Female).
- 4.- Cara de ranura y lengüeta. (Tongue and Groove).
- 5.- Cara de junta de anillo (Rain Join).

Bridas de cara plana.

Se usan generalmente para bajas presiones y cuando la brida será recubierta con algún material como hule, vidrio, etc.

Bridas de cara realzada.

Son las de uso común, en recipientes a presión, ya que el realce nos ayuda a tener un buen sello entre caras.

Las bridas de cara machoembra, ranura y lengüeta y junta de anillo, las usamos en recipientes y tuberías que manejan fluidos tóxicos, explosivos y peligrosos en general, donde las fugas del fluido manejado representan grandes riesgos. Al instalar estos tipos de bridas en recipientes a presión, se recomienda unir la brida hembra al recipiente y la macho a la tubería.

Registro de hombre.

Cuando se requiere tener acceso al interior de un recipiente a presión, ya sea para el mantenimiento, carga o descarga de sólidos, etc. es necesario instalar en el un registro de hombre. El diámetro mínimo para este tipo de registros es de 16", aunque éste no es muy recomendable por que dificulta el rápido acceso al interior del equipo, lo usual es instalar registros de 18 ó 20 pulgadas de diámetro.

Ya que al abrir un registro de este tipo los operadores tendrían que cargar la tapa y estas son muy pesadas, se recomienda instalar un pescante en la tapa de cada registro y pescantes recomendables.

Los cuellos para los registros de hombre, deben ser calculados como los cilindros de pared delgada. La tapa será una brida ciega comercial, del mismo material y rango que las usadas en las demás boquillas del recipiente en cuestión.

Las placas de refuerzos, en los registros de hombre, serán calculadas con el mismo criterio como si se tratase de una boquilla cualquiera.

1.6 Materiales en recipientes a presión.

En la etapa de diseño de recipientes a presión, la selección de materiales de construcción es de relevante importancia, para lo cual se necesita definir una secuencia lógica en la selección de éstos. Cabe hacer la aclaración que este es un tema muy amplio y complejo, por lo cual, será difícil llegar a dar recetas para la selección adecuada de los materiales a usar, en recipientes a presión.

Materiales más comunes

El código A.S.M.E. indica la forma de suministro de los materiales más utilizados, la cual va implícita en su especificación. A continuación se dan algunos ejemplos de materiales, su especificación y forma de suministro.

Tabla B. Materiales más utilizados y su especificación. *

PLACA			
Especificación	SA- 515- 70	SA -285 -C	SA- 36
Composición Nominal	C-Si	C-Si	C-Si
Esfuerzo de cedencia KPSI	38	30	36
Esfuerzo último en KPSI	70	55	58
Esfuerzo de diseño en KPSI	17.5	13.8	12.7
De -20 a 650 ⁰ F			

* Referencia propia.

Tabla C. Bridas y su especificación. *

FORJA (Bridas).			
Especificación	SA-105	SA -181	SA-266 II
Composición Nominal	C-Si	C-Si	C-Si
Esfuerzo Cedencia en KPSI	36	36	35
Esfuerzo último en KPSI	70	70	70
Esfuerzo de diseño en KPSI.	17.5	17.5	17.5
De -20 a 650 ⁰ F			

Tabla D. Tubos de cedula y su especificación. *

TUBOS DE CEDULA			
Especificación	SA-106-B	SA-53	SA-333-1
Composición Nominal	C-Si	C-Si	C-Si
Esfuerzo de cedencia en KPSI	30	30	40
Esfuerzo último en KPSI	48	48	55
Esfuerzo de diseño en KPSI	15	15	13.7
De -20 a 650 ⁰ F			

Tabla E. Tubos de calibre y su especificación. * *Referencia propia.

TUBOS DE CALIBRE			
Especificación.	SA-179	SA-334-1	SA-556-C2
Composición nominal	C-Si	C-Si	C-Mn
Esfuerzo de cedencia en KPSI		30	30

Entre los materiales de más uso común en la fabricación de recipientes a presión, esta principalmente el acero al carbón y algunas aleaciones especiales tales como:

Aceros Especiales auténticos y ferríticos:

Titanio. Hafnio.
Zirconio. Tántalo.
Molibdeno. Incoloy.
Hastelloy. Monel.
Iconel. Admiralty.

1.6.1 Propiedades que deben tener y requisitos que deben llenar los materiales para satisfacer las condiciones de servicio.

a) Propiedades mecánicas.

Al considerar las propiedades mecánicas del material, es deseable que tenga resistencia a la tensión, alto punto de cedencia, por ciento alargamiento alto y mínima reducción de área, con estas propiedades principalmente, se establecen los esfuerzos de diseño para el material en cuestión.

b) Propiedades físicas.

En este tipo de propiedades, se buscará que el material deseado tenga bajo coeficiente de dilatación térmica.

c) Propiedades químicas.

La principal propiedad química que debe considerarse en el material que se utilizan en la fabricación de recipientes a presión, es su resistencia a

la corrosión. Este factor es de muchísima importancia, ya que un material mal seleccionado causara múltiples problemas, las consecuencias que se derivan de ello son:

I.- Reposición del equipo corroído.

Un material que no sea resistente al ataque corrosivo, puede corroerse en poco tiempo de servicio.

II.- Sobre diseño en las dimensiones.

Para materiales poco resistentes a la corrosión, es necesario dejar un excedente en los espesores, dejando margen para la corrosión, esto trae como consecuencia que los equipos resulten más pesados, encarecen de diseño y además de no ser siempre la mejor solución.

III.- Mantenimiento preventivo.

Para proteger a los equipos del medio ambiente corrosivo es necesario usar pinturas protectoras.

IV.- Paro debido a la corrosión de los equipos.

Un recipiente que ha sido atacado por la corrosión, necesariamente debe ser retirado de operación, lo cual implica pérdidas en la producción.

V.- Contaminación o pérdida del producto.

Cuando en los componentes de los recipientes a presión se han llegado a producir perforaciones en las paredes metálicas, los productos de la

corrosión contaminan el producto, lo cual en algunos de los casos es costosísimo.

VI.- Daños a equipos adyacentes.

La destrucción de un recipiente a presión por corrosión, puede dañar los equipos con los que este colaborando en el proceso.

VII.- Consecuencias de tipo social.

La falla repentina de un recipiente a presión corroído, puede ocasionar desgracias personales, además de que los productos de la corrosión, pueden ser nocivos para la salud.

d) Soldabilidad.

Los materiales usados para fabricar recipientes a presión, deben tener buenas propiedades de soldabilidad, dado que la mayoría de sus componentes son de construcción soldada. Para el caso en que se tengan que soldar materiales diferentes entre si, estos deberán ser compatibles en lo que a la soldabilidad se refiere. Un material, cuando más elementos de aleación contenga, mayores precauciones deberán tomarse durante los procedimientos de soldadura, de tal manera que se conserven las características que proporcionan los elementos de aleación.

1.6.2 Evaluación de los materiales sugeridos.

En esta etapa se toma en cuenta los aspectos relacionados con la vida útil de la planta donde se instalarán los recipientes o equipos que se estén diseñando y se fija la tensión en los siguientes puntos:

I.- Vida estimada de la planta.

Una planta se proyecta para un determinado tiempo de vida útil, generalmente 10 años, esto sirve de base para formarnos un criterio sobre la clase de posibles materiales que podemos utilizar.

II.- Duración estimada del material.

Para esto, es necesario auxiliarnos de la literatura existente sobre el comportamiento de los materiales en situaciones similares, reportes de las personas que han operado y conocen los problemas que se presentan en las plantas donde se manejan productos idénticos para hacer buenas estimaciones.

III.- Confiabilidad del material.

Es necesario tener en cuenta las consecuencias económicas de seguridad del personal y del equipo en caso de que se llegaran a presentar fallas inesperadas.

VI.- Disponibilidad y tiempo de entrega del material.

Es necesario tener en cuenta la producción nacional de materiales para la construcción de recipientes a presión, ya que existe la posibilidad de utilizar los materiales de que se dispone sin tener grandes tiempos de entrega y a un menor que las importaciones.

V.- Costo del material y de la fabricación.

Por lo general, a un alto costo de material le corresponde un alto costo de fabricación.

VI.- Costo de mantenimiento e inspección.

Un material de propiedades mecánicas y resistencia a la corrosión menores, requiere de mantenimiento e inspecciones frecuentes, lo cual implica tiempo de servicio y mayores gastos por este concepto.

1.6.3 Selección de material.

La decisión final sobre el material a utilizar será de acuerdo a lo siguiente:

Material más adecuado.

Será aquel que cumpla con el mayor porcentaje de requisitos tales como:

1.- Requisitos técnicos.

Cumplir con el mayor número de requisitos técnicos es lo más importante para un material, ya que de esto depende el funcionamiento correcto y seguro del equipo.

2.- Requisitos económicos.

Estos requisitos lo cumplen los materiales que impliquen los menores gastos como son los iniciales, de operación y de mantenimiento, sin que por este concepto se tengan que sacrificar el requisito técnico, que repetimos, es el más importante.

1.7 Códigos aplicables.

El principal Código utilizado en México, Estados Unidos de Norteamérica, y en otros muchos países del mundo, es el código A.S.M.E. Sección VIII, división 1".

Este código es publicado por la Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos, su edición es trianual, sin embargo la asociación antes mencionada emite además trimestrales, las cuales modifican constantemente el código manteniéndolo siempre actualizado.

Como una alternativa del código ASME Sección VIII división 1, existe la división 2, La diferencia fundamental entre las dos divisiones radica en los factores de seguridad , los cuales son mayores en la división 1.

En la siguiente tabla se enlistan los principales Códigos existentes en el mundo para el diseño y fabricación de recipientes a presión.

Tabla F. Países y códigos que aplican. *

PAISES	CODIGOS
Alemania Accidental.	A.D. Merkblantt. Code.
Estados Unidos de Norteamérica.	ASME Code Section VIII División 1 y 2
Inglaterra	British Code BS 5500
Italia	Italian Pressure Vessel Code
Japón	Japanese Pressure Vessel Code

* Referencia propia.

Como un complemento , el código ASME Sección VIII, División 1, para el procedimiento de soldadura se utiliza la sección IX del código ASME y el AWS(American Welding Society), para la selección de materiales se utiliza la Sección II y el A.S.T.M.(American Society of Testing Materials.)

1.7.1 Código A.S.M.E.

El siguiente párrafo describirá brevemente el origen del código ASME. :

El código para calderas y recipientes a presión de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME), se origino por la necesidad de proteger a la sociedad de las continuas explosiones de calderas que se sucedían antes de reglamentar su diseño y construcción:

Inglaterra fue uno de los primeros países que sintió la necesidad y fue después de uno de los, más grandes desastres que sufrió la ciudad de Londres al explotar una caldera en el año de 1815.

La investigación de las causas de la explosión la llevo a cabo la cámara de los Comunes por medio de un comité, el cual, después de agotar todas sus pesquisas, logro establecer tres de las principales causas del desastre:

Construcción inapropiada, material inadecuado, y aumento gradual y excesivo de la presión.

Al final de su informe, dicho Comité relacionaba el empleo de las cabezas semiesféricas, el hierro forjado como material de construcción y el empleo de dos válvulas de seguridad.

En los Estados Unidos de Norteamérica, las personas dedicadas a la fabricación de calderas, se agruparon en el año de 1889.

Esta asociación nombró un comité encargado de preparar reglas y especificaciones, en las que se basara la fabricación de talles en las calderas.

Como resultado de los estudios hechos por el comité, se presento ante la asociación un informe en el que se cubrían temas como:

Especificaciones de materiales, armado por medio de remaches, factores de seguridad, tipos de cabeza y bridas, así como reglas para la prueba hidrostática.

No obstante, los dos intentos anteriores por evitar las explosiones en calderas, estas seguían sucediendo; A principios de este siglo, tan solo en los Estados Unidos de Norteamérica, ocurrieron entre 350 y 400, con tremendas pérdidas de vidas y propiedades, llegó a ser costumbre que la autorización para usar una caldera la diera el cuerpo de bomberos.

Hasta la primera década de este siglo, las explosiones en calderas habían sido catalogadas como "Actos de dios". Era necesaria la existencia de un Código legal sobre las calderas.

El 10 de Marzo de 1905, ocurrió un a explosión en una fabrica de zapatos de Crocktown Massachussets, matando a 58 personas, hiriendo a otras 117 y con pérdidas materiales de más de un cuarto de millón de dólares. Este accidente catastrófico hizo ver a las gentes de Massachussets la imperiosa necesidad de legislar sobre la construcción de calderas para garantizar la seguridad.

Después de muchos debates y discusiones publicas, el estado promulgó, en 1907, el primer código legal de reglas para la construcción de calderas de vapor, al año siguiente, el Estado de Ohio aprobó un reglamento similar.

Otros estados y ciudades de la Unión Americana que habían padecido explosiones similares, se dieron cuenta de que estas podían evitarse mediante un buen diseño y una fabricación adecuada y también se dieron a la tarea de formular reglamentos para este propósito.

De esta manera, se llegó a una situación tal que cada estado y aún cada ciudad interesada en este asunto, tenían un propio reglamento.

Como los reglamentos diferían de un estado a otro, y a menudo estaban en desacuerdo, los fabricantes estaban en desacuerdo y empezaron a encontrar difícil el fabricar un equipo con el reglamento de un estado que pudiera ser aceptado por otro.

Debido a esta falta de uniformidad, en 1911, los fabricantes y usuarios de calderas y recipientes a presión apelaron ante el concilio de la ASME para corregir esta situación. El concilio respondió a esto nombrando un comité.

El comité estaba formado por siete miembros, todos ellos de reconocido prestigio dentro de sus respectivos campos, un ingeniero de seguros para calderas, un fabricante de materiales, dos fabricantes de calderas, dos profesores de ingeniería y un ingeniero consultor.

El comité fue asesorado por otro comité en calidad de consejero, formado de 18 miembros que representaban varias fases de diseño, construcción, instalación y operaciones de calderas.

Basándose en los reglamentos de Massachusetts y de Ohio y en otros datos de utilidad, el comité presentó un informe preliminar en 1913 y envió 2000 copias de él a los profesores de Ingeniería Mecánica a departamentos de Ingeniería de compañías de seguros de calderas, a jefes de inspectores de los departamentos de inspección de calderas de

Estados y Ciudades, a editores de revistas de Ingeniería y a todos los interesados en la construcción y operación de calderas, pidiendo sus comentarios.

Después de tres años de innumerables reuniones y audiencias públicas, fue adoptado en la primavera de 1925, el primer código ASME "reglas para la construcción de calderas estacionarias y para las presiones permisibles en el trabajo", conocido como la edición 1914.

Desde entonces, el código ha sufrido muchos cambios y se han agregado muchas secciones de acuerdo a las necesidades

Las secciones han aparecido en el siguiente orden:

Sección I	Calderas	1914
Sección II	Especificaciones de materiales	1924
Sección III	Calderas locomotoras	1921
Sección IV	Calderas para calefacción de baja presión	1923
Sección V	Calderas miniatura	1922
Sección VI	Inspección	1924
Sección VII	Reglas sugeridas para el cuidado de las calderas de potencia	1926
Sección VIII	Recipientes a presión no sometidos a fuego directo	1925
Sección IX	Requisitos de soldadura	1940
Sección X	Recipientes a presión de plástico reforzado y fibra de vidrio	
Sección XI	Reglas para la inspección en servicios de plantas de potencia nuclear	

El aumento de secciones en el código, refleja el progreso de la industria en este campo. Se ha observado un crecimiento espontáneo y se han requerido revisiones constantes.

Como ejemplo se tiene que en 1914, las calderas se operaban a una presión máxima de 20 Kg./cm² (285 psi) y a temperaturas de 300 grados centígrados(572 grados F), actualmente éstas se diseñan para presiones tan altas como son 305 Kg./cm² (4331 psi) y a temperaturas de 600^o C (1112^o F).

Los recipientes se diseñan para presiones de 200 Kg. /cm² (2845 psi), y a un rango de temperatura entre -210^oC a 550^oC (de -346^oF a 1022^oF).

Cada nuevo material, cada nuevo diseño, cada nuevo método de fabricación, cada nuevo sistema de protección, trae consigo nuevos problemas de estudio para el comité del código, exigiendo la experiencia técnica de muchos sub.-comités, para expedir nuevos suplementos y nuevas revisiones del código.

Como resultado del espléndido trabajo de esos sub.-comités, el código ASME, ha desarrollado un conjunto de normas que garantizan cualquier diseño y cualquier construcción de calderas y recipientes a presión dentro de los límites del propio Código.

El código ASME ha tenido que mantenerse al día, dentro del cambiante mundo de la tecnología.

Este grupo celebra seis reuniones anuales para adaptar el código. Las ediciones del código se hacen cada tres años, la más reciente fue en 1995, consta de once secciones en catorce tomos y son:

- Sección I Calderas de potencia.
- Sección II Especificaciones de materiales. Parte A especificación de materiales ferrosos. Parte B especificación de materiales no ferrosos.
- Sección III Plantas de potencia nuclear. División 1 y división 2.
Componentes: requerimientos generales.
- Sección IV Calderas para calefacción.
- Sección V Pruebas no destructivas.
- Sección VI Reglas recomendadas para el cuidado y operación de las calderas para calefacción.
- Sección VII Reglas sugeridas para el cuidado de calderas de potencia.
- Sección VIII División 1 Recipientes a presión. División 2 reglas para las diferentes alternativas para recipientes a presión.
- Sección IX Requisitos de soldadura.
- Sección X Recipientes a presión de plástico reforzado y fibra de vidrio.
- Sección XI Reglas para la inspección en servicios de plantas de potencia nuclear.

En las secciones anteriores se muestra lo que es y como esta conformado el código A.S.M.E.

Ahora se revisara la sección VIII la cual esta relacionada con los recipientes a presión.

Las reglas de la división 1, de esta sección del código cubren los requisitos mínimos para el diseño, fabricación, inspección y certificación de

recipientes a presión, además de aquellas que están cubiertas por la sección 1.

Como se dijo anteriormente, el considerable avance tecnológico que se ha tenido en los últimos años, ha traído como consecuencia el incremento de nuevos códigos y normas

El código A.S.M.E. consiente de ello, crea dentro de la sección VIII de su código, un nuevo tomo denominado, división."Reglas alternativas para la construcción de recipientes a presión".

En esta división, los esfuerzos permisibles están basados en un coeficiente de seguridad aproximadamente igual a tres.

Limitaciones.

El código A.S.M.E., sección VIII división 1, especifica claramente algunas limitaciones, entre las principales tenemos:

Espesor mínimo.- se establece que para los recipientes construidos en acero al carbón, el espesor mínimo será de 3/32" (2.38mm) independientemente de su uso, ya que para algunos usos particulares, se especifican mínimos diferentes.

La relación $R/t \geq 10$

Los recipientes diseñados y construidos bajo este código, no deben tener elementos principales móviles, ya sean rotatorios o reciprocantes razón por la cual se excluyen del alcance del mismo las bombas, compresores, turbinas, y cualquier equipo que tenga elementos principales móviles.

El volumen mínimo que deberán tener los recipientes a presión diseñados y construidos bajo este código, deberá ser de 120 galones.

La presión mínima a que deberán diseñarse los recipientes será de 15 PSIG (1 atmósfera).

El diámetro interior mínimo será de 6".

La presión máxima de diseño será de 3,000 PSIG.

Deberán ser estacionarios.

1.8 Recipientes cilíndricos horizontales.

Cálculo por presión interna.

Al calcular un recipiente cilíndrico horizontal por presión interna, es necesario realizar independientemente el cálculo del cuerpo y las tapas

En este apartado se realizan los cálculos necesarios para seleccionar adecuadamente los espesores del cuerpo y las partes de un recipiente cilíndrico horizontal, que se ocupara como base para la determinación dimensional y estructural del diseño de la prensa.

DATOS.

D = Diámetro interior en pulgadas (m.m) = 72 pulgadas.

t = Espesor mínimo requerido en pulgadas (m.m) =?

P = Presión de diseño = 130 lb. /pulg²

P_0 = Presión de operación = 100 lb. /pulg²

R = Radio interior del cilindro = 36 pulgadas.

E = Eficiencia de las soldaduras (ver valores en Figura No. 1)

S = Esfuerzo máximo permisible a tensión del material seleccionado para fabricar el recipiente a la temperatura de diseño, (ver valores en la Figura No 7), para un material SA – 285 – C $S = 13, 800$ lb. /pulg² a una temperatura de diseño de -20° a 650° F

L = Radio de abombado de la tapa en pulgadas.

r = Radio de esquina o de nudillos en pulgadas

L_1 = Longitud entre líneas de tangencia del recipiente = 144 pulgadas.

T = Temperatura de diseño = 500° F.

Cálculo del cilindro.

En la figura No 18, se muestra un formato para el cálculo del espesor del cilindro por presión interna, en la figura 18, se puede observar que se realizaron tres cálculos con eficiencia de soldaduras de 0.7, 0.85 y 1.0 respectivamente.

Al usar $E = 0.7$ calculamos que $t = 0.488''$

Usando $E = 0.85$ tenemos que $t = 0.042''$

Para $E = 1.0$ obtenemos que $t = 0.341$

Todos los espesores han sido calculados sin considerar tolerancia por corrosión. Usando en nuestro recipiente $t = 0.488''$ no se gastara en radiografías, pero el espesor resultante es muy alto, y consecuentemente caro.

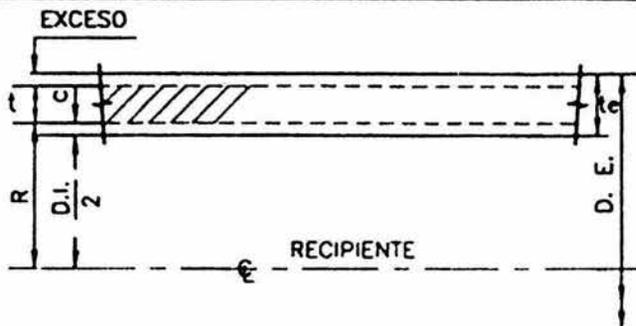


MEMORIA DE CALCULOS PARA ESPESOR DEL CUERPO CILINDRICO CON PRESION INTERNA (DIAMETRO INTERIOR) UG - 27

PROCEDIMIENTOS SECCION DE DISEÑO DE RECIPIENTES

NORMAS

FIGURA No. 18



CON E = 0.7

$$t = \frac{130 (36)}{13,800 (0.7) - 0.6 (130)}$$

$t = 0.488" < 0.5" (1/2")$

MATERIAL DEL CUERPO	= SA-285-C
PRESION DE OPERACION	= 100 PSIG.
PRESION DE DISEÑO (P)	= 130 PSIG.
TEMPERATURA DE OPERACION	= 140 °F
TEMPERATURA DE DISEÑO	= 650 °F
ESFUERZO DE TRABAJO (A TEMP. DE DISEÑO) (S)	= 13,800 PSIG.
EFICIENCIA (E)	= 0.85. RAYOS "X"
DIAMETRO INTERIOR (D.I.)	= 72" PLGS.
CORROSION PERMISIBLE (C)	= 0.0 PLGS
ESPESOR MINIMO REQUERIDO EXCL. CORROSION	= (t) 0.402"
ESPESOR ESPECIFICADO EN CUERPO	= (t)

CON E = 0.85

$$t = \frac{130 (36)}{13,800 (0.85) - 0.6 (130)}$$

$t = 0.402" < 0.437" (7/16")$

$\frac{D. I.}{2} + C = \quad + \quad = (R) = \quad$ PLGS.

$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} = \quad = \quad$ PLGS.

t =

+

C = \quad PLGS. ∴ $t_e = \quad$ PLGS.

D. E. = D. I. + 2 (te) = \quad PLGS
 EXCESO = te - (t + c) = \quad PLGS.

CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA POR TEMPERATURA

PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA = (P. H. C.)
 ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFERICA = (SATM) = 13,800 PSI

P.H.C. = $1.5 \times \frac{SATM}{S} \times P = 1.5 \times \frac{13,800}{13,800} \times 130 = 195$

P.H.C. = 195 PSIG.

CON E = 1.0

$$t = \frac{130 (36)}{13,800 (1.0) - 0.6 (130)}$$

$t = 0.341" < 0.375" (3/8")$

NOTAS:

APROBO:

CALCULO:

PROYECTO

PLANTA

TAG.:

En el tercer caso se obtuvo que $t = 0.341"$, se usaría un espesor pequeño, pero se gastaría mucho en radiografiar al 100%

En el punto óptimo de eficiencia de soldaduras, por experiencia para los cuerpos cilíndricos, los tenemos cuando $E = 0.85$, es decir, el espesor no es muy grande y el costo del radiografiado es relativamente bajo.

Por lo anterior, es recomendable usar $E = 0.85$, en la mayoría de los cilindros sometidos a presión interna, solamente en casos especiales, se utilizara otro valor de la eficiencia de soldaduras.

1.9 Cálculo de las tapas por presión interna.

El formato mostrado en la figura 19, es utilizado para calcular el espesor de las tapas semiesféricas.

Así como en los cilindros de recipientes sometidos a presión, es recomendable usar una eficiencia de 0.85, en las tapas es conveniente usar un valor de $E = 1.0$ en algunos casos las tapas son fabricadas de una sola pieza, ello involucra que no tengan soldaduras, cuyas longitudes son generalmente pequeñas, y consecuentemente, el radiografiado no es muy costoso comparado con el costo resultante del incremento en el espesor de las tapas. En la figuras 19, se elaboraron los cálculos de los espesores de las tapas usando valores de $E = 0.7, 0.85$ y 1.0 respectivamente, el objeto de haberlos realizado, es hacer una comparación entre los resultados obtenidos y de esta manera formamos un criterio propio basado en este tipo de experiencia.



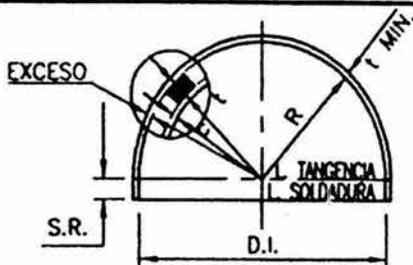
MEMORIA DE CALCULOS PARA ESPESOR DE
CABEZA SEMIESFERICA BAJO PRESION INTERIOR

UG - 32 Y UA - 4

PROCEDIMIENTOS SECCION DE DISEÑO DE RECIPIENTES

NORMAS

FIGURA No. 19



MATERIAL DE LA CABEZA = SA-285-C
 DIAMETRO INTERIOR DE LA CABEZA (D.I.) = 72 PLGS.
 TEMPERATURA DE DISEÑO = 500 °F
 ESFUERZO DE TRABAJO (A TEMP. DE DISEÑO) (S) = 13,800 PSIG.
 PRESION INT. DE DISEÑO (P) = 130 PSIG.
 RADIO INTERIOR (R) = 36 PLGS.
 EFICIENCIA MENOR DE CABEZA (E) = VER CALCULOS
 CORROSION PERMISIBLE (C) = 0.0 PLGS.
 ESPESOR MINIMO REQUERIDO EXCL CORR. = (t) PULGS.
 ESPESOR MINIMO ESPECIFICADO EN CABEZA = (t MIN.) =

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2 P} = \text{PLGS.}$$

t =

+

$$C = \text{PLGS.} \quad t \text{ MIN.} = \text{PLGS.}$$

$$\text{EXCESO} = t \text{ MIN.} - (t + C) = \text{PLGS.}$$

CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA
CORREGIDA POR TEMPERATURA (P.C.H.)

PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA = (P. H. C.)
 ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFERICA = (SATM) = 13,800 PSI

$$P.H.C. = 1.5 \times \frac{\text{SATM}}{S} \times P = 1.5 \times \frac{13,800}{13,800} \times 130 = 195$$

P.H.C. = 195 PSIG.

CON E = 0.7

$$t = \frac{130 (36)}{2 (13,800) 0.7 - 0.2 (130)}$$

$$t = 0.243 < 0.250 (1/4")$$

CON E = 0.85

$$t = \frac{130 (36)}{2 (13,800) 0.85 - 0.2 (130)}$$

$$t = 0.200 < 0.250 (1/4")$$

CON E = 1.0

$$t = \frac{130 (36)}{2 (13,800) 1.0 - 0.2 (130)}$$

$$t = 0.17 < 0.187 (3/16")$$

NOTAS:

APROBO:

CALCULO:

PROYECTO:

PLANTA

TAG.:

1.10 Cálculo de los recipientes cilíndricos horizontales por presión externa.

Los parámetros usados en el cálculo de espesores en recipientes sometidos a presión externa son los siguientes:

A = Factor determinado por medio de la gráfica mostrada en la figura No 20

As = Área de la reacción transversal del anillo antiesador en pulgadas².

B = Factor determinado por medio de las gráficas mostradas en las Figuras No. 21, 22, 23 y 24 cuyo valor depende del material utilizado y de la temperatura de diseño.

Do = Diámetro exterior del cilindro en pulgadas.

E = Módulo de elasticidad del material (ver Figuras de la 21 a la 24)

Is' = Momento de inercia requerido en el anillo antiesador combinado con la sección del cilindro tomada para incrementar el momento de inercia. En pulgadas⁴. (El ancho de la sección del cilindro estará determinado por la forma del anillo a usar según Figura No 26)

Is = Momento de inercia requerido en el anillo antiesador respecto a su eje neutro paralelo al eje del cilindro, en pulgadas⁴.

L = Longitud de una de las secciones del recipiente tomada como la mayor de las siguientes:



LOS VALORES DEL FACTOR A
FORMULAS UTILIZADAS PARA RECIPIENTES
BAJO PRESION EXTERNA

NORMAS
FIGURA No. 20

$$\text{LONGITUD} + \text{DIAMETRO EXTERIOR} = L/D_o$$

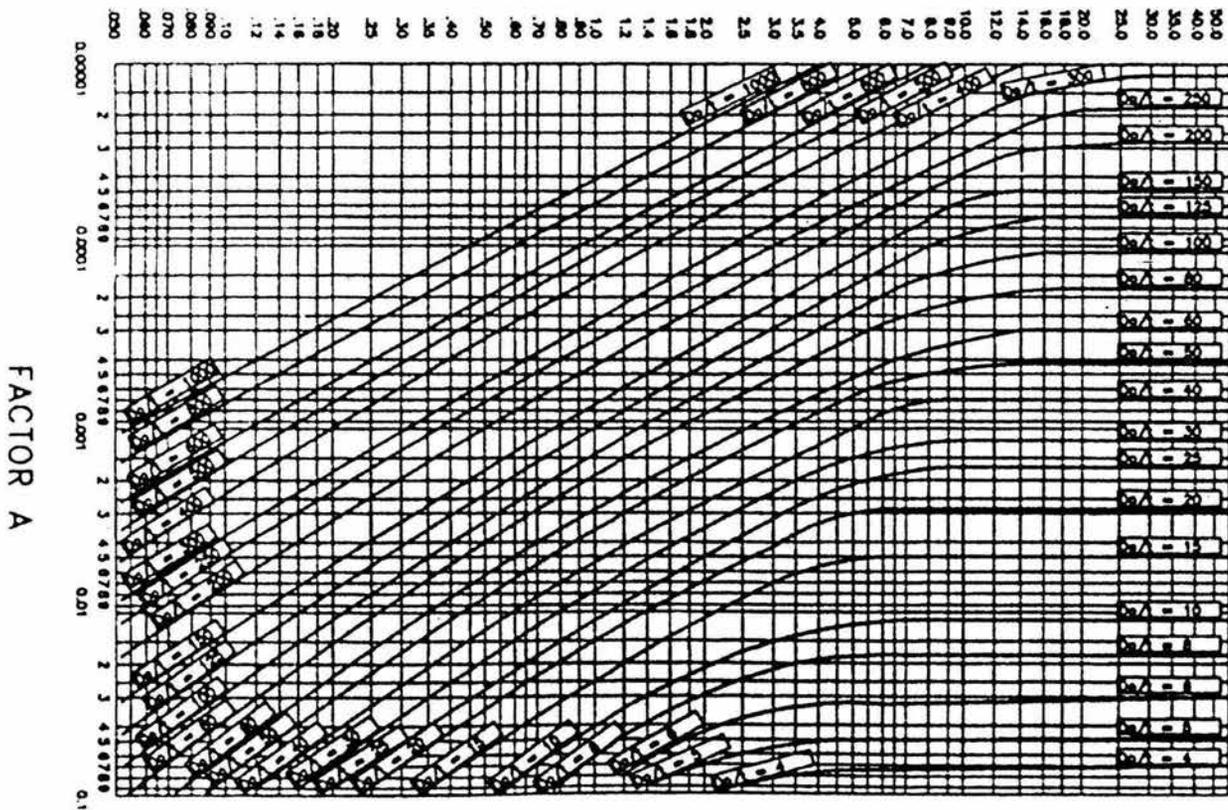


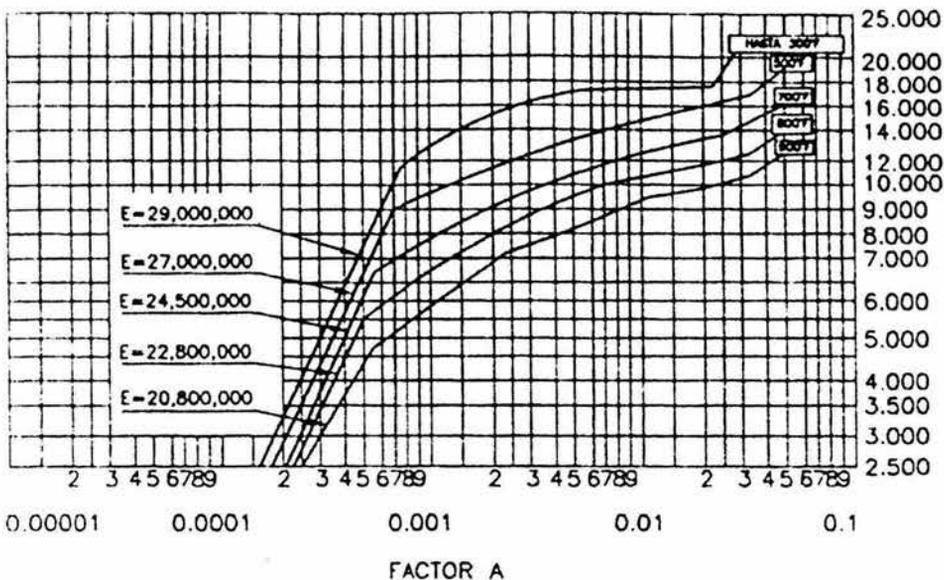
FIG.5-UGO-28.0 (CODIGO ASME) GRAFICA GEOMETRICA PARA RECIPIENTES
CILINDRICOS SUJETOS A CARGAS EXTERNAS O COMPRESIVAS
(PARA TODOS LOS MATERIALES)



LOS VALORES DEL FACTOR B
 GRAFICAS UTILIZADAS PARA DETERMINAR
 LA PRESION EXTERNA MAXIMA Y EL
 ESPESOR DE ENVOLVENTES DE RECIPIENTES
 CILINDRICOS Y ESFERICOS BAJO PRESION EXTERNA

NORMAS

FIGURA No. 21



LOS VALORES DE LA TABLA SON APLICABLES CUANDO EL RECIPIENTE ES FABRICADO CON ACERO AL CARBON Y LAS ESPECIFICACIONES ADMITAN LA PRESION DE 30,000 PSI. Y OTRAS. PARA ESTAS CATEGORIAS PERTENECEN LOS SIGUIENTES MATERIALES USADOS MAS FRECUENTEMENTE:

SA-283 C
 SA-285 C
 SA-515
 SA-516
 SA-53-B
 SA-106-B

TODOS LOS GRADOS

TIPO 405
 TIPO 410

ACEROS INOX.

FIG. 5-UCS-28.2 (CODIGO ASME)

NOTA (PARA TODAS LAS TABLAS)
 EN CASOS DONDE EL VALOR DE "A" CAE A LA DERECHA DE EL FINAL DE LA LINEA DE TEMPERATURA, SE DEBE ASUMIR UNA INTERSECCION CON LA PROYECCION HORIZONTAL DE EL FINAL DE LA LINEA DE TEMPERATURA.



LOS VALORES DEL FACTOR B
FORMULAS UTILIZADAS PARA RECIPIENTES
BAJO PRESION EXTERNA

NORMAS
FIGURA No. 22

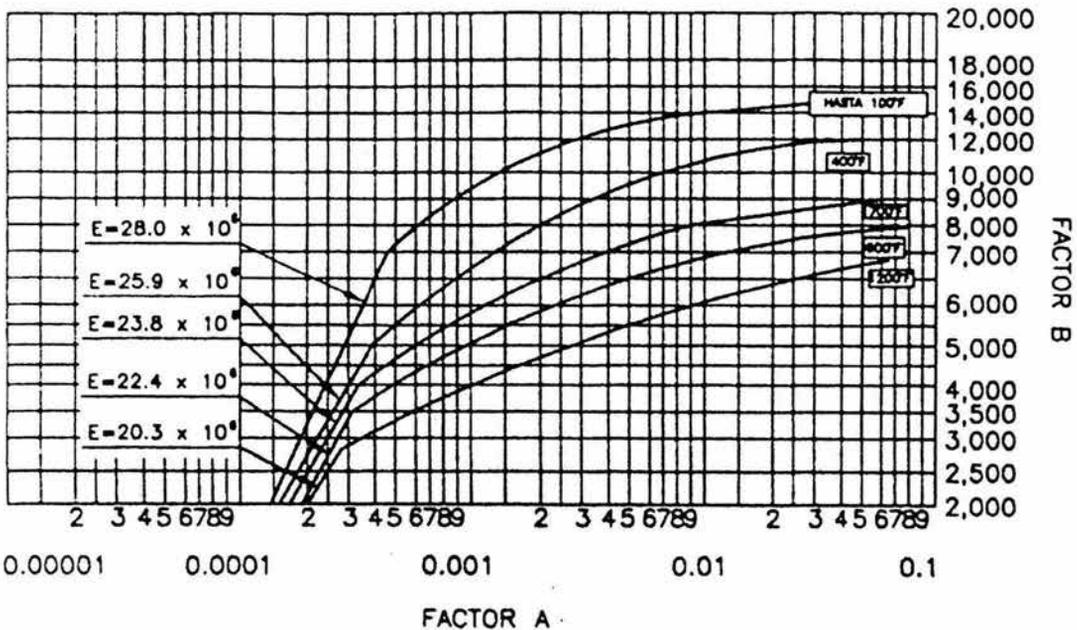


FIG. 5-UHA-28.1 (CODIGO ASME) GRAFICA PARA DETERMINAR ESPESORES DE ENVOLVENTE DE RECIPIENTES CILINDRICOS Y ESFERICOS SUJETOS A PRESION EXTERNA CUANDO SE CONSTRUYEN DE ACERO AUSTENITICO (18 Cr-8 Ni TIPO 304.)

NOTA (PARA TODAS LAS TABLAS)
EN CASOS DONDE EL VALOR DE "A" CAE A LA DERECHA DE EL FINAL DE LA LINEA DE TEMPERATURA, SE DEBE ASUMIR UNA INTERSECCION CON LA PROTECCION HORIZONTAL DE EL FINAL DE LA LINEA DE TEMPERATURA.



S.A. S.A.

NORMAS

FIGURA No.23

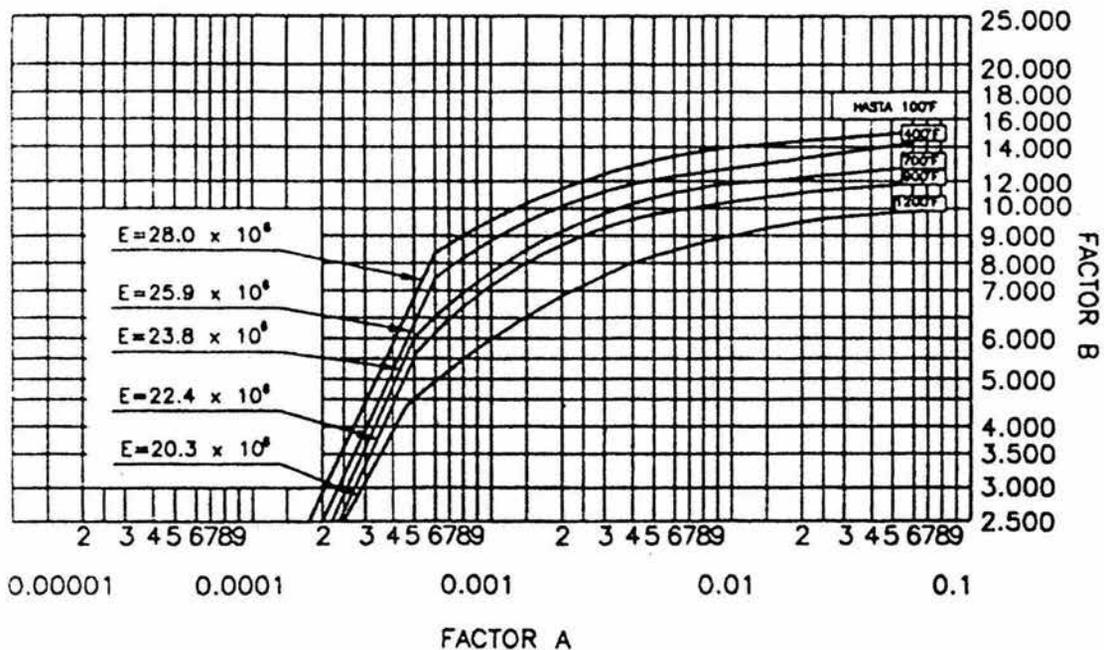


FIG. 5-UHA-28.2 GRAFICA PARA DETERMINAR ESPESOR DE ENVOLTE DE RECIPIENTES CILINDRICOS Y ESFERICOS SUJETOS A PRESION EXTERNA CUANDO SON CONSTRUIDOS DE ACERO AUSTENITICO (18 Cr.-8Ni-Mo, TIPO 316; 18 Cr.-8Ni-Ti; TIPO 321; 18Cr-8Ni-Cb, TIPO 347; 25Cr-12 Ni, TIPO 309 (A TRAVES DE 1100°F SOLAMENTE); 25Cr-20Ni, TIPO 310 Y 17Cr, ACERO INOXIDABLE TIPO 430B (A TRAVES DE 700°F SOLAMENTE)

NOTA (PARA TODAS LAS TABLAS)
EN CASOS DONDE EL VALOR DE "A" CAE A LA DERECHA DE EL FINAL DE LA LINEA DE TEMPERATURA, SE DEBE ASUMIR UNA INTERSECCION CON LA PROYECCION HORIZONTAL DE EL FINAL DE LA LINEA DE TEMPERATURA.

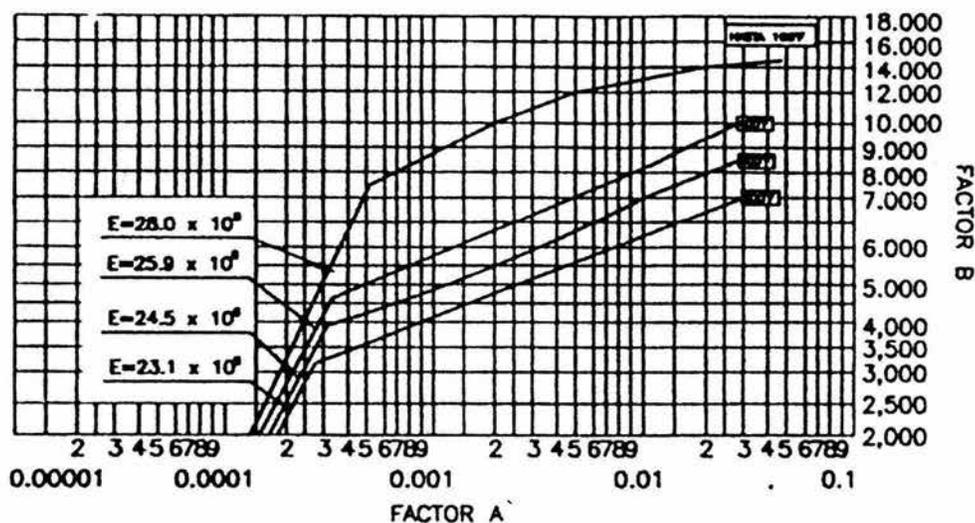


FIG. 5-UHA-28.3 GRAFICA PARA DETERMINAR ESPESORES DE ENVOLVENTES DE RECIPIENTES CILINDRICOS Y ESFERICOS SUJETOS PRESION EXTERNA CONS-TRUIDOS DE ACERO AUSTENITICO (18Cr.-8Ni-0.03 MAXIMO DE CARBONO, TIPO 304L) (VER TABLA UHA-23).

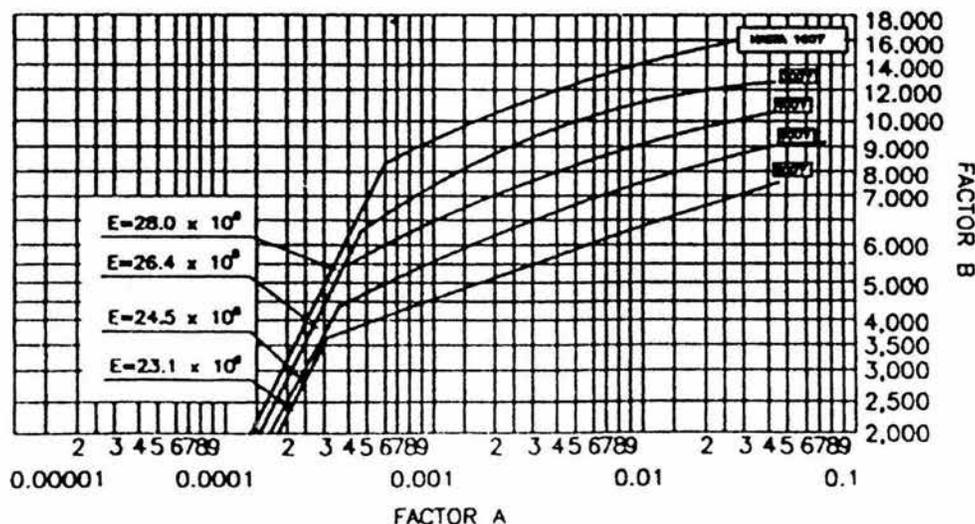


FIG. 5-UHA-28.4 CARTA PARA DETERMINAR ESPESORES DE ENVOLVENTES DE RECIPIENTES CILINDRICOS Y ESFERICOS SUJETOS PRESION EXTERNA CONS-TRUIDOS DE ACERO AUSTENITICO (18Cr.-8Ni-Mo-0.03 MAXIMO DE CARBON, TIPO 316L, 317L) (VER TABLA UHA-23).

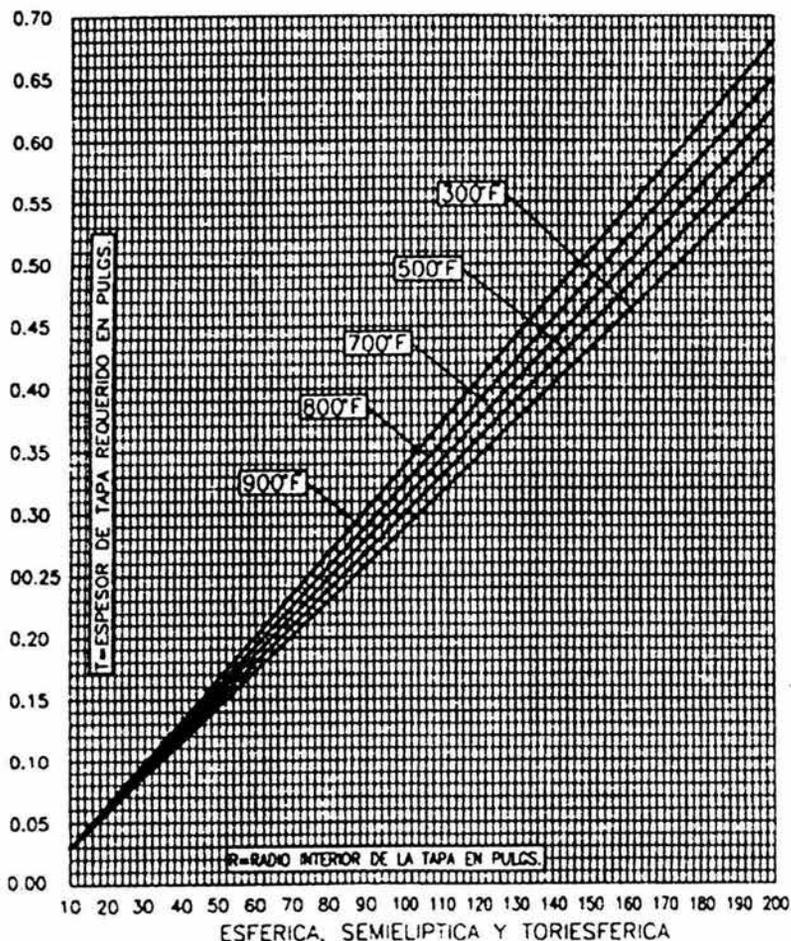


TABLAS PARA DETERMINAR EL ESPESOR DE PARED DE RECIPIENTES SOMETIDOS A VACIO TOTAL

NORMAS

FIGURA No.25

USANDO LAS TABLAS, TRATANDO CON ESPESORES DIFERENTES LAS TABLAS TENDRAN QUE SER DESARROLLADAS DE ACUERDO CON EL METODO DE DISEÑO DEL CODIGO ASME SECC. VIII DIV 1



(CON UN ESFUERZO DE CEDENCIA DE 30000 - 38000 PSI. INCLUSIVE)
PARA ENCONTRAR EL ESPESOR DE LA TAPA

- 1.-DETERMINE R
 - 2.-ENTRE EN LA TABLA CON EL VALOR DE R
 - 3.-MUEVASE VERTICALMENTE HASTA LA LINEA DE TEMPERATURA.
 - 4.-MUEVASE HORIZONTALMENTE Y LEA EL VALOR DE t
- t = ESPESOR REQUERIDO DE LA TAPA EN PULGADAS
R = PARA TAPAS SEMIESFERICAS, RADIO INTERIOR EN PULGADAS
PARA SEMIELIPTICA 2:1 $0.9 \times D_o$
PARA TAPA TORRESFERICA RADIO DE CORONA INTERIOR PULGS $R_{max.} = D_o$
 D_o = DIAMETRO EXTERIOR DE LA TAPA EN PULGADAS

1. La distancia entre las líneas de tangencia de las tapas más un tercio de las flechas de las mismas, si no se usan anillos antiesadores.
2. La mayor distancia entre dos anillos antiesadores adyacentes.
3. La distancia entre la línea de centro del primer anillo antiesador a la línea de tangencia más próxima, más un tercio de la flecha de la tapa.
4. La distancia del primer anillo antiesador en el cilindro a la unión cono cilindro.

P = Presión exterior de diseño lb. /pulg²

P_a = Valor calculado de la máxima presión exterior permisible para el supuesto valor de t , en lb/ pulg²

R_o = Radio exterior de la tapa esférica = $0.9 D_o$ para tapas elípticas = radio de abombado para tapas toriesféricas.

El procedimiento para verificar el espesor del cilindro de un recipiente a presión externa es el siguiente:

1. Suponemos un valor de " t " y se calculan las relaciones L/D_o y D_o/t . Cuando se haya calculado un recipiente para soportar presión interna y se tiene un valor de " t " se utiliza este mismo valor para obtener la relación antes mencionada.

2. Con el valor de L/D_o , entramos a la gráfica mostrada en la Figura No. 20, si L/D_o es mayor que 50, entramos con este valor. Así mismo, si L/D_o es menor que 0.5, usaremos este valor para entrar en la gráfica.
3. A la altura del valor L/D_o nos movemos horizontalmente hacia la derecha hasta encontrar la línea representativa del valor de D_o/t , de esta intersección, nos moveremos verticalmente hacia abajo y determinaremos el valor del factor "A".
4. Entramos en la gráfica aplicable en las figuras No. 21, 22, 23 y 24 para el material utilizado con el valor del factor "A". Hasta la línea representativa de la temperatura de diseño, desde esta intersección nos moveremos horizontalmente hacia la derecha y leeremos el valor de "B".
5. Con el valor de "B", se calcula la máxima presión exterior de trabajo permitida por medio de la ecuación.

$$P_a = \frac{4B}{3(D_o/t)}$$

Si el valor de "A" estuviera a la izquierda de la línea de temperatura indicada en el punto No 4, el valor de la máxima presión exterior de trabajo permisible será calculado por medio de la ecuación:

$$P_a = \frac{2AE}{3(D_o/t)}$$

1.11 Cálculo de los anillos antiesadores.

Hasta ahora se ha hablado de los anillo antiesadores sin profundizar en ellos. A continuación, describiremos el procedimiento para calcular este tipo de anillos.

1. Se determina el tipo de anillo antiesador más económico de acuerdo con los mostrador en la Figura No 26, y se calculan sus áreas (A_s).
2. Suponga un número de anillo y distribuciones uniformemente entre la sección enchaquetada, la unión cono – cilindro, o la distancia entre las líneas de tangencia más un tercio de la flecha de cada tapa y determine el valor de L .
3. Se calcula el momento de inercia del anillo propuesto ($I's$) combinado con la sección del cuerpo mostrada en la Figura No 26, o sin incluir la sección del cuerpo (I_s).
4. El momento de inercia requerido en el anillo antiesador no deberá ser menor que el determinado por una de las siguientes ecuaciones:

$$I's = \frac{D_o^2 L (t + A_s/L) A}{10.9} \quad \text{Ó} \quad I's = \frac{D_o^2 L (t + A_s/L) A}{A}$$

Donde A_s es el área transversal del anillo propuesto.

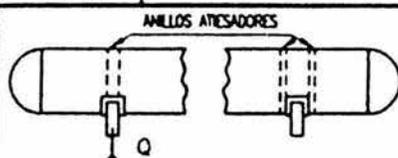
El valor de "A" deberá ser calculado por el siguiente procedimiento:



ANILLOS ATESADORES PARA RECIPIENTES LARGOS HORIZONTALES SOPORTADOS POR SILLETAS

NORMAS

FIGURA No. 26



NOTACION :

A = AREA DE LA SECCION TRANSVERSAL DEL ANILLO
 MAS AREA EFECTIVA DEL CUERPO EN PULG.²
 I = MOMENTO DE INERCIA, EN PULG.⁴
 K = CONSTANTE
 Q = CARGA SOBRE UNA SILLETA EN LIBRAS.
 R = RADIO EN EL CUERPO EN PULGADAS
 S_θ = MAXIMOS ESFUERZOS COMBINADOS LB/PULG.²
 θ = ANGULO DE CONTACTO EN GRADOS

TIPO DE ANILLOS	MAX. ESFUERZOS	ECUACIONES	VAL. ESFUERZO POSIBLE
(A) SILLETA Y ANILLO 	ANILLO INTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO	$S_r = -\frac{K_0 Q}{A} - \frac{K_w QR}{I/c}$	EN TENSION EL VALOR DEL ESFUERZO PERMISIBLE DEL MATERIAL DEL CUERPO O DEL ANILLO ATESADOR, EL QUE RESULTE MENOR. EN COMPRESION 0.5 VECES EL PUNTO DE CEDENCIA DEL MATERIAL DEL CUERPO O DEL ANILLO ATESADOR, EL QUE RESULTE MENOR
(B) SILLETA Y ANILLO 	ANILLO EXTERIOR ESFUERZOS EN EL CUERPO	$S_0 = -\frac{K_0 Q}{A} + \frac{K_w QR}{I/c}$	
(C) SILLETA Y ANILLO 	ANILLO EXTERIOR ESFUERZO EN LA PUNTA DEL ANILLO	$S_0 = -\frac{K_0 Q}{A} - \frac{K_w QR}{I/d}$	
	ANILLO INTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO	$S_0 = -\frac{K_0 Q}{A} - \frac{K_w QR}{I/c}$	
(D) SILLETA Y ANILLO 	ANILLO EXTERIOR ESFUERZO EN EL CUERPO	$S_0 = -\frac{K_0 Q}{A} + \frac{K_w QR}{I/c}$	
	ANILLO INTERIOR ESFUERZO EN LA PUNTA DEL ANILLO	$S_0 = -\frac{K_0 Q}{A} - \frac{K_w QR}{I/d}$	
(E) SILLETA Y ANILLO 	ANILLO EXTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO	$S_0 = -\frac{K_0 Q}{A} - \frac{K_w QR}{I/c}$	
(F) SILLETA Y ANILLO 	ANILLO INTERIOR ESFUERZO EN EL CUERPO	$S_0 = -\frac{K_0 Q}{A} + \frac{K_w QR}{I/c}$	
	ANILLO INTERIOR ESFUERZO EN LA PUNTA DEL ANILLO	$S_0 = -\frac{K_0 Q}{A} - \frac{K_w QR}{I/d}$	

I) Calcule el factor de "B" usando la ecuación:

$$B = \sqrt[3]{\frac{PD_0}{t + A_s/L}}$$

- II) Entre la gráfica correspondiente al material utilizado en las Figuras No. 21 a la 24, con el valor de "B" y muévase horizontalmente hasta la curva representativa de la temperatura de diseño.
- III) Desde esta intersección muévase verticalmente hacia abajo y lea el valor de "A".

Cuando el valor de "B" resulte menor a 2,500, "A" debe calcularse por la ecuación:

$$A = \frac{2 B}{E}$$

IV) Calcule el momento de inercia requerido con las ecuaciones anteriormente mostradas.

Si el momento de inercia del anillo o de la combinación del anillo con la sección del cuerpo es mayor que el momento de inercia mayor, debemos incrementar el número de anillos para disminuir el valor de L.

1.12 Cálculo de las tapas por presión externa.

El cálculo de los espesores requeridos en las tapas, deberán cumplir con lo siguiente:

1. Tapas de los espesores requeridos sometidas a presión externa.

La presión máxima permisible, se calcula por la ecuación:

$$p_a = \frac{B}{R_o / t}$$

El valor de "B" es calculado por el siguiente procedimiento:

- I. Suponga un valor t (ver anterior Figura No 25) y calcule el valor de "A" usando la ecuación.

$$A = \frac{0.125}{(R_o / t)}$$

- II. Entre a la gráfica del material correspondiente (anterior figura 21 a 25) con el valor de "A" y muévase verticalmente hasta la línea representativa de la temperatura de diseño.
- III. Desde esta intersección muévase horizontalmente y encuentre el valor de "B"

Cuando el valor de "A" está a la izquierda de la línea de temperatura aplicable, el valor de Pa deberá de ser calculado por la ecuación:

$$Pa = \frac{0.0625 E}{(Ro / t)}$$

Si la máxima presión de trabajo permisible Pa calculada por las fórmulas anteriores es menor que la presión de diseño, se deberá repetir el procedimiento usando un valor de "t" mayor que el supuesto originalmente.

2. Tapas semielípticas sometidas a presión externa.

El espesor requerido para soportar presión por el lado convexo de una tapa semielíptica, deberá ser el mayor de los que siguen:

- a) El espesor calculado por las ecuaciones para soportar presión interna, usando como presión interna la presión exterior multiplicada por 1.67 y tomando como eficiencia de las soldaduras $E = 1.0$
- b) El espesor usado en la ecuación

$$Pa = B / (Ro / t)$$

Donde $Ro = 0.9 D$ y "B" será determinado por el procedimiento inducido en el cálculo de las tapas semiesféricas.

Un cilindro ya terminado porta una placa de descripción técnica la cual debe contener la siguiente información:

DESCRIPCIÓN TÉCNICA DE UN CILINDRO.

TIPO: CILINDRO HORIZONTAL _____ CILINDRO VERTICAL _____
DIÁMETRO _____ INTERIOR _____ EXTERIOR _____
TIPO DE TAPAS: TORIESFERICAS A.S.M.E. _____ TORIESFERICAS STD _____
SEMIELIPTICA 2:1 _____ SEMIESFÉRICA _____ CONICA _____ PLANA _____
ESPEJOR MINIMO DE TAPAS: _____
ESPEJOR MINIMO DE ENVOLVENTE: _____
LONGITUD ENTRE TANGENCIAS: _____
TIPO DE SOPORTES: FALDÓN _____ SILLETAS _____ PATAS ESTRUC _____
MATERIALES: CUERPO, TAPAS, Y PLACAS DE REFUERZO _____
SOPORTES: _____ BRIDAS FORJADAS _____ CUELLOS DE TUBO _____
TUBERÍA INTERIOR _____ CONEX SOLD. _____ ESPÁRRAGOS _____
TUERCAS _____ TORNILLERIA INT. _____ EMPAQUES _____
BRIDAS PARA BOQUILLAS TIPO: W. N. _____ S.O. _____ L.J. _____
BRIDAS PARA REGISTROS TIPO: W.N. _____ S.O. _____ L.J. _____
RADIOGRAFIADO CON RAYOS "X" _____ CON RAYOS GAMMA _____
EN TAPAS: NO REQUIERE POR SER DE UNA PIEZA _____ TOTAL _____
EN ENVOLVENTE: SIN RADIOGRAFIAR _____ POR PUNTOS _____ TOTAL _____
PRUEBAS: HIDROSTATICA _____ NEUMÁTICA _____
RELEVADO DE ESFUERZOS: NO REQUIERE _____ SI REQUIERE _____
EXAMEN CON LIQUIDO PENETRANTE (DYE CHECK)
EN SOLDADURA DEL CUERPO: NO REQUIERE _____ SI REQUIERE _____
EN SOLDADURA DE BOQUILLAS NO REQUIERE _____ SI REQUIERE _____
SOPORTE DE PLATOS INCLUIDOS: SI _____ NO _____ NO REQUIERE _____
CARACTERÍSTICAS: _____

PREPARACIÓN DE SUPERFICIES INTERIORES:

ESMERILADO DE CORDONES DE SOLDADURA __PULIDO__ NO REQUIERE__

LIMPIEZA: SOLO POR EL EXTERIOR CON CHORRO DE ARENA.

ACABADO: COMERCIAL_____ A METAL BLANCO_____

PINTURA: SOLO POR EL EXTERIOR_____

1.13 Cálculo del cilindro, base del diseño de la prensa colocadora de tapas.

1.13.1 Cálculo del cilindro .

Se calcularon los espesores requeridos para soportar presión externa en el recipiente cilíndrico horizontal, cuyos datos aparecen en la pagina No.53 como se menciono anteriormente, primero deben de calcularse las relaciones L/Do y Do/t para ello se necesita definir el valor de "L", este valor será $L = 144 + (2/3) h$ donde "h" es la flecha de la tapa ($h = D/4$ en tapas semielípticas relación 2:1), por lo tanto $L = 144 + 12 = 156$.

$$L/Do = 156 / 72 = 2.17 \quad Do/t = 72 / 0.4375 = 164.76$$

Siguiendo las instrucciones, del calculo de recipientes sujetos a presión externa, entramos con los valores obtenidos en la gráfica mostrada en la Figura No. 20, y de ella se obtiene "A" = 0.0003.

Con el valor obtenido de $A = 0.0003$ entramos en la tabla de la Figura No.21 y siguiendo las instrucciones mencionadas, se tiene que para una temperatura de diseño $T = 500$ °F, "B" = 4,000

Con este valor de "B" se obtiene la máxima presión externa aplicable al recipiente y esta será:

$$Pa = 4B / 3(Do / t) = 4 (4,000) / 3 (164.76) = 32.7 \text{ lb / pulg}^2$$

Ya que la presión atmosférica es aproximadamente 15 lb. /pulg², este recipiente puede soportar vacío total y no es necesario instalar en su cuerpo anillos antiesadores.

1.13.2 Cálculo de tapas semiesféricas.

Siguiendo las instrucciones para el cálculo de tapas por presión interna, se tiene de la Figura No. 25. $t = 0.12$, sin embargo, para soportar la presión interna, se requiere un espesor $t = 0.1875$ y se utiliza este valor para los cálculos.

$$A = 0.125 / (R_o / t) = 0.125 / (36 / 0.1875) = 0.00065$$

Con este valor obtenido nos dirigimos a la gráfica mostrada en la Figura No 21, de la cual se tiene que "B" = 8,500.

$$P_a = B / (R_o / t) = 8500 / (36 / 0.1875) = 44.27 \text{ lb/pulg}^2$$

La cual indica que la tapa semiesférica puede soportar una presión exterior de hasta 44.27 lb/pulg^2 por lo tanto, también puede soportar vacío total.

1.13.3 Cargas a considerar.

Reacción en las silletas.

Se recomienda calcular las reacciones en las silletas con el peso del recipiente lleno de agua.

Presión interna.

Ya que el esfuerzo longitudinal en los recipientes es solo la mitad de los esfuerzos circunferenciales, aproximadamente la mitad del espesor del envolvente, nos sirve para soportar la carga debida al peso del equipo.

Presión externa.

Si el recipiente no ha sido diseñado para soportar vacío total, porque se espera que el vacío ocurra solamente en condiciones accidentales, se deberá instalar una válvula rompedora de vacío, especialmente cuando la descarga del recipiente este conectada a una bomba.

Cargas del viento.

Cuando la relación t/r es muy pequeña en recipientes a presión, están expuestos a sufrir distorsión debida a la presión ejercida por el viento. De acuerdo con el Método de Zick, la experiencia indica que un recipiente diseñado para soportar una presión exterior de 30 libras/pulg², tendrá la resistencia suficiente para soportar las cargas externas a las que será sometido en condiciones de operación normales.

Cargas por impacto.

La experiencia ha demostrado que durante el embarque y transporte de los recipientes a presión, pueden sufrir daños, debidos a los golpes recibidos.

Se debe tener esto en mente al diseñar el ancho de las silletas y las dimensiones de las soldaduras.

1.13.4 Localización de las silletas.

Desde el punto de vista estético y económico, es preferible el uso de dos silletas únicamente y esto es posible mediante el uso de anillos antiesadores en el recipiente, cuando se usan más de dos silletas como soporte, se corre el riesgo de que algunas de ellas se sienten

La localización de las silletas esta determinado algunas veces por la posición de boquillas o sumadores en el fondo del recipiente, si este no es el caso, las silletas deberán ser localizadas en el lugar óptimo desde el punto de vista estético. En recipientes cuyo espesor de pared sea pequeño y su diámetro relativamente grande, se recomienda localizar los soportes cerca de las líneas de tangencia de las tapas, con el fin de utilizar estas como antiesadores. El lugar óptimo para localizar las silletas en este tipo de recipientes, es aquel en el cual los momentos flexionantes resultantes son iguales tanto en los puntos donde están localizadas las silletas como en el centro de la distancia entre ellas. Al localizar las silletas, se recomienda que la distancia entre la línea tangencial de las tapas y silleta, nunca sea mayor de 0.2 veces la longitud del recipiente

Angulo de agarre.

El valor del mínimo ángulo de contacto entre la silleta y el cuerpo es sugerido por el Código A. S. M. E con una magnitud de 120° con excepción de recipientes muy pequeños. Cuando se diseña un cuerpo cilíndrico para soportar presión externa sin anillos antiezadores, el ángulo de agarre es mandatorio y esta limitado por el Código A. S. M. E. A un valor de 120°

1.13. 5 Cálculo de las orejas de izaje.

Con el fin de transportar, localizar, dar mantenimiento, etc., a los recipientes a presión, es necesario que estén equipados por lo menos con dos orejas de izaje, el espesor de éstas se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$t_0 = W / SD$$

Donde:

t_0 = Espesor mínimo requerido en la oreja de izaje.

W = Peso del equipo vacío.

S = Esfuerzo a la tensión del material de la oreja.

D = Distancia mostrada en la Figura No. 27

En la Figura 28 se muestra un croquis de localización de las orejas de izaje.

Es conveniente verificar que el espesor del recipiente será suficiente para soportar las fuerzas aplicadas en la oreja de izaje, el espesor mínimo requerido en el cuerpo o en la placa de respaldo de la oreja esta dado por la ecuación: $t_c = W / S (C/t_0)^2$

Donde



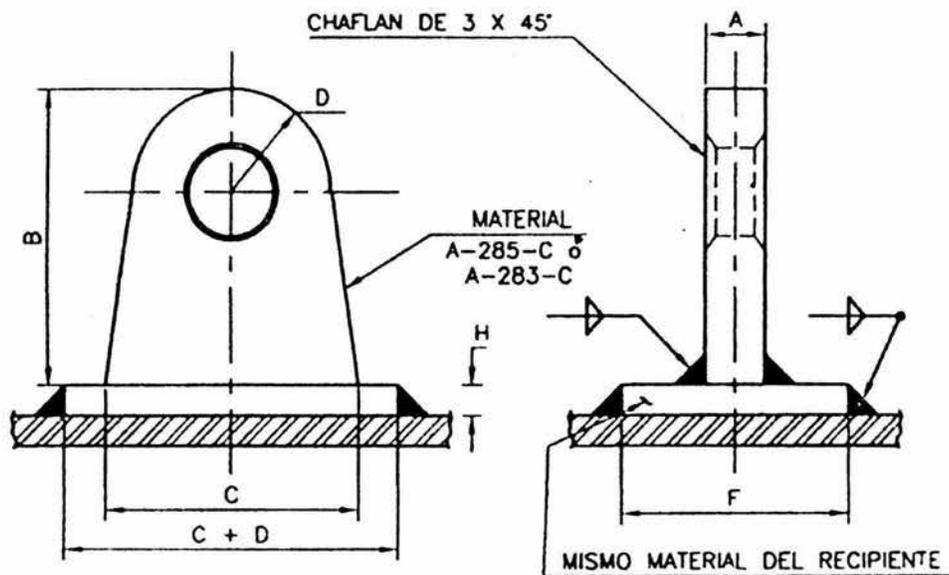
OREJAS DE IZAJE

NORMAS

DIMENSIONES EN PULGADAS

FIGURA No.27

CAPACIDAD MIL. Lbs.	A	B	C	D	F	RADIO DE ESQUINAS	G	H	CANT. PIEL. P/RECIPIENTE
2000	3/4	4-1/2	4-1/2	1-1/2	2-1/4	1-1/2	3/4	3/8	2
4500	3/4	7-3/4	7-3/4	1-1/2	2-1/4	1-1/2	3/4	3/8	2
5800	1	8-7/16	8-7/16	1-1/2	2-1/2	1-1/2	3/4	3/8	2
13500	1-1/2	8-3/4	8-3/4	1-1/2	3-1/2	1-1/2	3/4	1/2	2
24500	2	9-3/4	9-3/4	1-5/8	3-1/2	1-11/16	3/4	1/2	4



NOTA:

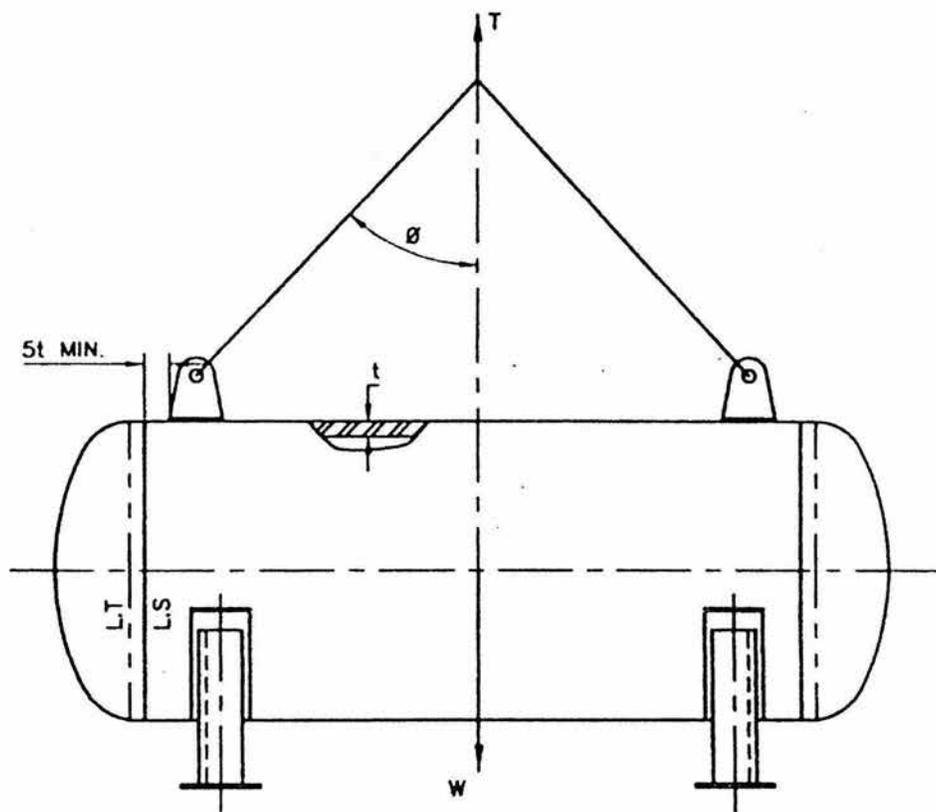
1.- LA MAXIMA DIMENSION DE SOLDADURA
SERA IGUAL AL MENOR ESPESOR DE LA
PLACA BASE.



OREJAS DE IZAJE

NORMAS

FIGURA No. 28



t_c = Espesor mínimo requerido en la placa de respaldo o en el cuerpo.

W = Peso del equipo vacío.

S = Esfuerzo a la tensión del material del cuerpo o placa de respaldo.

C = longitud mostrada en la Figura No 27

t_0 = Espesor de la oreja de izaje.

Finalmente, debe verificarse que la soldadura aplicada para fijar la oreja de izaje sea suficiente, ello se hará con las siguientes ecuaciones:

$$A_s = 1.4142 (t_0) C \quad A_r = W / S$$

A_s = Área de soldadura aplicada.

A_r = Área mínima de soldadura requerida.

Siempre se deberá cumplir con la condición $A_s \geq A_r$

En la Figura No 27, se muestran las dimensiones de algunas orejas de izaje recomendables, las cuales están dadas en función del peso del recipiente.

Debe considerarse que la capacidad máxima esta dada para cada una de las orejas.

1.14 Pruebas en recipientes a presión.

Durante la fabricación de cualquier recipiente a presión, se efectúan diferentes pruebas para llevar a cabo un control de calidad aceptable, estas pruebas son, entre otras: radiografiado, pruebas de partículas magnéticas, ultrasonido, pruebas con líquidos penetrantes, etc.

Este tipo de pruebas, como se mencionó anteriormente, son efectuadas durante la fabricación y el departamento de Control de Calidad de cada compañía es responsable de que estas pruebas se lleven a cabo.

En este apartado se describe de una manera muy breve, las pruebas que se les deberá aplicar a los recipientes sometidos a presión una vez que se han terminado de fabricar, esta prueba se denomina prueba hidrostática, ya que generalmente es el tipo de prueba que se aplica, aunque también existe la prueba neumática.

1.14.1 Pruebas hidrostáticas.

Consiste en someter el recipiente a presión una vez terminado a una presión 1.5 veces de diseño y conservar esta presión durante un tiempo suficiente para verificar que no haya fugas en ningún cordón de soldadura, como su nombre lo indica, esta prueba se lleva a cabo con líquido, el cual generalmente es agua.

Cuando se lleva a cabo una prueba hidrostática en un recipiente a presión, es recomendable tomar las siguientes precauciones.

- 1) Por ningún motivo debe excederse la presión de prueba señalada en la placa de nombre.
- 2) En recipientes a presión usados, con corrosión en cualquiera de sus componentes, deberá reducirse la presión de prueba proporcionalmente.
- 3) Siempre que sea posible, evítese hacer pruebas neumáticas ya que además de ser peligrosas, tienden a dañar los equipos.

1.14.2 Pruebas neumáticas.

Las diferencias básicas entre este tipo de pruebas y la prueba hidrostática, consiste en el valor de la presión y el fluido a usar en la misma, la presión neumática de prueba es alcanzada mediante la inyección de gases.

Como ya se menciona anteriormente, no es recomendable efectuar pruebas neumáticas, sin embargo, cuando se haga indispensable la práctica de este tipo de prueba, se deberán tomar las siguientes precauciones:

- 1) Las pruebas neumáticas deben sobrepasar con muy poco la presión de operación, el Código A. S. M. E. recomienda que la presión de prueba neumática sea como máximo 1.25 veces la máxima presión de trabajo permisible y definitivamente deben evitarse en recipientes a presión usados.
- 2) En las pruebas neumáticas con gases diferentes al aire, deben usarse gases corrosivos, no tóxicos, incombustibles y fáciles de identificar

cuando escapan. El Freón es un gas recomendable para efectuar las pruebas neumáticas.

- 3) La mayoría de los gases que se usan para pruebas neumáticas, se encuentran en recipientes a muy alta presión, por lo tanto, es indispensable que se extremen las precauciones al trasladarlos al recipiente a probar, pues puede ocurrir un incremento excesivo en la presión de prueba y es sumamente peligroso.

1.14.3 Pruebas de elasticidad.

Esta prueba cuando se efectúa, se lleva a cabo de manera simultáneamente con la prueba hidrostática, su objetivo se verificar al comportamiento elástico del material de fabricación del recipiente y el procedimiento para llevarla a cabo se describe a continuación.

- 1) Primero, se llena el recipiente a probar con agua hasta que por el punto más alto del recipiente escape el agua una vez que se haya abierto el venteo.
- 2) Cerramos la válvula de venteo y comenzamos a inyectar agua a fin de elevar la presión, el agua que se introduzca para este fin, se tomara de una bureta graduada para cuantificar de manera exacta el agua que se inyecta para levantar la presión hasta alcanzar el valor de la presión de prueba.
- 3) Se mantendrá la presión prueba durante el tiempo suficiente para verificar que no haya fugas y posteriormente, se baja la presión hasta tener nuevamente la presión atmosférica en el recipiente. Es sumamente importante recoger el agua sacada para bajar la presión,

ya que se comparara este volumen con el inyectado para aumentar la presión y esta comparación indicará si las deformaciones sufridas por el recipiente mientras se sometió a la prueba hidrostática, rebasaron el límite elástico.

CAPITULO2. DISEÑO MECÁNICO Y ESTRUCTURAL DE PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE CILINDROS HORIZONTALES SUJETOS A PRESIÓN.

En este capítulo se presenta el diseño mecánico y estructural de la prensa se describen todas las piezas que la conforman, sus características constructivas dimensiones, esquemas. También muestra un sistema de transmisión de cadena y se compara con los sistemas de transmisión de poleas y de engranes, de esta comparación se deduce el por que es mucho mejor usar la transmisión de cadena, esta transmisión se conjugara con un sistema de elevación hidráulico que podrá elevar el cilindro para el proceso final de soldadura por arco sumergido. Este sistema de transmisión y elevación evitara el transporte del cilindro a otro lugar para el último proceso de soldadura, que es un objetivo que se puntualiza al principio de la tesis.

CAPITULO 2. DISEÑO MECÁNICO Y ESTRUCTURAL DE UNA PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE CILINDROS HORIZONTALES SUJETOS A PRESIÓN.

2.1 Dimensiones del cilindro a manipular con la prensa.

Se comenzara por resaltar las características dimensionales del cilindro obtenidas en el capitulo 1, y se tomara como base dimensional para el diseño de la prensa colocadora de tapas. Del capitulo 1 se obtuvo que el diámetro, interior del cilindro horizontal es de 72 pulgadas (182.88 cm.), el diseño del cilindro se determino construirlo con tapas semiesféricas. La longitud entre líneas de tangencia de las tapas es de 144 pulgadas (365.76cm), por lo tanto la longitud total será igual a la longitud entre líneas de tangencia de las tapas 144 pulgadas más $\frac{2}{3}$ de h (donde h es la flecha de nuestro cilindro que es de $h=D/4$, esta longitud se determina siguiendo los pasos para el diseño de un cilindro con tapas semiesféricas, en el cual indica que para tal diseño se debe hacer sin anillos antiesadores (debido a esto la longitud se modifica incrementándole $\frac{2}{3}$ de h, estos criterios se explican en el capitulo del diseño del cilindro horizontal), por lo tanto la longitud total será de $L = 144 + \frac{2}{3} h = 144 + (\frac{2}{3})(72/4) = 144 + 12 = 156$ pulgadas del cilindro, mas el largo de las tapas, ya que en conjunto las dos tapas forman una esfera de diámetro igual a 72 pulgadas (36 + 36 pulgadas del radio interior de cada una de las tapas). Por lo tanto sumando las dos distancias se tiene un total de $= 156 + 72 = 228$ pulgadas esto es igual a 579.12 cm.

Las dimensiones del cilindro son las siguientes:

Longitud entre líneas tangentes: 144 pulg. = 365.76 cm.

$(\frac{2}{3})$ de h = Longitud real de diseño para tapas semiesféricas

$\frac{2}{3} h = 12$ pulg. = 30.48 cm.

Longitud total del cilindro sin tapas $L = 144 + 2/3 h = 144 + (2/3) (72/4)$
 $= 144 + 12 = 156$ pulgadas = 396.54 cm.

Diámetro interior del cilindro: 72 pulg. = 182.88 cm.

Diámetro interior de las tapas: 72 pulg. = 182.88 cm.

Longitud total: 156 pulg. + 72 pulg. = 228 pulg. = 579.12 cm.

Estas medidas como ya se resalto, son del cilindro que servirá de prototipo, y que se tomaran tales medidas como base para las dimensiones adecuadas para el cálculo de las dimensiones de la prensa, y así comenzar todos los cálculos necesarios para poder colocar las tapas con la prensa. Ya determinadas las dimensiones del cilindro se calculara su volumen.

El volumen se calculara en dos partes, ya que primero se hará el cálculo de volumen del cilindro es decir entre las líneas tangenciales de las tapas y posteriormente se calculara el volumen de las tapas semiesféricas.

Por tanto:

Volumen de un cilindro = $L \pi r^2$

$$V = (396.54 \text{ cm.})(\pi)(91.44 \text{ cm})^2 = 10416199.99 \text{ cm.}^3$$

Factor de conversión a litros:

$$1 \text{ cm}^3 = .001 \text{ lt}$$

$$10416199.99 \text{ cm}^3 = 10416.19999 \text{ lt.}$$

Volumen de las tapas:

Se sabe que las dos tapas semiesféricas forman una esfera completa, el volumen de las dos tapas será igual a:

$$V \text{ de una esfera} = 4/3 (\pi) (r)^3$$

$$V = 4/3 (\pi) (91.44 \text{ cm})^3 = 3202559.900 \text{ cm}^3$$

$$3202559.900 \text{ cm}^3 = 3202.559 \text{ lt}$$

Por lo tanto:

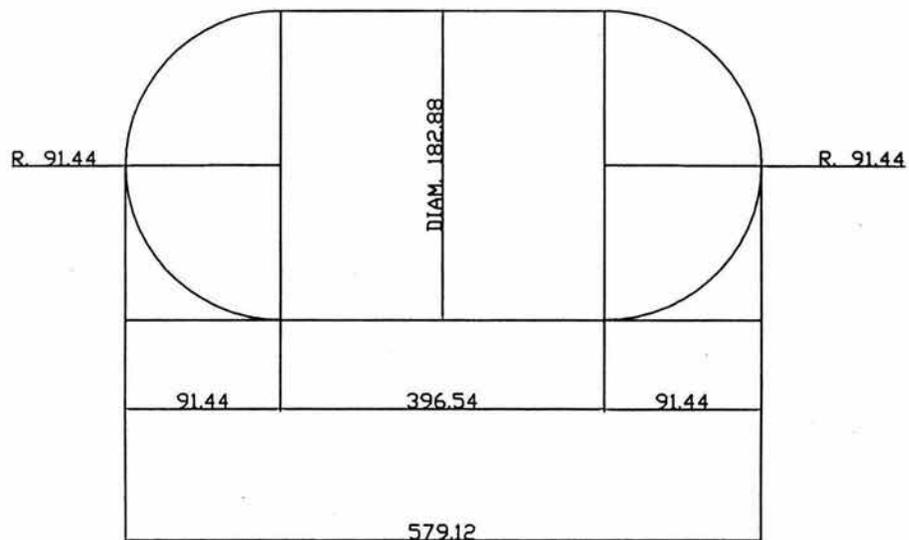
$$\text{Volumen total del cilindro} = 10416.199 \text{ lt} + 3202.559 \text{ lt} = 13618.758 \text{ lt.}$$

Las dimensiones del cilindro quedan como se ve en **la figura D** de la siguiente página.

Ya obtenidos los datos del cilindro a manipular, y las dimensiones de las tapas semiesféricas, se comenzara a determinar las características de la prensa con cada uno de sus componentes, estos se describen elemento a elemento por medio de dibujos que presentan una forma isométrica de cada elemento, solo para mejor visualización, partiendo de esta representación se muestran diferentes vistas, aportando el mayor número de datos para su construcción.

El material para la fabricación del cilindro es material cuya especificación es SA- 285-CS, su composición nominal es C-Si, tiene un esfuerzo a la cedencia de 30 KPSI, un esfuerzo ultimo de 55 KPSI y un esfuerzo de diseño de 13.8 KPSI esto entre un rango de temperatura de -20° a 650° F. (Pág. 25. Cáp. 1)

Si se requieran las características de algún otro material, se deben consultar en la tabla que aparece en la figura numero 7 del capitulo 1.



ACOTACIONES EN CENTIMETROS.

FIGURA D. DIMENSIONES DE NUESTRO CILINDRO A MANIPULAR.

2. 2 Cálculo del peso del cilindro.

El peso del material SA – 285 – CS es de 200 Kg. /m² (dato tomado de los catálogos de especificaciones de material de la Fundidora Monterrey y de Altos Hornos de México), si su espesor es de 1 pulg., el peso es de 200 Kg. /m². Relacionando estos datos se obtienen los diferentes pesos para distintos espesores del mismo material.

El material sugerido para la construcción de los elementos de la prensa es la placa de material SA- 285- CS con un espesor de 1 pulgada, esta sugerencia se ha hecho, debido a que es muy factible que tal material lo obtengamos de la merma del material usado en la construcción de cilindros.

El diseño esta sugerido para el cilindro descrito anteriormente, pero este diseño se puede adecuar a cilindros de diferentes dimensiones y diferentes pesos. Se puede adecuar para dos o tres tipos diferentes de cilindros, con distintas dimensiones y distintos tipos de tapas.

El calculo expuesto en el capitulo 3, del sistema hidráulico de potencia, que sirve para el empuje de tapas y para la elevación del cilindro, se cálculo para las dimensiones y peso del cilindro diseñado en el capitulo 1, pero es muy factible modificar este sistema hidráulico para otros pesos y otras presiones requeridas para el empuje de tapas y elevación de cilindros, ya que se muestra paso a paso el calculo del este sistema hidráulico.

El diseño de la transmisión que se describe al final de los dibujos y esquemas de los elementos de la prensa requeridos para el empuje de tapas, también esta diseñado únicamente para el cilindro referido, pero de manera semejante puede rediseñarse algún otro sistema de transmisión de diferentes características y relaciones de distancias, ya que al igual que en el calculo del sistema hidráulico de potencia se muestra paso a paso el cálculo de los elementos necesarios para su diseño.

2.3 Determinación de los elementos que constituyen la prensa colocadora de tapas.

La determinación de los elementos que constituirán la prensa colocadora de tapas se realizó en base, a las dimensiones del cilindro diseñado en el capítulo 1. Los dibujos que describen estos elementos, se desarrollaron de la manera más clara y minuciosa, para una visualización precisa de cómo será su construcción, definiendo las características de cada uno de estos elementos que conformarán la prensa.

Cada elemento se identificara en: un esquema general de la prensa, así mismo, cada elemento se identificara dentro de la prensa con una letra, en el dibujo de cada elemento presentado se muestra un cuadro de datos, que se encuentra en la esquina inferior derecha de cada dibujo en el cual se muestra: la letra con la cual se visualiza el elemento en el esquema general de la prensa, también se presenta el número de elementos requeridos para la construcción de la misma.

Las partes que constituyen la prensa son las siguientes:

Esquema general: Prensa para colocar tapas de recipientes cilíndricos horizontales de alta capacidad de almacenaje.

A: Base de soporte de toda la prensa.

Su nombre la describe, es la base sobre la cual estarán soportados todos los elementos de la prensa.

B: Pared para la base del actuador.

Serán las paredes encargadas de sostener la base donde estarán montados el actuador 1 y 2, que serán los encargados de empujar las tapas para unir las con el cilindro para su proceso de punteo.

C: Base del actuador.

Será la parte en la cual se colocaran los actuadores, manteniéndolos firmes, para soportar las fuerzas de reacción durante el empuje de las tapas.

D: Rodillo para descansar el cilindro y las tapas para su colocación.

Estos rodillos servirán para mantener el cilindro y las tapas durante la presentación de las tapas y el cilindro, durante el empuje, y durante el punteo.

E: Base con chumacera para soporte y giro del rodillo.

Esta base constara de un elemento giratorio que es la chumacera, con sus cojinetes, para sostener los rodillos y para que estos mismos puedan girar.

F: Actuadores 1 y 2.

Este esquema se generalizo sin dimensiones ya que en el mercado existen diferentes medidas y características de los actuadores hidráulicos, solo se describen los elementos requeridos y necesarios para sujetarlos a la base, es decir será necesario que tenga los dos diferentes elementos de sujeción en cada extremo del actuador, como lo presenta el dibujo.

G: Elemento giratorio de la concha.

Este elemento giratorio constara de todo un conjunto de elementos que conjugados harán posible el giro de las conchas, es interesante ver su construcción, de este elemento giratorio se describe con todas sus piezas, a partir de un esquema de despiece de dicho elemento giratorio.

H: La concha.

Se le ha llamado “la concha” por semejanza a una concha, en realidad es un aro compuesto por una placa rectangular que rolada (sometida a una deformación que logra darle una forma circular) y soldada, esta concha se unirá al elemento giratorio, la concha es el elemento de contacto que empujara la tapa. Por propiedades de los materiales se sabe que el contacto a presión de materiales con iguales características se dañarían, sufrirían daños tales como ralladuras o alguna deformación, es este caso el contacto de la concha con las tapas se hará por medio de bronce. Esto se lograra si en la parte de contacto de la concha se le coloca un recubrimiento de bronce evitando así daños a la tapa.

Después de determinar cada elemento de la prensa, que harán posible la colocación de tapas, se describe un sistema de elevación y de transmisión (apartado 2.4 y 2.5), que se encargara de elevar el cilindro después de su punteo y una vez elevado el cilindro, se hará girar sobre este sistema de transmisión también descrito, cabe señalar que este sistema de elevación es independiente de la prensa en cuanto a la unión de sus elementos, el diseño de elevación y transmisión se podrá fabricar aparte de la prensa, pero con la cualidad de que tal diseño puede ser colocado dentro de la prensa diseñada, esto se logra visualizar en el esquema que presenta las dimensiones frontales de la prensa y de el sistema de elevación y transmisión. El sistema hidráulico si esta contemplado para los dos procesos: el de empuje de tapas y el de elevación de cilindro, describiendo como actuador 1 y 2 a los encargados de empujar las tapas, y como actuadores 3 y 4 los destinados a la elevación del cilindro para su proceso final de soldadura. El movimiento de empuje de tapas se ilustra en las **figuras E y F**:

PRENSA CON LAS TAPAS LISTAS PARA SER COLOCADAS SOBRE EL CILINDRO

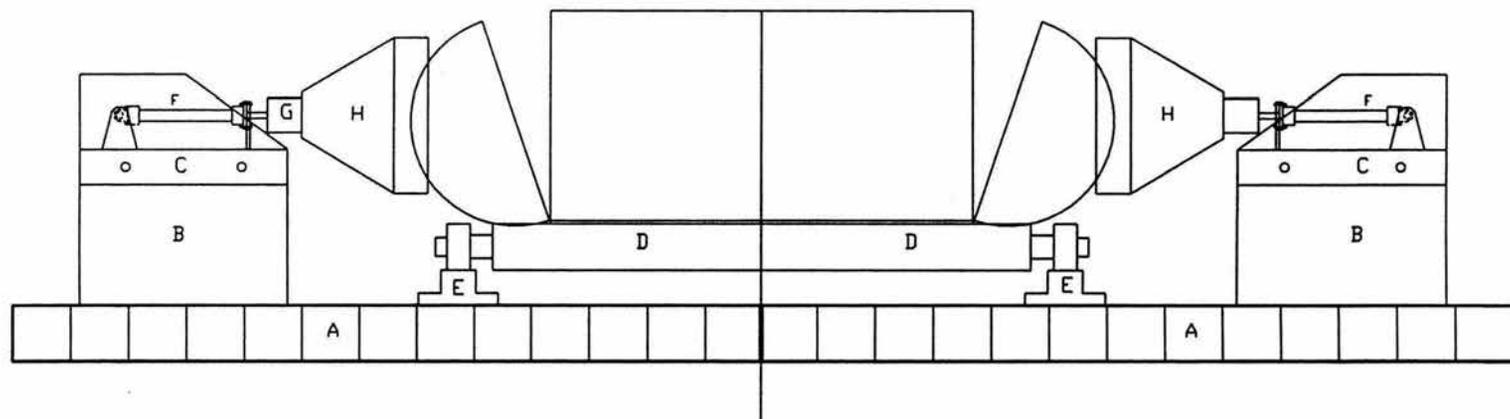


FIGURA E. PRENSA CON LAS TAPAS LISTAS PARA SER COLOCADAS SOBRE EL CILINDRO

PRENSA CON LAS TAPAS COLOCADAS SOBRE ECILINDRO.

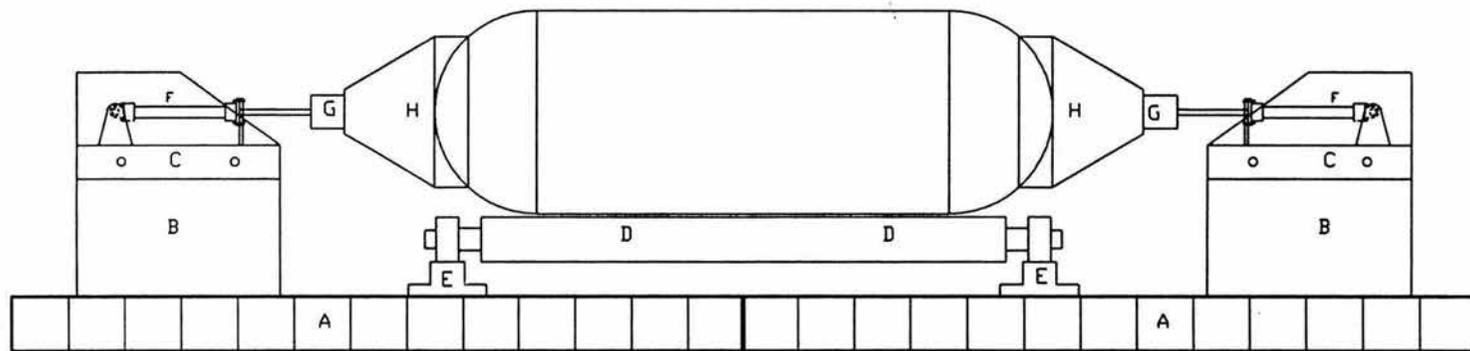
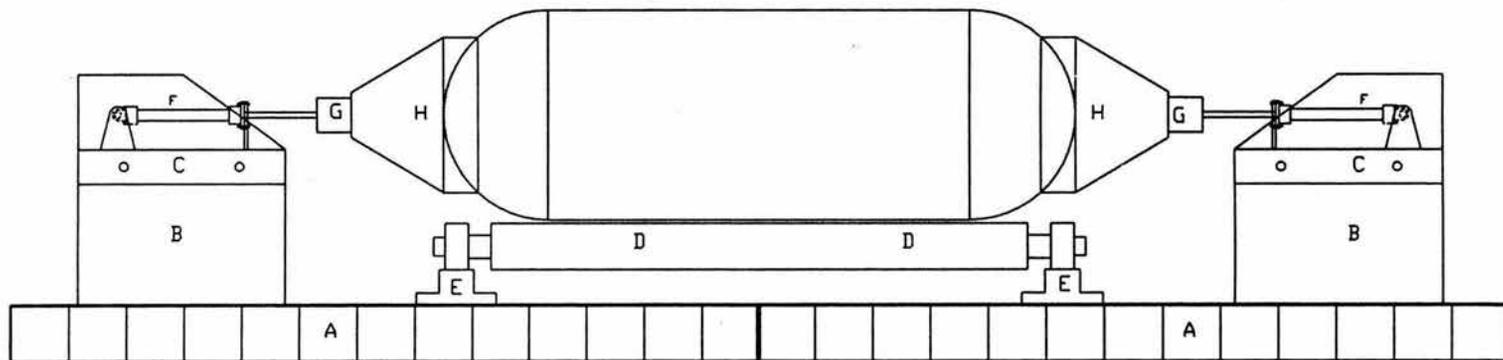


FIGURA F. PRENSA CON LAS TAPAS COLOCADAS SOBRE ECILINDRO.

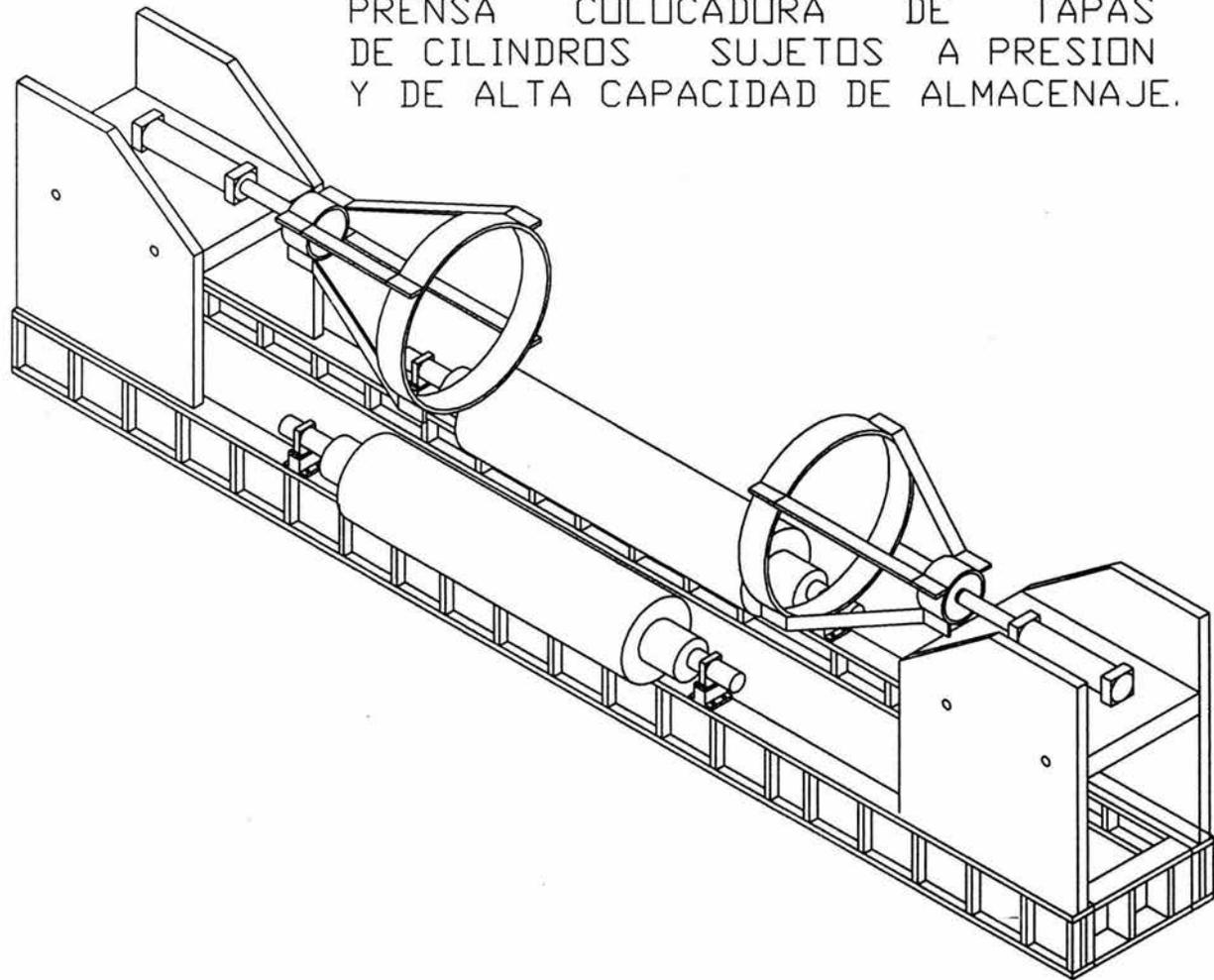
ESQUEMA GENERAL.

- A. BASE DE SOPORTE DE TODA LA PRENSA.
- B. PARED PARA LA BASE DEL ACTUADOR.
- C. BASE DEL ACTUADOR.
- D. RODILLO PARA DESCANSAR EL CILINDRO Y LAS TAPAS PARA SU COLOCACION.
- E. BASE CON CHUMACERA PARA SOPORTE Y GIRO DEL RODILLO.

- F. ACTUADORES.
- G. ELEMENTO GIRATORIO DE LA CONCHA.
- H. LA CONCHA.



PRENSA COLOCADORA DE TAPAS
DE CILINDROS SUJETOS A PRESION
Y DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE.



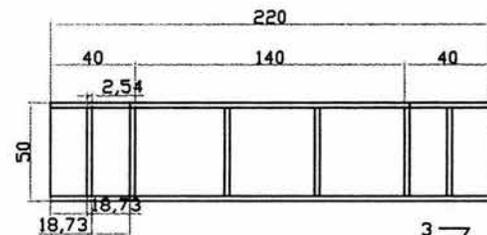
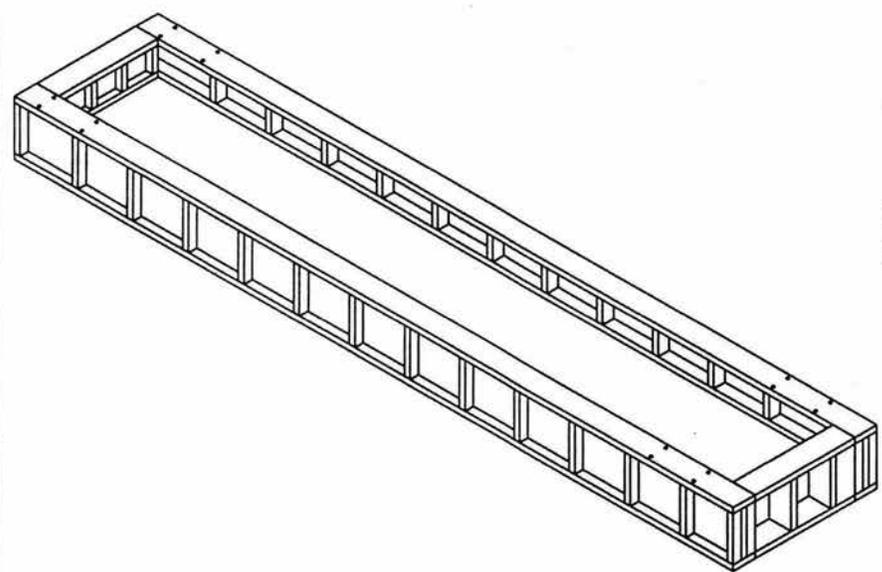
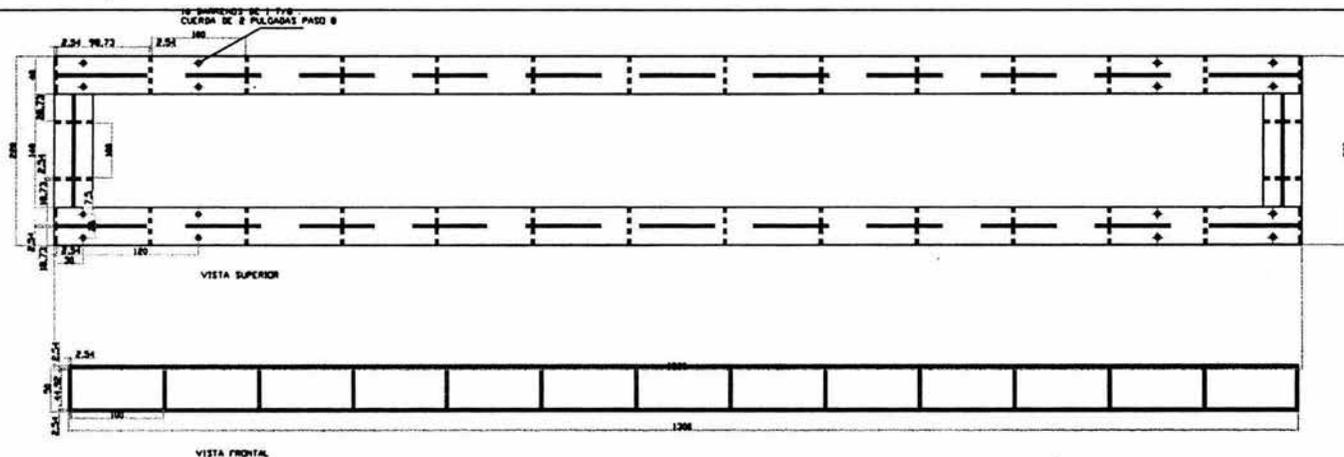
Cada elemento de la prensa es descrito en su forma funcional y en su forma constructiva los dibujos muestran los detalles para su construcción, tales detalles son suficientes para que el taller de maquinas y herramientas, pueda elaborarlos con el menor numero de contratiempos, que puedan ocurrir debido a insuficiente información. Después de esta descripción se muestra el dibujo.

2.3.1 Base de toda la prensa. (A).

Este elemento se identifica en el esquema general con la **letra A**.

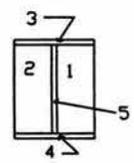
Será en esta base donde se atomillaran las paredes de la base de los actuadores **(B)** por medio de tornillos de 2 pulgadas de ancho y con un paso de 8 cuerdas por pulgada esta cuerda es la más adecuada para evitar que el tornillo se afloje debido a vibraciones y movimientos de alto impacto. Es en esta base donde también estarán sujetas las bases con chumacera para el soporte y giro del rodillo de descanso del tanque **(E)**, medio de tornillos de 1 ½ pulg.

Su dibujo se muestra en la siguiente página:



VISTA LATERAL
IZQUIERDA Y
DERECHA

TODOS LOS
RIELES
ESTAN FORMADOS
POR
CINCO PLACAS



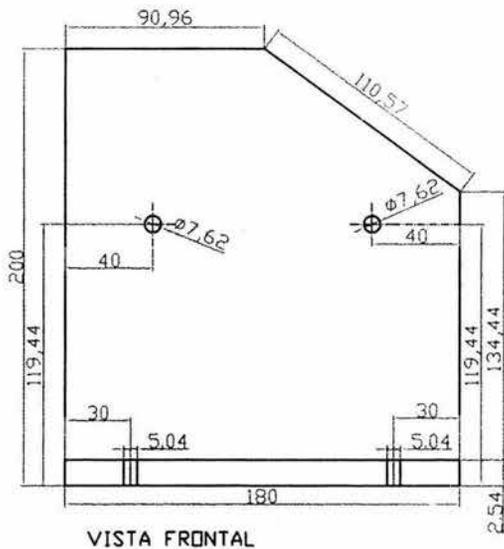
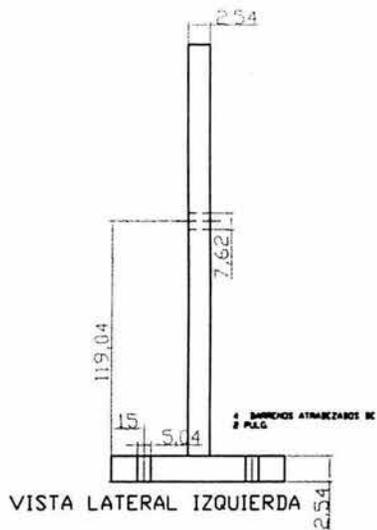
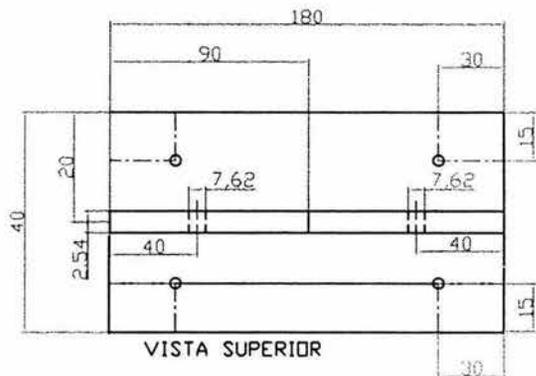
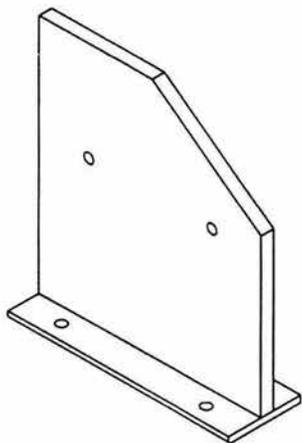
BASE DE TODA LA PRENSA				
PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE				
DISEÑADO JAVIER GALVIS GALVIS	REVISADO	ACOTADO CHS.	CONSTRUIDO EN LA FABRICA	A
PROYECTO 20-200-C2			F.E.S. C-4 CUBIERTURA	

2.3.2 Pared para soporte de base del actuador (B).

Su identificación en el esquema general es con la letra B.

Esta pared estará sujeta a la base de toda la prensa (A) como se menciona en el apartado 2.3.1. Esta pared estará soportando la base de los actuadores 1 y 2 (Cáp. 3), en sus extremos como se muestran en el dibujo por medio de pernos de 3 pulgadas de ancho, y se mantendrán estos pernos en su posición por medio de seguros track, estas paredes se elaboraran con material de especificación SA – 285 – CS, de una pulgada de espesor. Se necesitaran 4 piezas para la construcción de la prensa

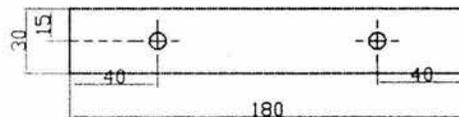
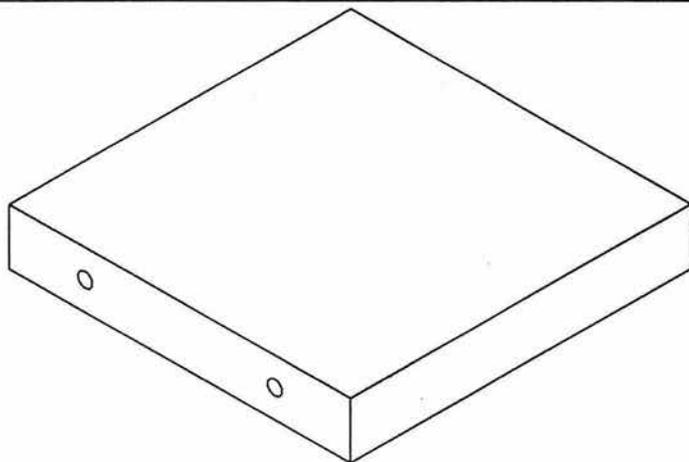
Su dibujo se muestra en la siguiente página.



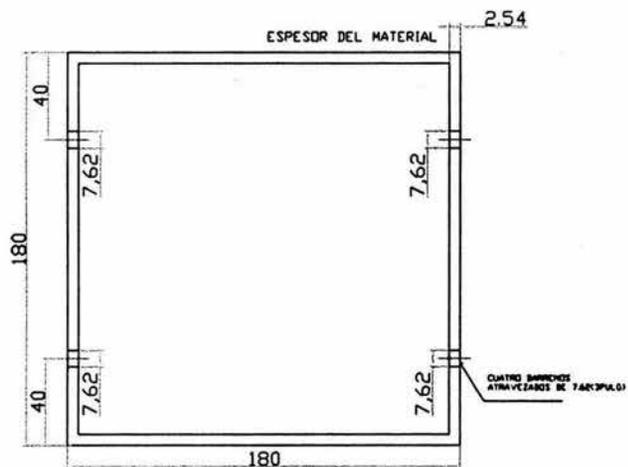
PARED PARA SOPORTE DE BASE DEL ACTUADOR			
PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE			
DISEÑO: JAVIER GALVIN GALVIN	REVISÓ:	ACOTÓ: CHS.	INSPECCION EN LA PIEZA: FELIX C-4 QUINTERO
DIBUJO: JAVIER GALVIN GALVIN		REVISÓ:	ACOTÓ: CHS.

2.3.3 Base del actuador (C).

Su identificación en el esquema general es con la letra C. Esta base será donde se acople el actuador por medio de sus dos extremos que se muestran en su dibujo descriptivo (F). Será construida del material con especificación SA -285 – CS con grosor de 1 pulgada. Se necesitan dos piezas para la construcción de la prensa, estará sujeta a las paredes para soporte de la base del actuador (B), por medio de pernos de 3 pulgadas de ancho.



VISTA LATERAL IZQUIERDA



VISTA INFERIOR

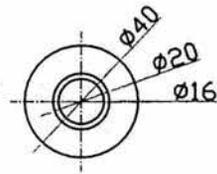
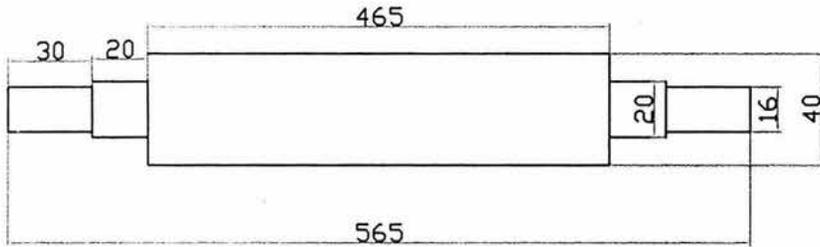
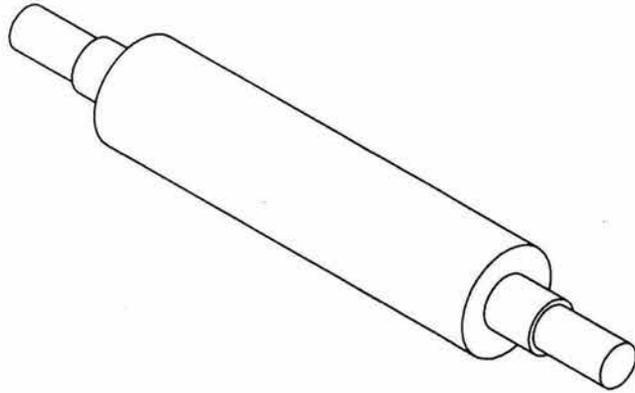
BASE DEL ACTUADOR

PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE

TITULO	REVISO	ACOT.	CHK.	IDENTIFICADO EN LA HOJA
JAVIER GALVAN GALVAN				C
		INSTRUM.	FECHA	
		SA-200-05	F.E.S. C-4 CUARTILLO	

2.3.4 Rodillo para descansar el cilindro de alta capacidad de almacenaje y las tapas (D).

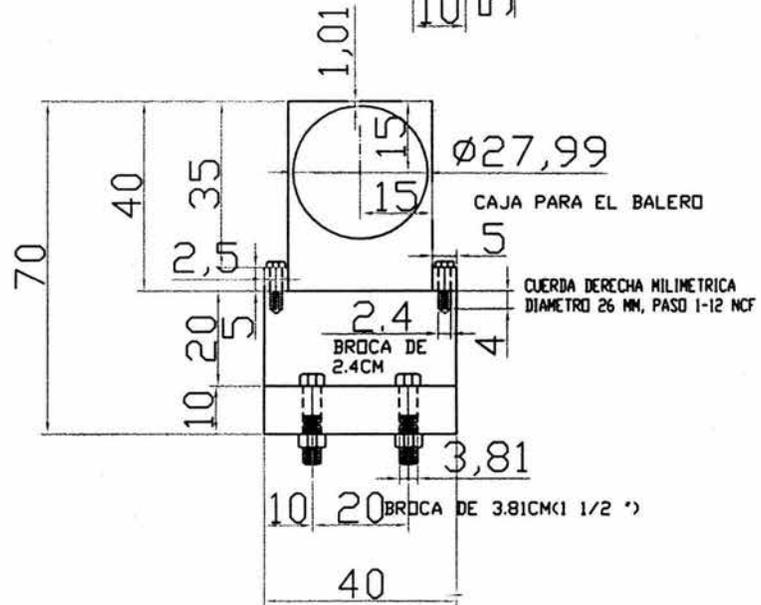
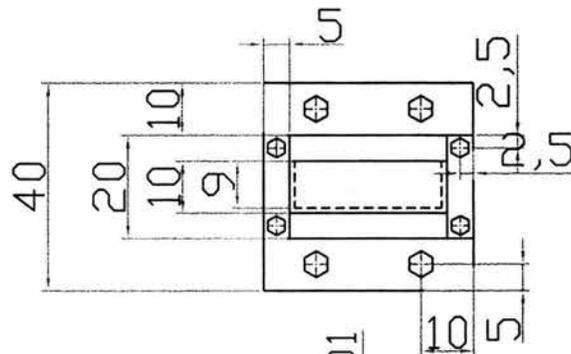
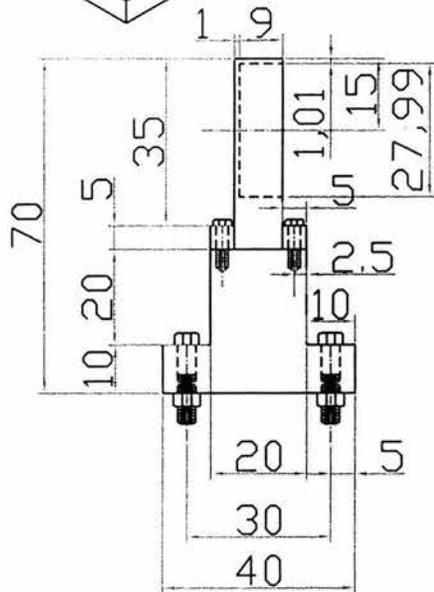
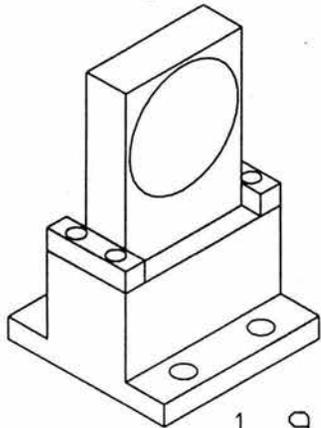
Su identificación en el esquema general es con la letra D, se necesitan 2 piezas en la construcción de la prensa. Este rodillo está montado a su base con chumacera (E), por medio de su flecha, en conjunto con cojinetes del diámetro señalado en el dibujo. Será este rodillo el encargado mantener a una altura fija el cilindro y las tapas para su unión, se encargará de girar en caso de que el empuje así lo requiera por movimiento voluntario del cilindro, eso será en el proceso de empuje, y también sostendrá a el conjunto cilindro tapas para su punteo con soldadura de fondeo 6010.



RODILLO PARA DESCANSAR EL CILINDRO DE ALTA CAPACIDAD Y LAS TAPAS				
PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE				
DIBUJADO JAVIER GALVÁN GA VIB	REVISADO —	ACOTADO —	CHK. —	APROBADO EN LA EMPRESA []
PROYECTADO 24-200-03	N.º DE PLAN 7	S.S. C-1 CONSULTA		

2.3.5 Base con chumacera para el soporte y giro del rodillo de descanso del cilindro y las tapas (E).

Su identificación en el esquema general es con la letra E, Se necesitan 4 piezas para la construcción de la prensa. Estará sujeto a la base de toda la prensa(A) con tornillos de 1 ½ pulg. de ancho por 6 pulg. de largo, estará dispuesta de una caja para el cojinete donde entrara la flecha del rodillo (D), su dibujo se muestra en la siguiente página.

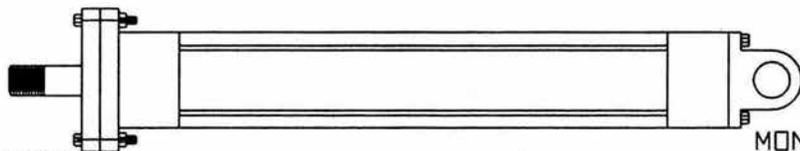


BASE CON CHUMACERA PARA SOPORTE Y GIRO DEL RODILLO DE DESCANSO DEL TANQUE			
PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE			
RODILLO	REVISO	ACOT.	CHS.
JAVIER GALVIS			
		INSTR.	1
			DES. C-1 QUINTANA

2.3.6 Actuador hidráulico para empuje de las tapas del cilindro (F).

Su identificación en el esquema general es con la letra F.

Debido a la gran variedad de actuadores que hay actualmente en el mercado se muestra gráficamente los dos extremos necesarios para su sujeción a la prensa, esta forma de sujeción es la adecuada para el empuje de las tapas, se necesitan 2 para la construcción de la prensa y estarán sujetos a la base descrita en 2.3.3 (C).



MONTAJE DE LA PARTE
DELANTERA POR MEDIO
DE PLACA RECTANGULAR

MONTAJE EN LA PARTE
TRASERA POR MEDIO DE
ALETA

MODELO DEL ACTUADOR PARA EMPUJE DE
LAS TAPAS.

UNICAMENTE SE MUESTRA EL MODELO DEL ACTUADOR
Y NO SUS DIMENSIONES YA QUE EN EL MERCADO
SE ENCUENTRAN VARIOS MODELOS QUE SE PUEDEN
ADECUAR HA NUESTRAS NECESIDADES.

TOMANDO EN CUENTA LOS PARAMETROS OBTENIDOS
EN EL CALCULO DE NUESTRO SISTEMA HIDRAULICO:

QUE FUE EL DIAMETRO DE 2.53 PULG Y SU CARRERA
DE 20 PULG. ESTO PARA EL CASO DE NUESTRO
ACTUADOR 1Y 2

ACTUADOR HIDRAULICO 1 Y 2 PARA EMPUJE DE LAS TAPAS DEL CILINDRO			
PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE			
DIBUJO	REVISO	ACOT. DKS	MODIFICACION DE LA PROY.
JAVIER GALVIS GALVIS			7 F.E.S. C-4 CIRUITAJE

2.3.7 Elemento giratorio de la concha (G).

Su identificación en el esquema general es con la letra **G**, se necesitan dos para la construcción de la prensa. Consta de diferentes elementos los cuales se describen uno a uno en los siguientes dibujos partiendo de un despiece de tal elemento giratorio. Este elemento se unirá a la concha (**H**) por medio de soldadura 7018 de 7 /16 " de ancho.

TAPA DE CAJA
DE COJINETES

COJINETES

CAJA DE
COJINETES

TAPA DE CAJA
DE COJINETES

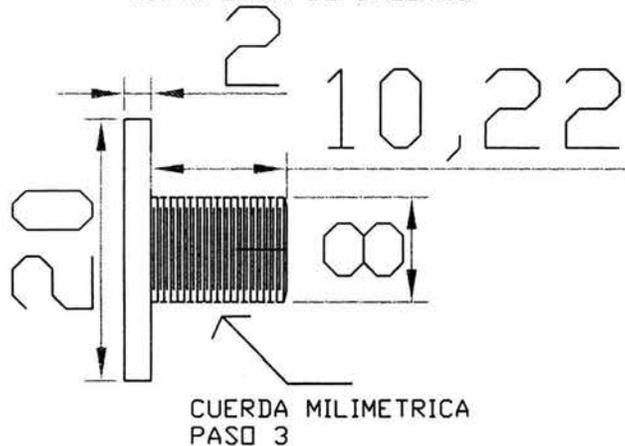
BASTAGO
DEL PISTON

TORNILLO DE
OPRECION
CONTRA PISTA
BAJA DE COJINETES

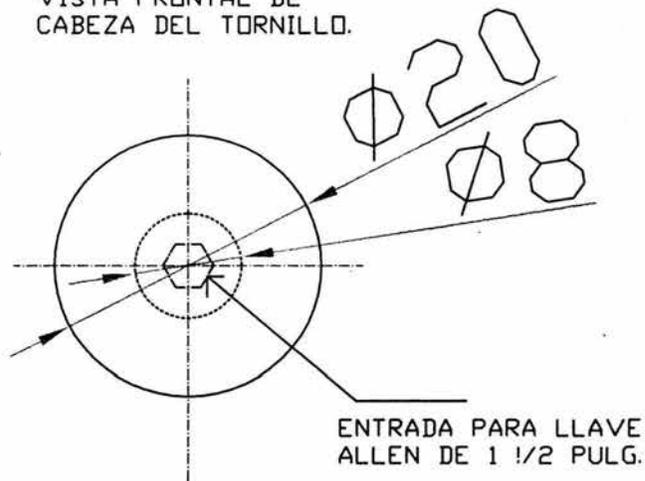
FLECHA PARA
COJINETES CON CUERDA
HACIA EL EMBOLO DEL
PISTON Y CUERDA PARA
AGARRE CONTRA COJINETES
DE LA PISTA BAJA.

ELEMENTO JIRATORIO DE LA CONCHA				
PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE.				
DIBUJO JAVIER GALVANI GALVANI	REVISO	ACOT:	CHS:	IDENTIFICACION DE LA PROSA
		INDICIA:	Nº DE PIEZA	

TORNILLO DE OPRESION CONTRA
PISTA BAJA DE BALEROS.

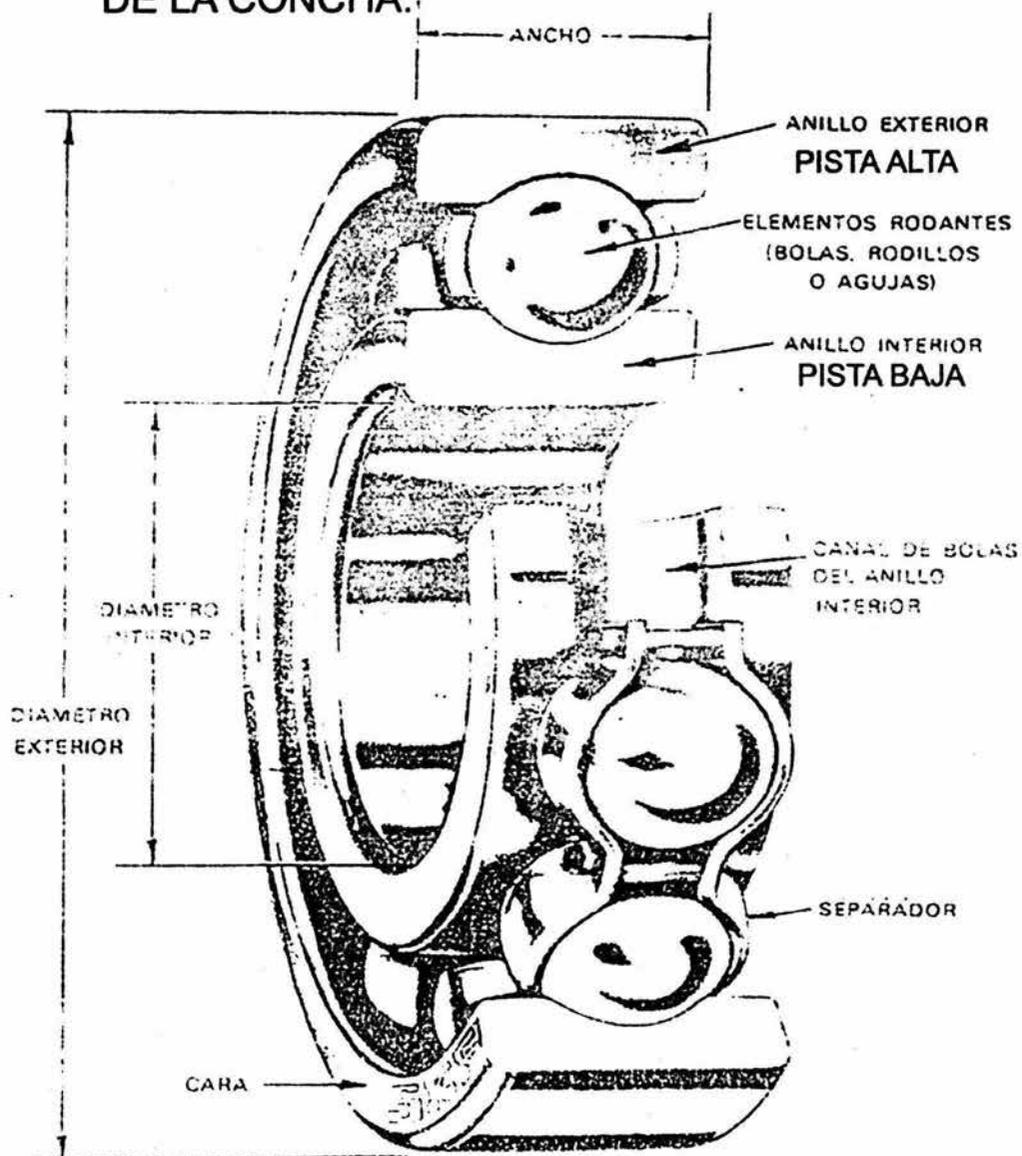


VISTA FRONTAL DE
CABEZA DEL TORNILLO.

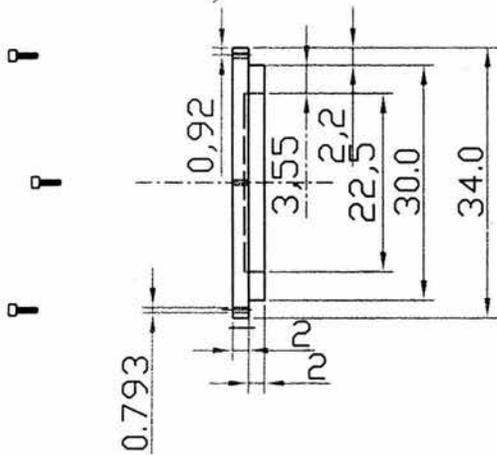
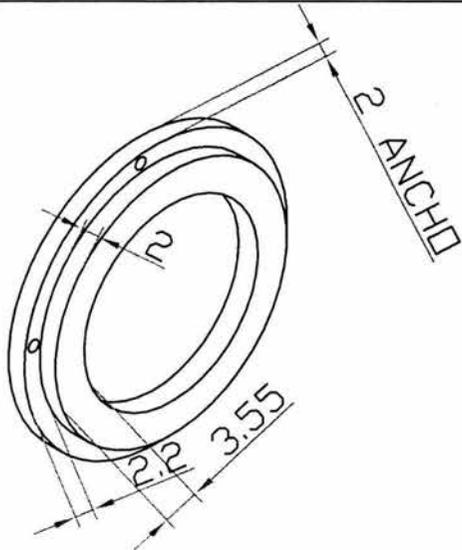


TORNILLO DE OPRESION CONTRA PISTA BAJA DE BALEROS ELEMENTO ROTATORIO DE LA CORDONA				
PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE				
DISEÑADO	REVISADO	ACOTADO	CHK.	IDENTIFICACION DE LA PIEZA
JAVIER SALVARI SALVARI				F.E.S. C-1 QUINTANA

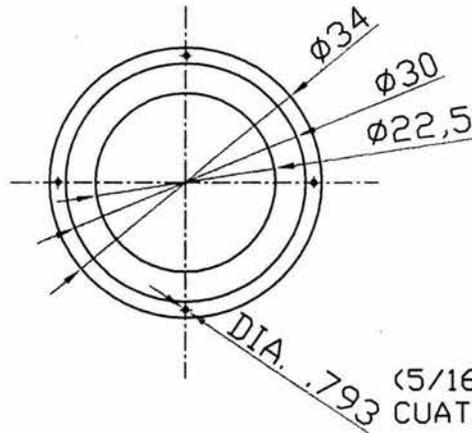
FIGURA 2.3.7. VISTA DE LA PISTA BAJA Y PISTA ALTA DEL COJINETE DEL ELEMENTO GIRATORIO DE LA CONCHA.



TAPA DE CAJA DE COJINETES

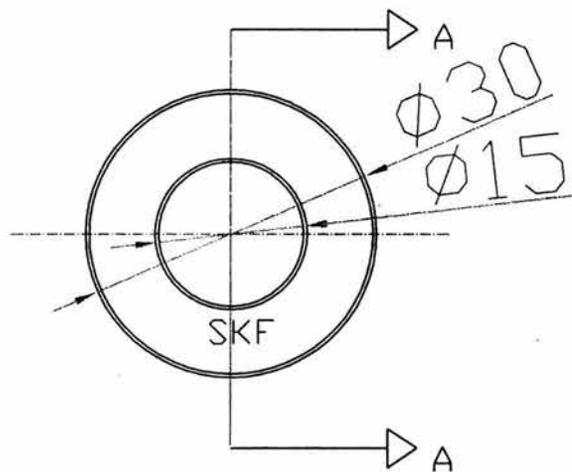


VISTA FRONTAL

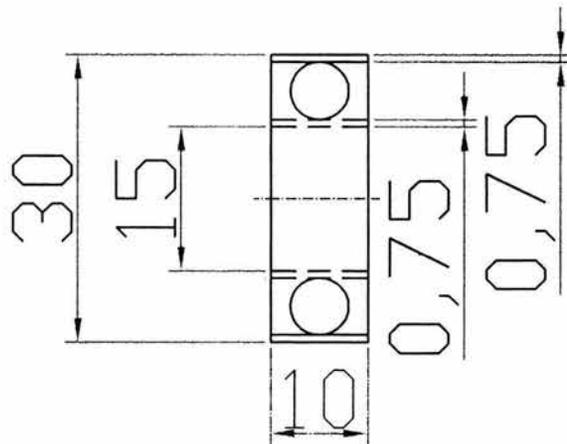


VISTA LATERAL
IZQUIERDA

TAPA IZQUIERDA DEL ELEMENTO GIRATORIO DE LA CONCHA			
PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE.			
DISEÑO JAVIER GALVIS GALVIS	REVISO	ACOT. CHS.	IDENTIFICACION DE LA PIEZA
AUTOR:		NO. Y FECHA:	RES. C-1 CUMITLÁN

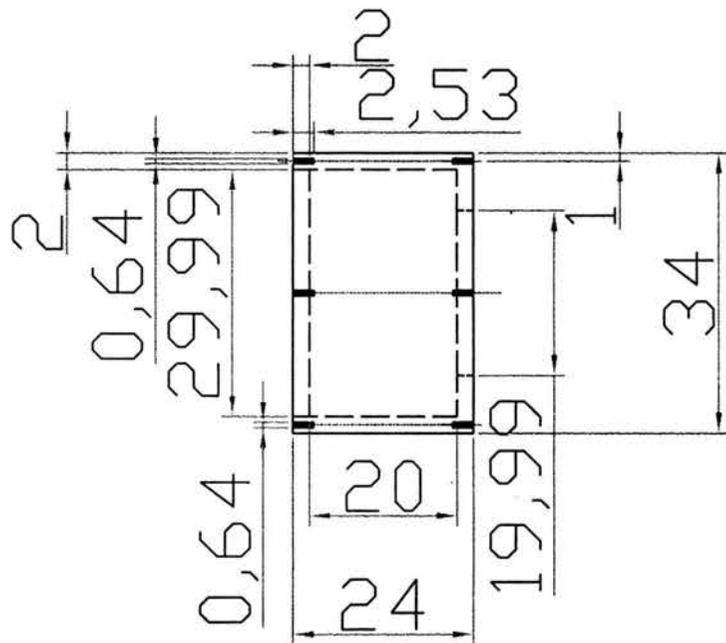
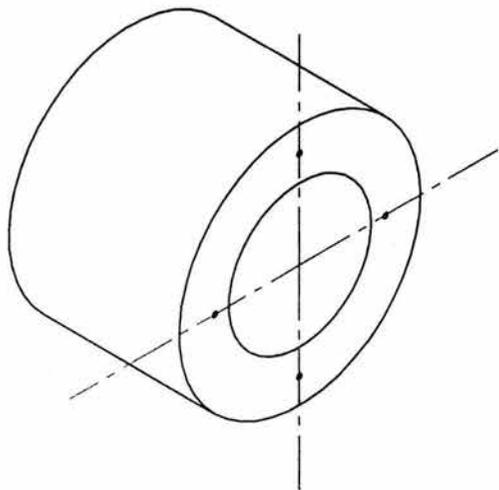


CORTE A-A

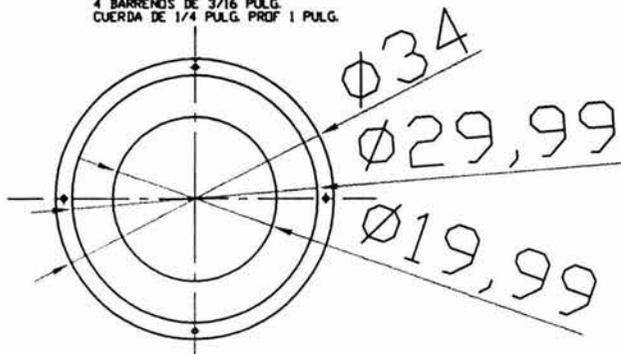


COJINETE DE UNA HILERA DE BOLAS CON GARGANTA PROFUNDA.

COJINES DEL ELEMENTO JIRATORIO.			
PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE			
DIBUJO JIVER SALVIN GALVIN	REVISO	ACOT. DES.	INSTRUMENTOS LA PRENSA
		FECHA 2	FEES C-4 CONUTLUM

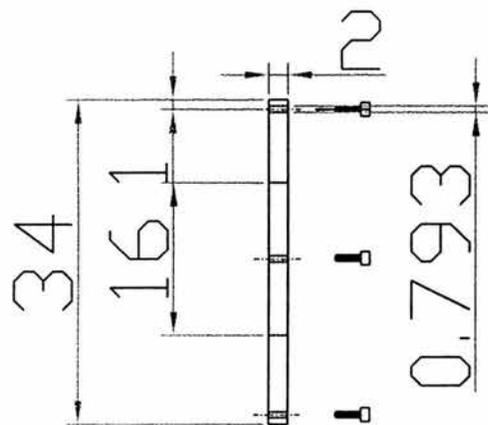
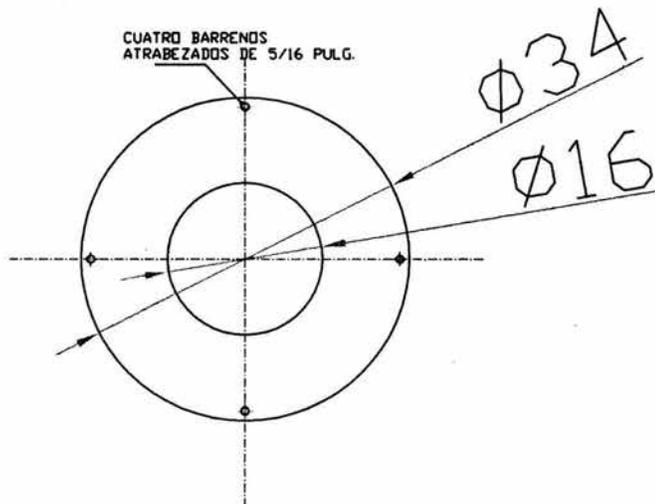
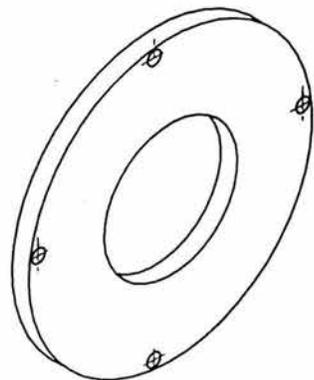


4 BARRENOS DE 3/16 PULG.
CUERDA DE 1/4 PULG. PROF 1 PULG.



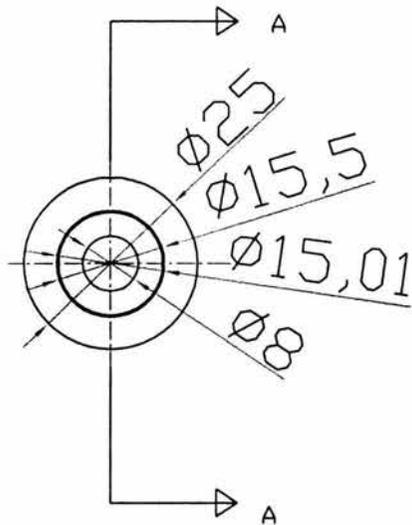
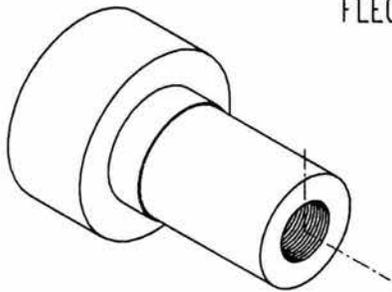
VISTA LATERAL IZQUIERDA.

CAJA DE BALEROS DEL ELEMENTO JIRATORIO DE LA CONCHA				
Prensa para colocar tapas de recipientes cilindricos horizontales de alta capacidad de almacenaje.				
DISEÑO	REVISO	ACOT.	DIS.	IDENTIFICACION EN LA PIEZA - E
JAVIER GALVIN GALVIN				NO. DE PIEZA 2 FES. C-4 CONTINUM



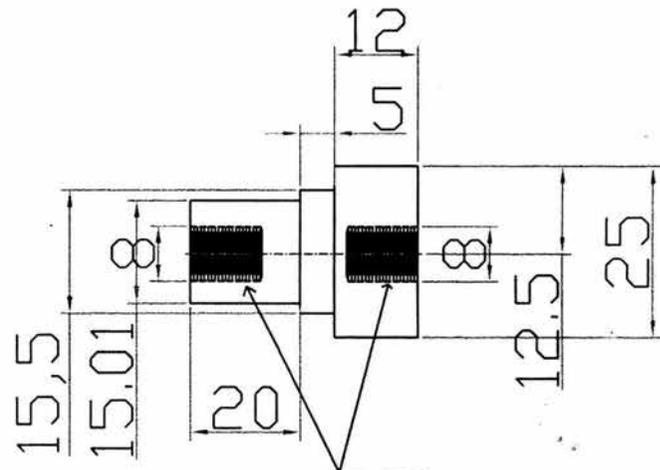
TAPA IZQUIERDA DEL ELEMENTO JIRATORIO DE LA CONCHA			
PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE			
DIBUJO JAVIER GALVIN GALVIN	REVISO	ACOT: CHS.	LICITACION EN LA PROBA P.E.S. C-1 CONUTILAN
		INICIAL: N. N. N. N.	

FLECHA PARA COJINETES CON CUERDA HACIA EL EMBOLO DEL ACTUADOR
Y CUERDA PARA AGARRE CONTRA PISTA BAJA DE COJINETES



VISTA LATERAL DERECHA

CORTE A -A.

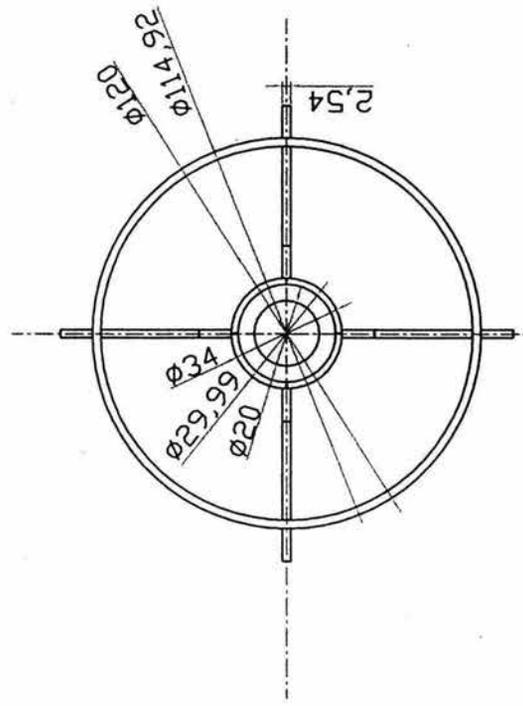
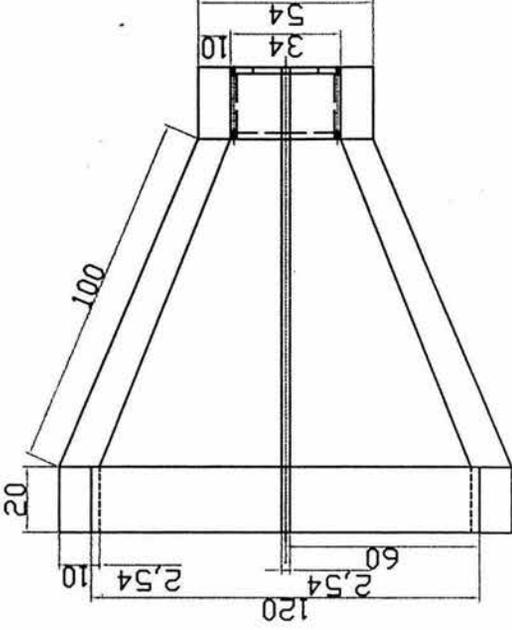
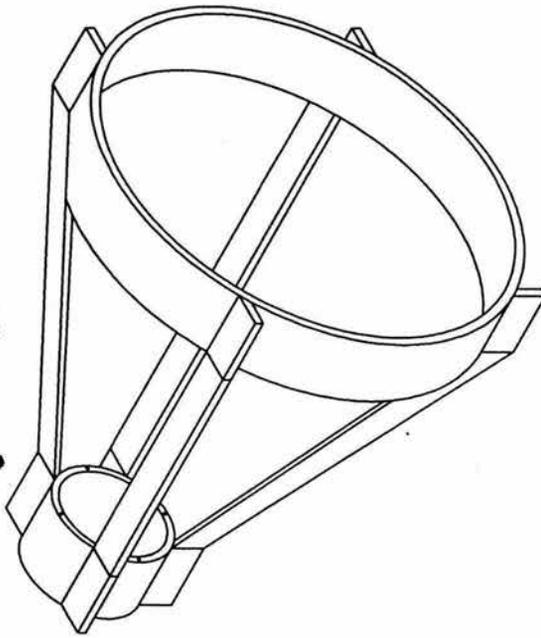


CUERDA MILIMETRICA
PROFUNDIDAD 10.24 CM.

FLECHA PARA COJINETES CON CUERDA HACIA EL EMBOLO DEL PISTON Y CUERDA PARA AGARRE CONTRA PISTA BAJA DE BALCEROS			
PRENSA PARA COLGAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE			
DIBUJO: JAVIER GALVIL GALVIL	REVISO:	ACOT.: CHS.	VERIFICACION EN LA PIEDRA: F.E.S. C-4 CUATITLAN

2.3.8 Concha (H).

Su identificación en el esquema general es con la letra H. se necesitan dos piezas para la construcción la prensa. Se construirá con material de especificación SA- 285- SC con un grosor de una pulgada y se unirá por medio de soldadura con el elemento giratorio de la concha con soldadura 7018.



ELEMENTO DE CONTACTO PARA EL EMPUJE DE LAS TAPAS (CONCHA)		ACOT. CIRC.	IDENTIFICACION DEL LA PRENSA.
PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE		REVISOR	NO. DE PLAN
DIBUJO	ANEXO	CAJIN	ESPEC. 2
			ISS C-1 COMITUM

2.4 Sistema de transmisión y elevación del cilindro para su proceso final de soldadura.

2.4.1. Sistema de transmisión de cadena para el rolado del cilindro en el proceso final de soldadura de las tapas

Las cadenas, engranes y correas se usan para la transmisión de potencia entre ejes que rotan y que no están directamente acoplados.

Una transmisión de cadena se compone de una cadena sin fin cuyos eslabones engranan con ruedas dentadas, unidas a los ejes de los mecanismos impulsores e impulsados por medio de cuñas.

Las cadenas de precisión como las cadenas de rodillos y las cadenas silenciosas, están hechas con partes terminadas bajo tolerancias muy estrictas. Estas engranan con los dientes de las ruedas dentadas, que a su vez son fabricadas bajo normas igualmente precisas, generando así una operación suave y eficiente. En los casos en que no se requieren cadenas de precisión, se disponen de una gran variedad de cadenas fabricadas, con eslabones de acero forjado o fundido.

Cadena de rodillos.

La única característica principal de la cadena de rodillo es la libertad de articulación de sus uniones durante el engranaje con la rueda dentada. Esta se lleva a cabo mediante la articulación de los pasadores dentro de los bujes, mientras los rodillos giran sobre la superficie exterior de los bujes, eliminando así el roce entre los rodillos y los dientes de la rueda.

2.4.2 Ventajas de las transmisiones de cadena sobre las transmisiones de engranes.

La distancias entre centros de los ejes para la transmisión de cadenas prácticamente no tiene restricciones, mientras que los engranes deben de tener la distancia entre los centros de tal manera que sus superficies primitivas sean tangentes. Esta ventaja, generalmente da como resultado diseños más sencillos, prácticos y menos costosos.

Las cadenas se instalan con facilidad. Aunque todos los medio de transmisión requieren instalaciones adecuadas, las tolerancias para las cadenas no son tan restringidas como la de engranes, por consiguiente el ahorro en tiempo de instalación es importante en el programa para poner en marcha un equipo.

La facilidad de instalación inherente a las cadenas es una ventaja definitiva cuando posteriormente se presentan cambios en el diseño tales como cambio en relación de velocidades, capacidades distancia entre centros.

La elasticidad de las cadenas en la tensión, adicionada por el efecto amortiguador del lubricante en las articulaciones numerosas de la cadena, genera una mayor capacidad para absorber impactos, con la que es posible en el contacto lubricado metal a metal de uno o dos de sus dientes de una transmisión de engranes.

En trenes de engranajes, hay una acción combinada de rotación y deslizamiento entre las superficies de los dientes cuando engranan, mientras que los rodillos de las cadenas, al engranar con las superficies de los dientes generan, únicamente una acción de rotación. El desgaste también es reducido teniendo en cuenta que la cadena esta distribuida simultáneamente sobre varios de los dientes de las ruedas dentadas, en contraste con la concentración de la carga en uno o dos de los dientes de los engranes en acción.

2.4.3 Ventajas de las transmisiones de cadena sobre las

transmisiones de poleas.

**ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA**

Las transmisiones de cadena no se deslizan o sufren escurrimiento plástico como el de transmisiones de correa. Como resultado las cadenas mantienen positivamente las relaciones de velocidad entre el eje impulsor y el eje impulsado y además son más eficientes ya que no hay pérdidas de potencia por deslizamiento.

Una transmisión de cadena no requiere tensión en el lado flojo de la cadena, por tanto impone menos carga en los cojinetes de los ejes que las transmisiones de correa. Esta disminución de la carga reduce el mantenimiento de cojinetes, lo mismo que las pérdidas por fricción, que en ellos se originan.

Las transmisiones de cadena son más compactas que las de correa. Para una capacidad determinada, el espesor de una cadena será menor que el de una correa, las ruedas dentadas serán de menor diámetro que el de las poleas. Y así la transmisión de cadena ocupara menor espacio que la transmisión de correas.

Las cadenas son fáciles de instalar. Una cadena se instala enrollándola en una rueda dentada y luego insertando los pasadores del eslabón conector en los eslabones terminales. La instalación de una correa sin fin sobre las poleas implica considerable dificultad. Para enrollar la correa sobre las poleas y enlazarla en la posición de trabajo se requieren equipos especiales. El arco mínimo de contacto es menor en las cadenas que en las correas. Esta ventaja es aun más pronunciada cuando aumenta la velocidad ya que permite así operar las transmisiones de cadena a menor distancia entre los centros de ejes.

Cuando varios ejes se deben impulsar desde un mismo eje impulsor, es usualmente imperativo mantener una sincronización positiva entre el eje

impulsor y los ejes impulsados. Para tales aplicaciones son más adecuadas las cadenas.

Las transmisiones de cadena que operan en un medio cargado de polvo eliminan el peligro de fuego, que es posible debido a las cargas estáticas que se generan en las transmisiones de correa.

El atascamiento de una polea accionada por una correa, genera una gran cantidad de calor debido al deslizamiento de la correa sobre la polea, con el consiguiente aumento de temperatura que puede inflamar el polvo u otro material en las inmediaciones: tal condición no ocurre en las transmisiones de cadena.

Las cadenas no sufren alteración con el pasar de los años, como tampoco son afectadas por el sol, aceite o grasa. Pueden además operar a más altas temperaturas, y son más prácticas para la operación a bajas velocidades.

El alargamiento de las cadenas debido al desgaste normal, es un proceso lento por lo cual estas requieren ajustes poco frecuentes. Mientras que el alargamiento de las correas demanda un tensionamiento frecuente bien sea por medio del desplazamiento de los ejes, por medio de una polea tensora o por el acoplamiento de la polea.

2.4.4 Transmisión por medio de cadenas.

Prácticamente todas las cadenas de transmisión tienen dos componentes básicos:

Placas laterales o de eslabones, pasadores y bujes. La cadena articulada en cada junta para girar alrededor de cada diente de la rueda dentada. El paso de la cadena es la distancia entre los centros de las articulaciones.

Las transmisiones de potencia por medio de cadenas tienen varias ventajas, relativamente no hay restricciones para la distancia entre centros de ejes son compactas y fáciles de instalar, se comportan elásticamente cuando se someten a tensión sin que se presenten escurrimiento de plástico, y además ofrecen la posibilidad de operar en medios a altas temperaturas.

Tipos básicos.

Básicamente seis tipos de cadenas para transmisión de potencia, con numerosas modificaciones y formas especiales para, aplicaciones específicas. Existe un séptimo tipo, la cadena de bolas que se utiliza en aplicaciones de servicio liviano.

Cadenas desmontables.

Las cadenas maleables desmontables se fabrican en un variedad de pasos que van desde .902 hasta 4.063 pulg. Y una resistencia a la rotura desde 700 hasta 17 000 lb.

Del mismo tipo es la cadena desmontable cubierta por la denominación ASA- B29.6. Esta cadena se fabrica con pasos desde .904 hasta ligeramente inferiores a 3 pulg., y con resistencia a la rotura desde 760 hasta aproximadamente 5000 libras.

Los dos extremos de las cadenas desmontables se denominan placa terminal y gancho terminal.

El gancho terminal o extremo abierto del eslabón engancha en la placa terminal del próximo eslabón.

Las cadenas desmontables maleables y de acero se utilizan principalmente en maquinaria agrícola a velocidades aproximadas de 350 pies /min., y para transmitir potencias hasta de 25 HP. Como la maquinaria agrícola es de uso estacional, este tipo de cadenas normalmente no se lubrica ya que los lubricantes retendrían arenillas y partículas que acelerarían el proceso de desgaste que se propone evitar. Las cadenas desmontables son relativamente baratas, pero no funcionan tan suavemente como las cadenas de precisión.

Cadena de rodillos.

La cadena de transmisiones de rodillos, como se muestra en la siguiente figura se consiguen con pasos desde $\frac{1}{4}$ de pulg. hasta 3 pulg.

En anchos sencillos y una resistencia a la rotura desde 925 hasta 130000 lb. También se consiguen en anchos múltiples. Las ruedas dentadas para cadenas de pasos pequeños, pueden operar hasta velocidades de 10 000 R.P.M. y no son raras las transmisiones de cadenas de 1000 a 1200 Hp.

Las cadenas se componen de placas laterales y pasadores. En el caso de las cadenas desmontables se usan chavetas de dos patas en los pasadores. Estas cadenas deben lubricarse para mejorar las condiciones de desgaste en sus uniones.

Bajo la denominación ASA-B29.1 se cubre también un gran número de tipos especiales de cadenas. Una de ellas, con bujes hechos de

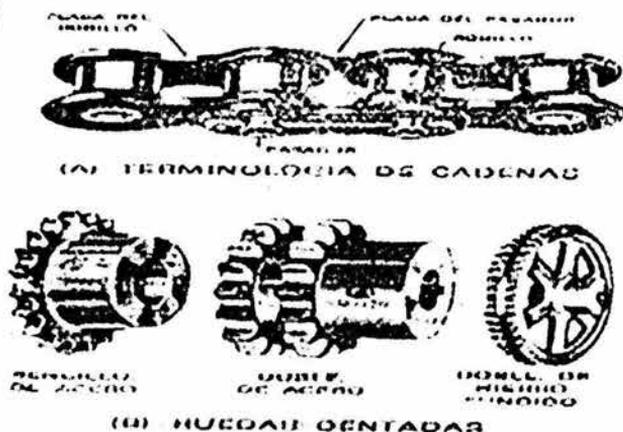


FIGURA 2.4.4.1. RUEDAS DENTADAS.

metal poroso impregnado de aceite es autolubricante. Estas cadenas operan a más baja potencias y velocidades y sus aplicaciones son limitadas ya que en vez de rodillos, utilizan bujes del mismo diámetro que los rodillos de las cadenas normales.

Otro método de auto lubricación se ha conseguido por medio del uso de casquillos plásticos entre los bujes y remaches de cadena. El plástico reduce la fricción de la junta. Recientemente se ha desarrollado una cadena con bujes fijos de delrin para bajas potencias y velocidades utilizables donde no se requiere la rigidez del metal. Este tipo de cadenas, también necesita poca lubricación su aplicación a temperaturas bajo cero ha sido muy exitosa.

2.4.5 Ruedas dentadas.

Las ruedas dentadas que se utilizan con cadenas de rodillo de precisión se hacen de acuerdo a las normas ASA (American Standard Association). Las ruedas dentadas planas sin cubo se usan para montarlas sobre aletas, cubos u otros implementos. Se fabrican de lámina de acero laminada en caliente o de barras de acero, ya sea en construcción maciza o con orificios completos o en bajo relieve.

Las ruedas dentadas pequeñas y de tamaño mediano, con cubo, se tornan en barras de acero o barras forjadas o fabricadas soldando el cubo hecho de barra a un disco de lámina de acero laminada en caliente. Para aplicaciones pequeñas y de baja potencia, una extensión lateral del cubo es suficiente, mientras que, las ruedas dentadas de mayor diámetro necesitan que el cubo se extienda a ambos lados de la rueda dentada y equidistantemente de la línea central de esta. Así la línea de acción del tiro de la cadena, actúa en el centro del cubo dando mayor estabilidad al conjunto y distribuyendo uniformemente los esfuerzos en el eje y en la cuña.

Materiales. Normalmente las ruedas dentadas se fabrican de hierro fundido, aunque también las hay de acero fundido o con cubo soldado.

Las ruedas dentadas fabricadas por sintetización de polvos metálicos y de nylon y otros plásticos, han llegado a ser económicos en gran escala. Estas ruedas dentadas ofrecen muchas ventajas. Por ejemplo las fabricadas de plástico necesitan poca lubricación y se utilizan ampliamente donde la limpieza es esencial. Además producidas a gran escala, el costo de este tipo de ruedas es mucho menor que el de las ruedas maquinadas.

2.4.6 Diseño de transmisiones de cadena.

El diseño de una transmisión de cadena consiste en la selección de la cadena y el tamaño de las ruedas dentadas. También se incluye la determinación de la longitud de la cadena, la distancia entre los centros de los ejes, los métodos de lubricación y en algunos casos el sistema de protección de la cadena y el empleo de ruedas dentadas locas.

A diferencia de las correas, donde el factor limitante es la velocidad superficial de estas, el diseño de las cadenas se basa en la velocidad rotacional o R.P.M. de la más pequeña de las ruedas dentadas que generalmente es la rueda impulsora.

El diseño de las transmisiones de cadena no solamente se basa en la potencia y velocidad, sino en los siguientes factores ampliamente relacionados con las condiciones de servicio.

- a) potencia promedio que se va a transmitir.
- b) R.P.M. Del medio impulsor y del medio impulsado.
- c) diámetro de los ejes.
- d) diámetro permisible de las ruedas dentadas.
- e) características de la carga, bien sea suave y permanente, pulsante, alta al arranque o sujeta a máximos temporales.
- f) lubricación, bien sea periódica, ocasional o abundante. Si hay polvo o medios abrasivos deben usarse protectores.
- g) vida útil esperada: vida total o cantidad de servicio requerida. Es mejor exceder un poco, que escatimar en la selección de cadenas.

Al diseñar transmisiones de cadena es de gran importancia considerar y estudiar el paso de la cadena. El número de revoluciones por minuto y el tamaño de la más pequeña de las ruedas dentadas determina el paso de la cadena que se debe usar.

Las cadenas de paso pequeño, de ancho sencillo y múltiple, son aptas para altas velocidades y también para cualquier velocidad cuando es esencial una operación suave y silenciosa.

Las cadenas de mayores pasos son aptas para velocidades bajas y medias.

Tamaño de las ruedas dentadas.

Para obtener una operación silenciosa a alta velocidad no se recomienda el uso de ruedas dentadas de menos de 17 dientes. Para obtener una operación suave y silenciosa se deben considerar ruedas dentadas de diecinueve o veintiún dientes disminuyendo así el impacto de los dientes. Para aplicaciones de baja velocidad o donde las limitaciones de espacio no le permiten usar ruedas dentada de menos de 17 dientes.

Normalmente el número máximo de dientes usado es 120.

Si se usan ruedas de más de 120 dientes, resultaría un pequeño alargamiento de la cadena, lo que hará que esta trate de montarse sobre los dientes, mucho antes que la cadena esta realmente gastada.

La máxima relación de velocidades entre la rueda dentada impulsora y la impulsada no debe excederse de 6:1.

También se recomienda que la cadena envuelva la rueda dentada 120° .

Distancia entre centros.

La distancia entre centros debe ser mayor que la suma de los radios de las ruedas dentadas, de otra manera los dientes de estas se tocarían. (En algunos casos las ruedas dentadas pueden operar a muy corta distancia entre dientes). Los mejores resultados se obtienen cuando la

distancia entre centros es de 30 a 50 veces el paso de la cadena usada. Ochenta veces el paso usado se considera la máxima distancia. Para transmisiones con carga fluctuante la distancia entre centros debe ser mas corta, unas 20 a 30 veces el paso de la cadena usada.

Tensión en la cadena.

Las cadenas no deben operar con ambos lados tensos. El montaje debe permitir algún ajuste para la instalación y durante el uso para absorber el desgaste natural de la cadena. La flecha de la cadena debe ser aproximadamente 2% de la distancia entre centros.

Para templar una cadena floja, cuando no se puede desplazar los centros de los ejes, se utilizan las ruedas dentadas locas. Las ruedas locas pueden ser fijas o ajustables.

Las ajustables tienen la ventaja de poder controlar la tensión en la cadena. Las ruedas locas deben colocarse del lado flojo de la cadena. Cuando operan interiormente deben colocarse en algún punto entre el centro de la transmisión y la mayor de las ruedas dentadas. Cuando operan exteriormente deben colocarse hacia la menor de estas. En transmisiones con centros a corta distancia, la rueda tensora debe colocarse hacia la menor de las ruedas dentadas.

2.4.7 Longitud de la cadena.

La longitud de la cadena es una función del número de dientes en ambas ruedas dentadas y de la distancia entre centros de estas. Esta longitud debe ser un número entero de pasos, preferiblemente par, para evitar el uso de un eslabón escalonado de cierre.

Formulas para determinar la longitud de la cadena.

La longitud de la cadena se calcula con base en el número de pasos o eslabones, numero que se multiplica por el paso de la cadena para obtener la longitud de esta en pulgadas. La siguiente formula sigue un método simple para determinar la longitud de la cadena en pasos, esta formula se presenta en la figura de la siguiente pagina.

Como la cadena no puede contener una fracción de paso, se aumenta el resultado de esta operación al próximo número entero, preferiblemente un número par.

Luego la distancia entre centros se debe corregir.

Multiplicando el número de pasos por el paso de la cadena, se obtiene la longitud de esta en pulgadas.

Lubricación.

Transmisión de baja velocidad.

Una adecuada lubricación es esencial para obtener una vida útil larga de la cadena. A bajas velocidades la lubricación periódica es suficiente. Se puede aplicar con brocha un aceite mineral de consistencia media, mientras la cadena esta en operación.

F		F		F	S	F	S	F		F	S
1		3	2.93	63	100.54	94	223.82	129	307.76	156	616.44
2	36	35	2.85	64	103.75	95	228.61	126	307.13	157	624.37
3	27	34	2.78	65	107.02	96	233.44	127	308.85	158	632.35
4	41	38	2.69	66	110.34	97	238.33	128	310.03	159	640.38
5	63	36	2.63	67	113.71	98	243.27	129	311.82	160	648.46
6	91	37	2.68	68	117.13	99	248.26	130	313.06	161	656.59
7	124	38	2.65	69	120.60	100	253.30	131	314.69	162	664.77
8	162	39	2.64	70	124.13	101	258.39	132	315.36	163	673.00
9	205	40	2.63	71	127.69	102	263.53	133	316.07	164	681.28
10	253	41	2.62	72	131.31	103	268.73	134	316.83	165	689.62
11	306	42	2.62	73	134.99	104	273.97	135	317.64	166	698.00
12	365	43	2.62	74	138.71	105	279.27	136	318.51	167	706.44
13	428	44	2.62	75	142.47	106	284.62	137	319.42	168	714.92
14	496	45	2.62	76	146.31	107	290.01	138	320.39	169	723.46
15	570	46	2.62	77	150.18	108	295.45	139	321.41	170	732.05
16	648	47	2.62	78	154.11	109	300.95	140	322.47	171	740.60
17	732	48	2.62	79	158.09	110	306.50	141	323.59	172	749.37
18	821	49	2.62	80	162.11	111	312.09	142	324.76	173	758.11
19	914	50	2.62	81	166.19	112	317.74	143	325.98	174	766.90
20	1013	51	2.62	82	170.32	113	323.44	144	327.25	175	775.74
21	1117	52	2.62	83	174.50	114	329.19	145	328.57	176	784.63
22	1226	53	2.62	84	178.73	115	334.99	146	329.94	177	793.57
23	1340	54	2.62	85	183.01	116	340.84	147	331.36	178	802.57
24	1459	55	2.62	86	187.34	117	346.75	148	332.83	179	811.61
25	1583	56	2.62	87	191.73	118	352.70	149	334.36	180	820.70
26	1712	57	2.62	88	196.16	119	358.70	150	335.93	181	829.85
27	1847	58	2.62	89	200.64	120	364.76	151	337.56	182	839.04
28	1986	59	2.62	90	205.18	121	370.88	152	339.23	183	848.29
29	2130	60	2.62	91	209.76	122	377.02	153	340.96	184	857.58
30	2280	61	2.62	92	214.40	123	383.22	154	342.73	185	866.93
31	2434	62	2.62	93	219.08	124	389.48	155	344.56		

PASO

1

Se divide la distancia entre centros, en pulgadas, por el paso de la cadena usada y se obtiene C.

PASO

2

Se suma el número de dientes de ambas ruedas dentadas y se obtiene M.

PASO

3

Se resta el número de dientes de la rueda menor del de la mayor y se obtiene F en la tabla anterior. Usar la constante S correspondiente.

PASO

4

Longitud de la cadena en pasos
$$2C + \frac{M - S}{2}$$

PASO

5

Multiplicando el número de pasos por el de la cadena se obtiene la longitud de esta en pulgadas.

Transmisiones de velocidad media.

Estas transmisiones deben recibir más lubricación que las de baja velocidad. Se puede obtener esto por medio de un lubricador de gotero de buen tamaño, montado de tal manera que gotee aceite directamente sobre la cadena para que este penetre a todas sus partes.

Transmisiones de alta velocidad.

Para estas aplicaciones se debe contar con un protector de cadena parcialmente lleno de aceite, por el cual la cadena se sumerge. Si la velocidad de la cadena es muy alta, se deben adosar a las ruedas dentadas unos discos de mayor diámetro que estas, estos discos recogen aceite en el fondo del protector y lo lanzan contra un deflector en la parte superior, del cual luego gotea el aceite a la cadena.

2.5 Cálculo de la transmisión de cadena para el rolado del cilindro en su proceso final de soldadura de las tapas por arco sumergido.

El rolado que es el giro del cilindro debe ser muy lento aproximadamente de 1 giro completo dentro de 8 minutos aproximadamente para el diámetro del cilindro.

Esta velocidad nos la da la maquina soldadora dependiendo de las características que nos proporcione el fabricante varia la eficiencia de cada marca.

La relación de velocidad tomada como base de 8 minutos el giro completo del cilindro nos refiere a lo siguiente.

Diámetro del cilindro = 182.88 cm.

Perímetro del cilindro = $\pi (182.88) = 574.5358$ cm.

Diámetro de la llanta sobre la cual será rolado el cilindro = 30 cm.

Perímetro = $\pi(30) = 94.248$ cm.

Por lo tanto si la llanta gira a 1 R.P.M. nos esta diciendo que recorrerá 94.248 cm. del diámetro de nuestro cilindro en un minuto pero la velocidad requerida es la siguiente.

Se necesita que el tanque dure 8 minutos en dar una vuelta completa (1 revolución), por lo tanto dividimos 574.5338cm. que es el diámetro de nuestro cilindro entre 8 minutos para saber que distancia debe recorrer por cada minuto:

$574.5338\text{cm} / 8\text{min} = 71.8116$ cm./ min.

Se necesita que cada minuto el tanque gire 71.81 centímetros de su perímetro exterior.

Si la llanta recorre 94.248 cm. en un minuto. Es decir si girara a 1 R.P.M., haría girar el cilindro 94.248 cm. de su perímetro, pero la cuestión es que velocidad en R.P.M. que se necesita para que el cilindro recorra 71.8116 centímetros de su perímetro en un minuto, se calcula la velocidad que se requiere en la llanta de la siguiente manera:

Si a 1 R.P.M. nuestra llanta recorre 94.248 cm. Del perímetro del tanque. X R.P.M. necesitamos para que recorra 71.8116 cm. Del diámetro del tanque.

$X = .76199$ R.P.M., será la velocidad angular a la que se necesita que gire la llanta que será la impulsora, para que el cilindro de un giro completo en 8 minutos.

Si la velocidad se necesitara aumentar o disminuir se harán los cálculos con los pasos anteriormente descritos.

Debido a que el diseño ya predeterminado se eligió que la rueda dentada del moto reductor, que en realidad serán dos las impulsoras sobre el eje, como se puede apreciar en los diagramas del diseño de la transmisión, se eligió por propiedades para obtener el mejor diseño que tenga un radio de 6.8722 cm. cada una de estas ruedas impulsoras, con estas dimensiones se obtiene que la rueda dentada contara con 17 dientes y un paso de 1 pulgada. Este paso de 1 pulgada es el más óptimo para el proceso de transmisión de potencia media y a muy baja velocidad que es la que ocupa, como ya se obtuvo en los cálculos anteriores de relación de velocidades para el rolado del cilindro .

El radio exterior de la rueda dentada mayor la impulsada que será la que este unida ha la llanta será de 8.4893 cm. con este radio se tiene, una rueda dentada con 21 dientes y con un paso de 1 pulgada.

La distancia entre centros que se tiene en el diseño es de 55 cm. que equivale a 21.6535 pulgadas. Esta distancia entre centros no es la óptima pero si recomendable para una transmisión suave de baja velocidad y de bajo impacto de la cadena contra las ruedas dentadas.

Los ejes de ambos elementos el impulsor y el impulsado se eligieron arbitrariamente ya que el reductor de velocidad difiere en cuanto a los fabricantes y tendríamos que tener el dato real con el cual se pueda contar en el momento de armar la prensa. Pero estos diámetros de los ejes se deben de adquirir lo más aproximado a lo que el cálculo de la transmisión óptima refiere y que recomienda que el diámetro de los ejes se calcule en función de los centros y deben ser aproximadamente el 2 por ciento de esta distancia. Pero para este caso se dejara omiso ese cálculo por las razones antes mencionadas.

El cálculo del tamaño de la cadena es el siguiente tomando en cuenta la tabla que se encuentra en el texto de diseño de transmisiones de cadena:

Ecuación que obtiene la longitud de la cadena en pasos:

$$2C + (M/2) + (S/C)$$

1) Se divide la distancia entre centros; en pulgadas, por el paso de la cadena usada y se obtiene C.

$$21.653 \text{ pulgadas} / 1 \text{ pulgada} = 21.653 = C$$

2) Se suma el número de dientes de ambas ruedas dentadas y se obtiene M:

Dientes de la rueda impulsora: 17 dientes.

Dientes de la rueda impulsada: 21 dientes.

$$17 + 21 = 38 = M$$

3) Se resta el número de dientes de la rueda menor del de la mayor y se obtiene: $F = 4$

de la tabla se usa la constante $S = .41$

4) longitud de la cadena en pasos =: $2C + (M/2) + (S/C)$

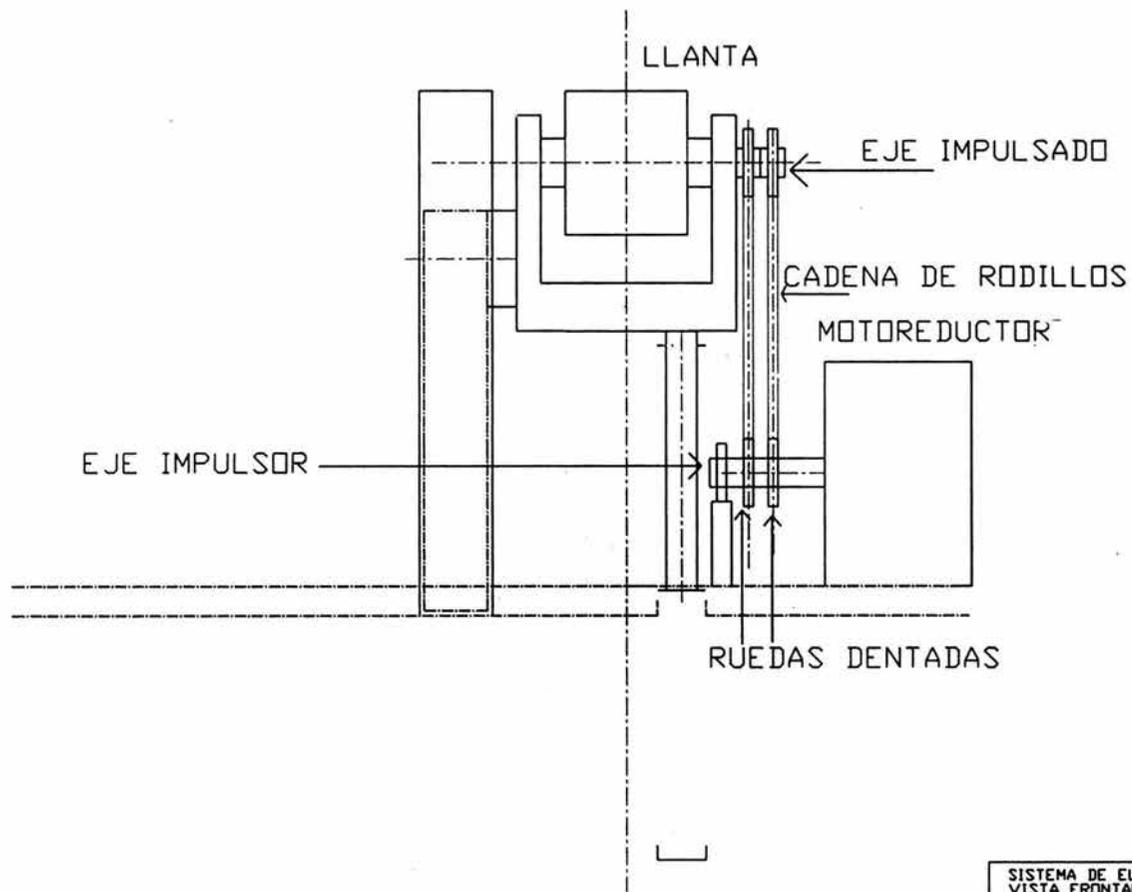
$$2(21.5453) + (38/2) + (.41/21.5453) = 43.0906 + 19 + .01902 = 62.1096$$

5) Multiplicando el número de pasos por el de la cadena se obtiene la longitud de esta en pulgadas:

$62.1096 \times 1 \text{ pulg.} = 62.1096 \text{ pulg.}$ Es la longitud de la cadena en pulgadas.

En las siguientes figuras se muestran detalladamente las vistas del sistema de transmisión y de elevación. Todos los detalles se muestran claramente, como se comentó este sistema de elevación se construirá independientemente de la prensa y al final se colocará dentro de la misma y solo compartirán el sistema hidráulico de potencia. El último dibujo de este sistema nos muestra las dimensiones finales que se tendrán al colocar este sistema dentro de la prensa.

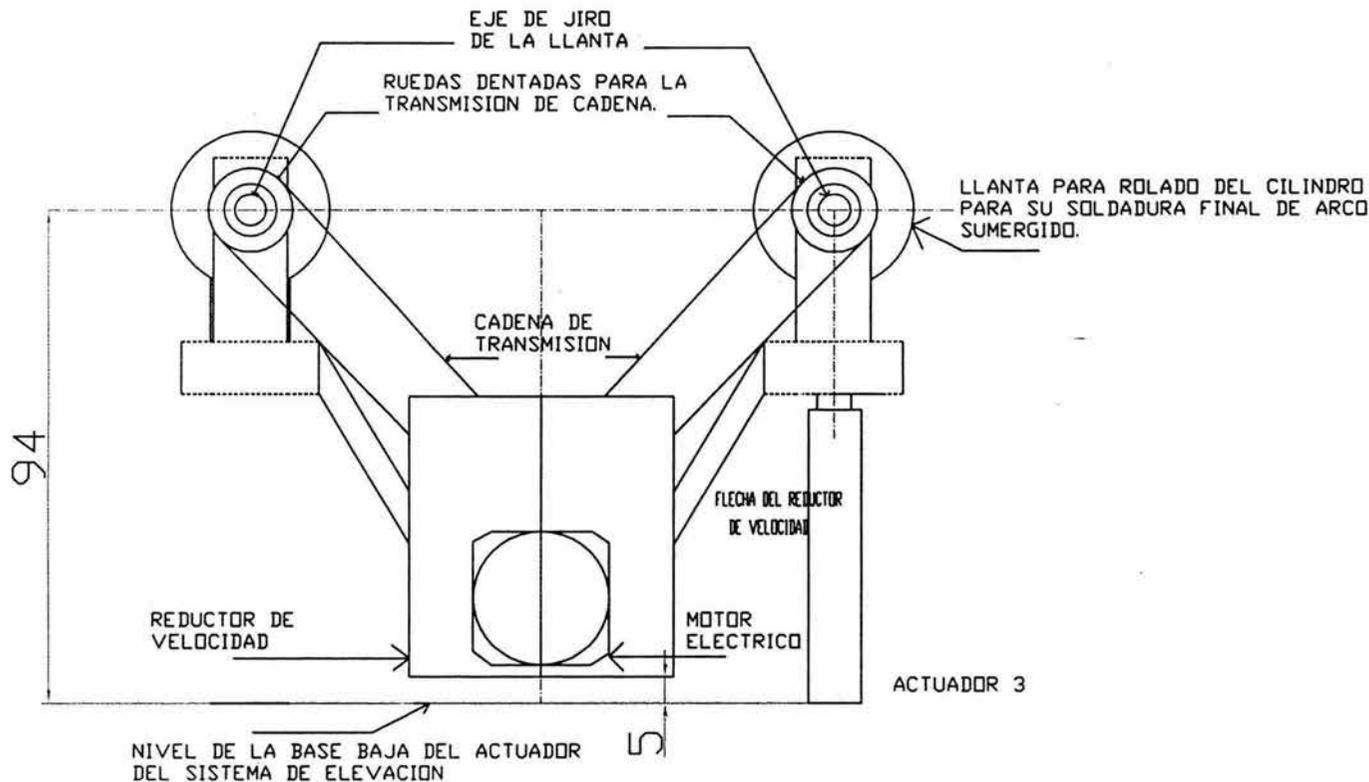
SISTEMA DE ELEVACION PARA EL CILINDRO VISTA FRONTAL



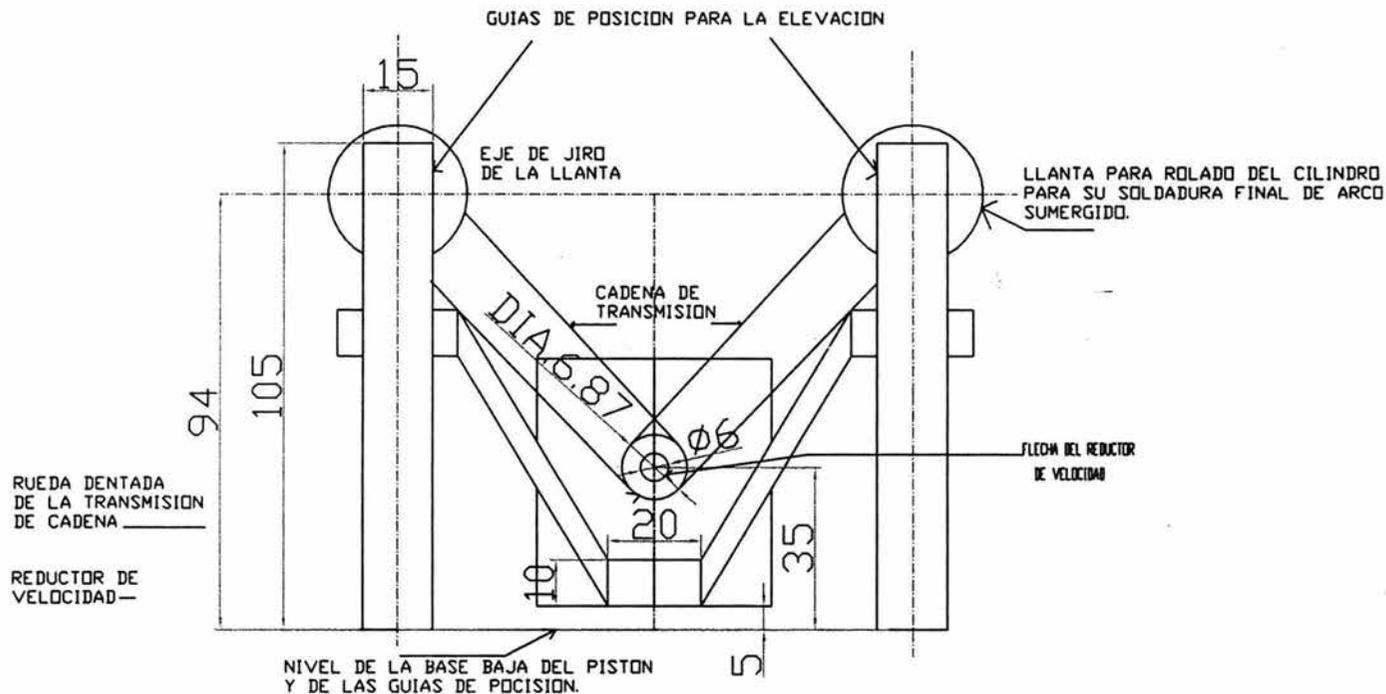
SISTEMA DE ELEVACION DEL CILINDRO
VISTA FRONTAL

PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS
HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE

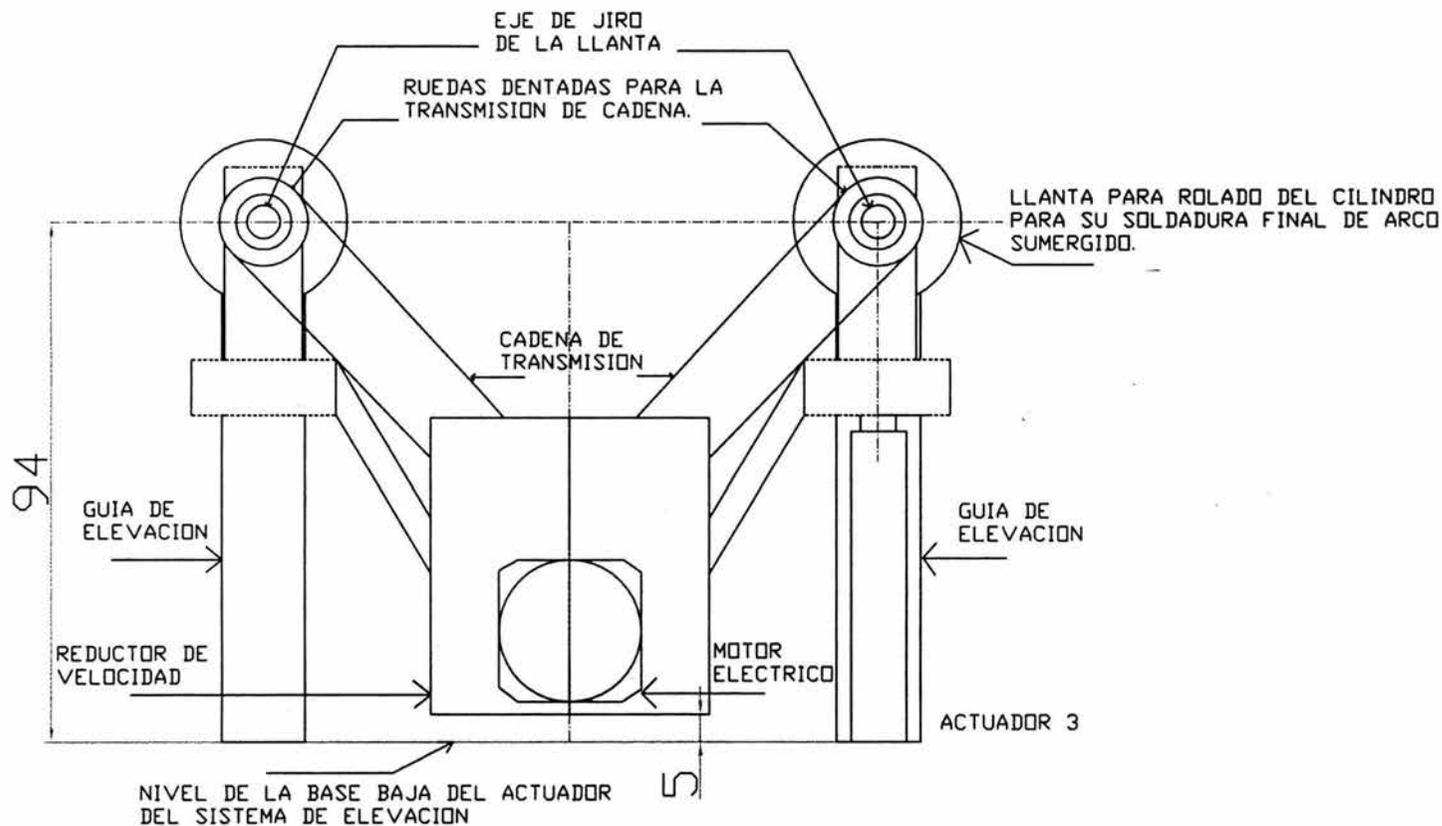
DIBUJO JAVIER GALVIN GALVIN	REVISO	ACOT.	CHS.	UNIFICACION DTC LA PRENSA
		ORIGINAL	N.º DE PÁGS. 2	E.S. C-1 CURITILUM



VISTA LATERAL DERECHA SIN GUIAS DE POSICION (APARTIR DE LA VISTA FRONTAL)				
PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE				
DIBUJO JAVIER GALVIS GALVIS	REVISO	ACOT.	CMS.	IDENTIFICACION EN LA PRENSA F.E.S. C-4 CONSULTAR
		INSTRUC.	N.º DE PÁGS.	



VISTA LATERAL DERECHA CON GUIAS DE POSICION (APARTIR DE LA VISTA FRONTAL)				
PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE				
DEBILDO	REVISO	ACOT:	CNS	INSPECCION EN LA PRENSA
JAVIER GALVIS GALVIS				FEES C-4 CANTILLAN

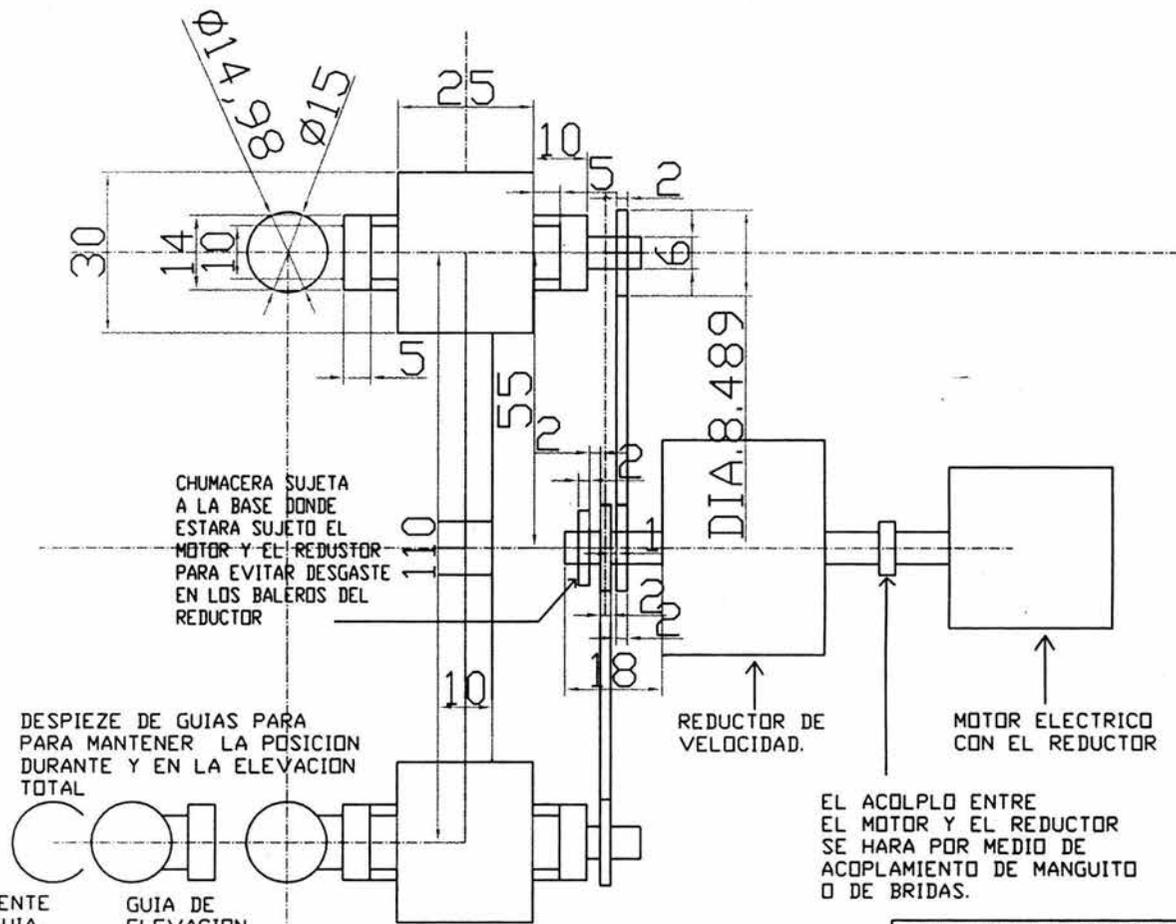


VISTA LATERAL IZQUIERDA CON GUIAS DE POSICION (A PARTIR DE LA VISTA FRONTAL)

PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE

DIBUJADO	REVISADO	ACOTADO	EXS.	IDENTIFICACION DE LA PRENSA
JAVIER GALVIN GALVIN				
		INICIAL	NO. DE PLAN	FECHA
			2	11.05.04

E.S. C-1 CURUTILAN



CHUMACERA SUJETA
 A LA BASE DONDE
 ESTARA SUJETO EL
 MOTOR Y EL REDUCTOR
 PARA EVITAR DESGASTE
 EN LOS BALEROS DEL
 REDUCTOR

DESPIEZE DE GUIAS PARA
 PARA MANTENER LA POSICION
 DURANTE Y EN LA ELEVACION
 TOTAL

ENVOLVENTE
 DE LA GUIA.
 DIAMETRO 15 CM

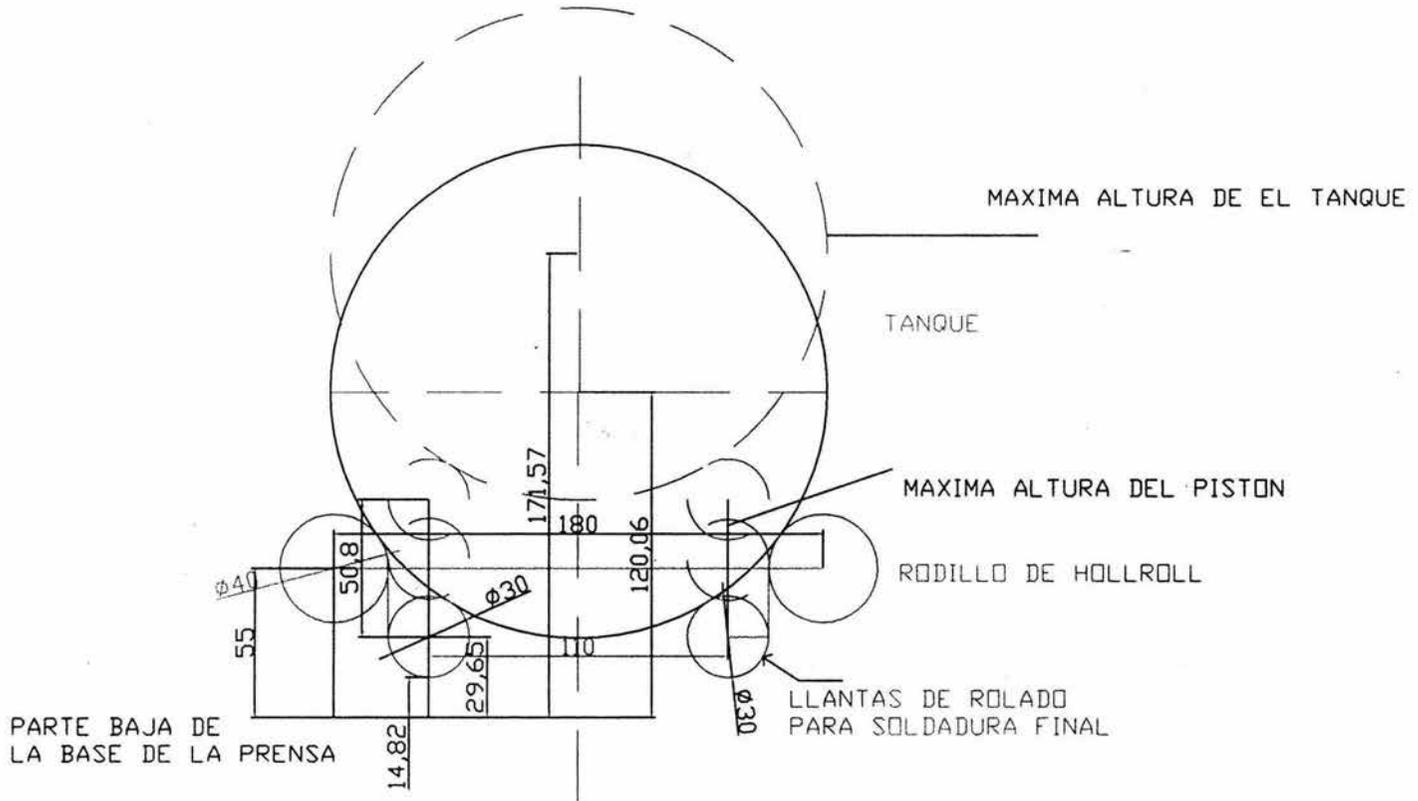
GUIA DE
 ELEVACION
 DIAMETRO
 14.98 CM

VISTA SUPERIOR DEL SISTEMA DE ELEVACION

PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS
 HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE

DISEÑO JAVIER GALVIN GALVIN	REVISO	ACOT.	DIMS.	IDENTIFICACION EN LA PIEZA PZS. C-4 CUBITPLAN
		INICIAL	NO. DE PIEZA	

DIMENSIONES FRONTALES CON NUESTRAS MEDIDAS
DE EL TANQUE Y RODILLO Y SISTEMA DE ELEVACION



CAPITULO 3.SISTEMA HIDRÁULICO DE POTENCIA PARA EL EMPUJE DE LAS TAPAS Y PARA LA ELEVACIÓN DEL CILINDRO.

Este capítulo trata de las generalidades del cálculo y representación gráfica de un sistema hidráulico de potencia. Cuando se tiene un panorama completo de los conceptos básicos de los sistemas hidráulicos de potencia, se calculan y determinan los componentes del sistema hidráulico que servirá para empujar las tapas y para elevar el cilindro. Para su último proceso de soldadura de arco sumergido, se presenta el diagrama final del circuito hidráulico que se usará para los dos procesos antes descritos, y al final se dan los puntos básicos para un adecuado mantenimiento de la unidad hidráulica.

CAPITULO 3. SISTEMA HIDRÁULICO DE POTENCIA, PARA EL EMPUJE DE LAS TAPAS Y PARA LA ELEVACIÓN DEL CILINDRO.

3.1 Sistemas hidráulicos de potencia.

Breve historia de la hidráulica industrial.

La hidráulica se define como la aplicación de la mecánica de fluidos en ingeniería, para construir dispositivos que funcionen con líquidos, por lo general es el agua o el aceite. La hidráulica resuelve problemas como el flujo de fluidos por conductos y canales abiertos el diseño de presas de embalse, bombas y turbinas, entre otros dispositivos como boquillas válvulas, surtidores, y medidores se encarga de el control y la utilización de los líquidos.

Los escritos más antiguos de la historia muestran que artículos tales como bombas y ruedas de agua eran conocidos en los tiempos muy remotos. Sin embargo fue hasta el siglo XVII que la rama de la hidráulica se empezó a usar.

Las dos aplicaciones más importantes de la hidráulica se centran en el diseño de actuadores y prensas. Su fundamento es el principio de Pascal, que establece que la presión aplicada en un punto de un fluido se transmite con la misma intensidad a cada punto del mismo.

Este principio explica por que una botella de vidrio completamente llena se romperá si se trata de tapar El liquido es prácticamente incomprensible y transmite la fuerza aplicada al tapón a través del recipiente. El resultado es una fuerza excesivamente mayor sobre un área superior a la del tapón aunque es posible que se rompa la base de la botella al empujar el tapón con fuerza moderada. Figura 29.

En los primeros pasos de la revolución industrial, un mecánico inglés llamado Joseph Bramah utilizó el descubrimiento de pascal al hacer una prensa hidráulica.

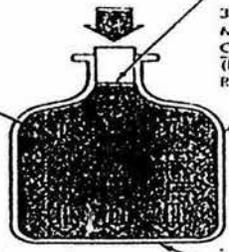
Bramah decidió que si una fuerza pequeña en un área pequeña podría crear una fuerza, proporcionalmente podría crear una fuerza más grande en un área mayor, el único límite a una fuerza que una máquina puede ejercer lo determina el área a la cual la presión es aplicada.

La figura 30, muestra como Bramah aplicó el principio de pascal en una prensa hidráulica la fuerza aplicada es la misma que la fuerza del tapón de botella en la figura 29. y el pistón tiene la misma área de una pulgada cuadrada. Sin embargo un pistón más grande tiene un área cuadrada de 10 pulgadas cuadradas. El pistón más grande es empujado con 10 libras de fuerza por pulgada cuadrada por eso puede soportar un peso o una fuerza total de 100 libras.

Se puede ver fácilmente que las fuerzas o pesos que lo balancearan con este aparato son proporcionales a las áreas del pistón. De modo que si el empuje del área del pistón es de 200 pulgadas cuadradas. La fuerza producida será de 2000 libras (considerando el mismo empuje de 10 libras en cada pulgada cuadrada). Esta es la base del funcionamiento de la palanca hidráulica así como la de la prensa hidráulica.

2. UNA FUERZA DE 10 LIBRAS APLICADA A UN TAPON CON UN AREA DE SUPERFICIE DE 1 PULGADA CUADRADA.

1. LA BOTELLA ESTA LLENA CON UN LIQUIDO, EL CUAL NO ES COMPRESIBLE.



3. COMO RESULTADO TENEMOS 10 LIBRAS DE FUERZA EN CADA PULGADA CUADRADA (PRESION) DE LA PARED DEL RECIPIENTE.

4. SI EL FONDO TIENE AREA DE 20 PULGADAS CUADRADAS Y CADA PULGADA CUADRADA ES EMPUJADA 10 LIBRAS DE FUERZA, EL FONDO ENTERO RECIBE UNA FUERZA DE 200 LIBRAS.

FIGURA 29. PRINCIPIO DE PASCAL.

2. BALANZAS PARA 100 LIBRAS AQUÍ

1. DIEZ LIBRAS AQUÍ



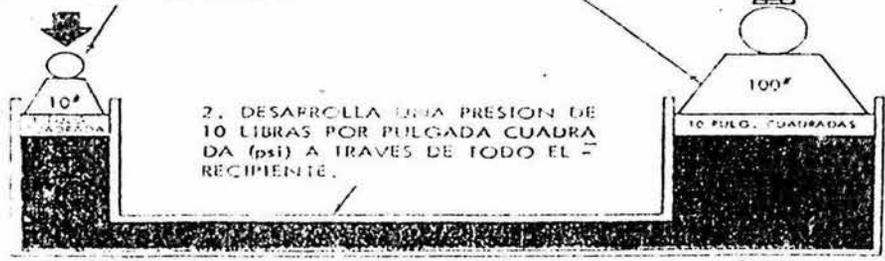
3. SI ESTE "BRAZO" ES 10 VECES TAN LARGO COMO EL...

4. ESTE BRAZO...

DIBUJO B

3. ESTA PRESION SOPORTARA UN PESO DE 100 LIBRAS SI EN EL ES UN PISTON DE 10 PULGADAS CUADRADAS.

1. UNA FUERZA DE 10 LIBRAS APLICADA EN UN PISTON DE UNA PULGADA CUADRADA.



2. DESARROLLA UNA PRESION DE 10 LIBRAS POR PULGADA CUADRADA (psi) A TRAVES DE TODO EL RECIPIENTE.

4. LAS FUERZAS SON PROPORCIONALES A LAS AREAS DE LOS PISTONES.

$$1 \text{ PULG. CUADRADA} \quad \frac{10 \text{ lbs}}{1 \text{ PULG. CUADRADA}} = \frac{100 \text{ lbs}}{10 \text{ PULG. CUADRADAS}}$$

DIBUJO A

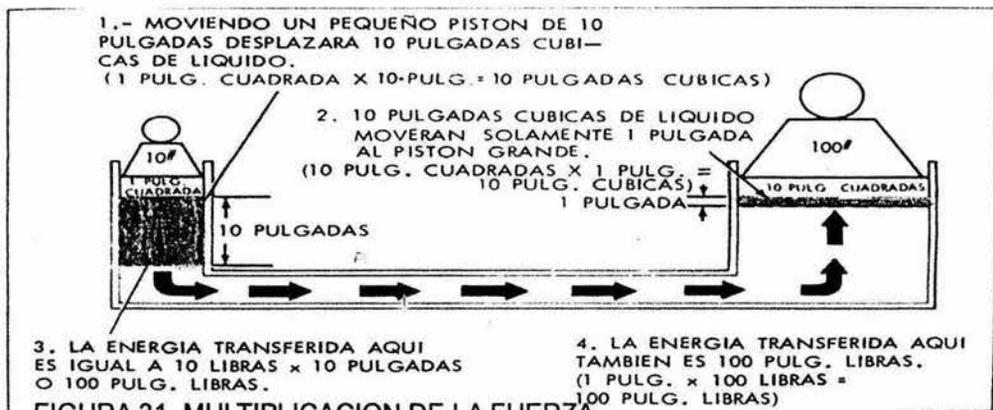
FIGURA 30 APLICACION DEL PRINCIPIO DE PASCAL. (BRAMAH).

3.1.1 Definición de presión.

Para poder determinar la fuerza total ejercida en una superficie, es necesario saber la presión o la fuerza en la unidad del área. Normalmente se expresa esta presión en libras por pulgada cuadrada (psi). Conociendo la presión y el número de pulgadas cuadradas del área en la que se está ejerciendo la fuerza, se puede fácilmente determinar la fuerza total.

Conservando la energía

La ley fundamental de los físicos dice que la energía no se destruye ni se crea. La multiplicación de la fuerza, la figura 31, no es obtener algo para nada. El pistón mas grande se mueve solamente por el desplazamiento del liquido por medio de un pistón haciendo que la distancia que cada pistón se mueve es inversamente proporcional a su área lo que se gana en fuerza se debe sacrificar en distancia o velocidad.

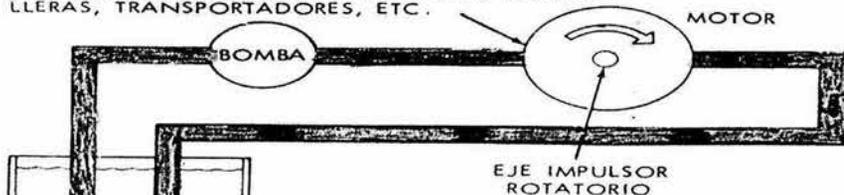


DIBUJO A ACTUADOR LINEAL

1. LA BOMBA EMPUJA EL LIQUIDO HIDRAULICO DENTRO DE LAS LINEAS.
2. LAS LINEAS LLEVAN EL LIQUIDO A LOS ACTUADORES LOS CUALES SON EMPUJADOS PARA CAUSAR LA SALIDA MECANICA PARA MOVER LA CARGA.



4. ACTUADORES ROTATORIOS O MOTORES DAN AL SISTEMA SALIDA ROTATORIA. PUEDEN SER CONECTADOS A POLEAS, ENGRANES, CREMALLERAS, TRANSPORTADORES, ETC.



DIBUJO B ACTUADOR ROTATORIO

FIGURA 32. ACTUADORES LINEALES Y ROTATORIOS.

3.1.2 Transmisión de potencia hidráulica.

La hidráulica se puede definir como un medio de transmitir potencia al empujar sobre un líquido confinado. El componente de empuje de entrada del sistema de llama bomba y el empuje de salida es un actuador.

Para simplificar las cosas se muestra un pequeño pistón sencillo, la mayoría de las bombas de potencia dirigida necesitan muchos pistones, paletas o engranes según los den sus componentes de bombeo.

Los actuadores son lineales como el cilindro mostrado, o rotatorio como los motores hidráulicos (figura 32).

El sistema hidráulico no es una fuente de energía. La fuente de energía es un impulsor tales como un motor eléctrico o un motor que impulse la bomba.

3.1.3 Las ventajas de la hidráulica.

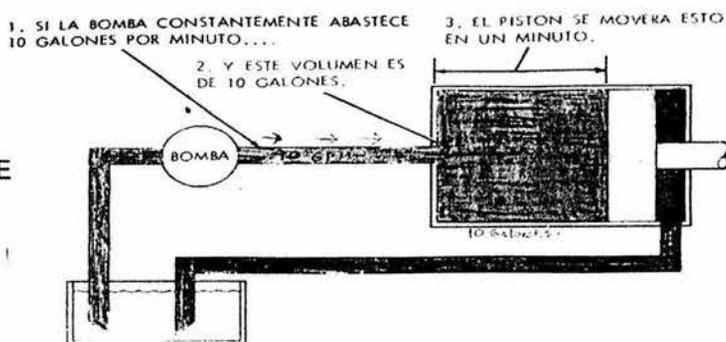
Velocidad variable.- La mayoría de los motores eléctricos trabajan a una velocidad constante. También es deseable operar una maquina a una velocidad constante. Sin embargo el actuador lineal o rotatorio de un sistema hidráulico puede ser dirigido a una infinidad de velocidades variables al variar el abastecimiento de la bomba o cuando una válvula de control de flujo. (Figura 33)

Reversible.- Algunos de los primeros impulsores son reversibles. Y esos que son reversibles normalmente se les baja la velocidad hasta un punto de paro antes de invertirlos. Un actuador puede ser invertido en plena operación sin que se dañe. Una válvula direccional de cuatro pasos (figura 34) o una bomba reversible pueden dar el control de inversión, mientras que una válvula de alivio de presión puede proteger los componentes del sistema de presión excesiva.

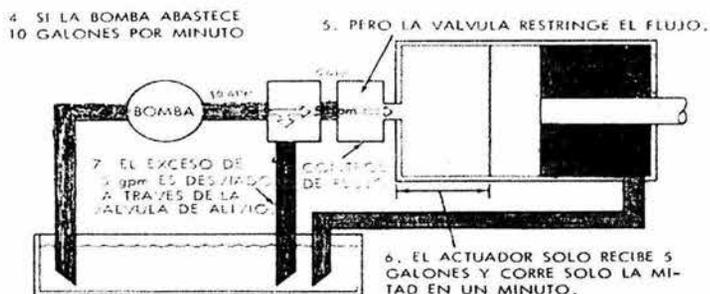
Protección de sobrecarga.- La válvula de alivio de presión en un sistema hidráulico lo protege del daño que causa la sobrecarga. Cuando la carga excede el ajuste de la válvula, el abastecimiento de la bomba es dirigido al tanque con límites definidos de acuerdo a la torsión o fuerza de salida. La válvula de alivio de presión también da los medios para ajustar una maquina para una cantidad especificada de torsión o fuerza como en la operación de ajustar o abrazar una pieza.

Pueden ser parados.- Parar un motor eléctrico causaría daños o fundiría un fusible. Igualmente las maquinas no se pueden parar sin la necesidad de volverlas a prender. Sin embargo un actuador hidráulico puede ser parado sin causar daños cuando este sobrecargado y arrancara inmediatamente cuando reduzca la carga. Mientras este parado, la válvula de alivio desviara el abastecimiento de la bomba al tanque. La única pérdida causada será el desperdicio de caballos de fuerza.

**FIGURA 33.
CONTROL DE
FLUJO.**

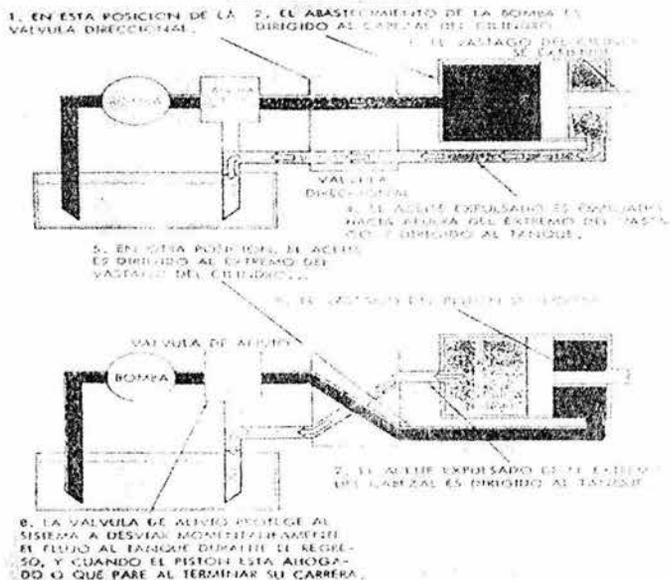


DIBUJO A. VELOCIDAD MAXIMA



DIBUJO B. VELOCIDAD REDUCIDA

**FIGURA 34.
VALVULA
DIRECCIONAL Y
VALVULA DE
ALIVIO.**



Aceite hidráulico.- cualquier líquido es esencialmente incomprensible y por eso transmite la fuerza instantáneamente en un sistema hidráulico. La primera prensa hidráulica Bramah y algunas de las prensas en servicio hoy, usan el agua como medio de transmisión.

Sin embargo el líquido más comúnmente usado es el aceite de petróleo el aceite transmite la potencia fácilmente por que es muy poco comprensible. Este se comprimirá un medio del uno por ciento en una presión de 1000 psi mínima cantidad en la mayoría de los sistemas. La propiedad más deseada del aceite es su habilidad de lubricación. El líquido hidráulico debe lubricar la mayoría de las partes móviles de los componentes.

El desplazamiento positivo de la bomba crea flujo.

La mayoría de las bombas usadas en los sistemas hidráulicos están clasificadas como de desplazamiento positivo. Esto quiere decir que, excepto para los cambios de eficiencia, el rendimiento de la bomba es constante sin importar la presión. La salida esta positivamente sellada desde la entrada, para que así lo que entre sea forzado hacia afuera por el orificio de salida.

El único propósito de la bomba es el de crear flujo; la presión es causada por la resistencia del flujo, Aunque la tendencia común es culpar a la bomba de pérdida de presión, con pocas excepciones la presión se puede perder solamente cuando hay un paso de fuga que desviara todo el flujo de la bomba.

Para ilustrarlo supongamos que una bomba de 10 galones por minuto (G.P.M.) se usa para empujar el aceite bajo un pistón de 10 pulgadas cuadradas y levantar 8000 libras de carga (figura 35) Cuando se esta

levantando la carga o soportándola por el aceite hidráulico la presión debe ser de 800 psi.

Aunque un agujero en el pistón permitirá una fuga de 9 ½ G.P.M a 800 psi, la presión se mantendrá con solo ½ G.P.M disponibles para mover la carga, esta, naturalmente, se elevara muy lentamente. Pero la presión necesaria para hacerlo se mantendrá igual.

Ahora imaginemos una fuga de 9 ½ G.P.M esta en la bomba en lugar de el cilindro. Aun así habría ½ G.P.M moviendo la carga y también aun habría presión: Así que una bomba puede ser mal usada perder toda su eficiencia y la presión se puede seguir manteniendo. El mantener la presión solamente no es un indicador de la condición de la bomba. Es necesario medir el flujo a una presión dada, para determinar si la bomba esta en buenas o malas condiciones.

3.1.4 Como se crea la presión.

La presión se crea cuando el flujo encuentra resistencia. La resistencia puede venir de una carga en un actuador o una restricción en una tubería.

La figura 35. es un ejemplo de una carga en un actuador. Las 8000 libras de peso resisten el flujo del aceite bajo el pistón y crea presión en el aceite. Si el peso aumenta, también aumentara la presión.

En la figura 36 una bomba de 10 G.P.M tiene su salida conectada su salida a una válvula de alivio ajustada a 1000 psi y a una llave de agua común y corriente. Si la llave esta completamente abierta, el abastecimiento de la bomba fluye sin restricción y no marca nada en el medidor de presión.

FIGURA 35.
PRESION
CONSTANTE.

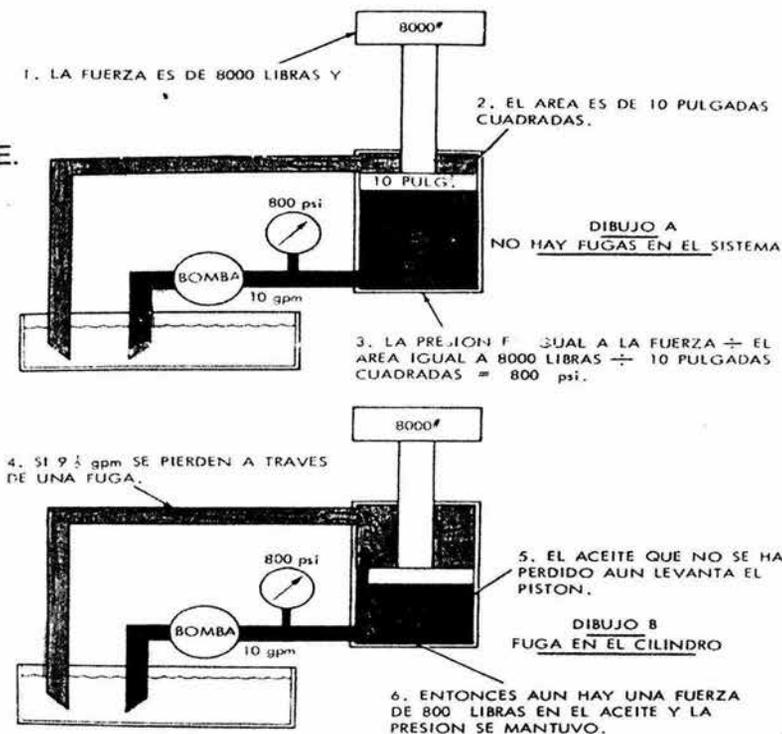
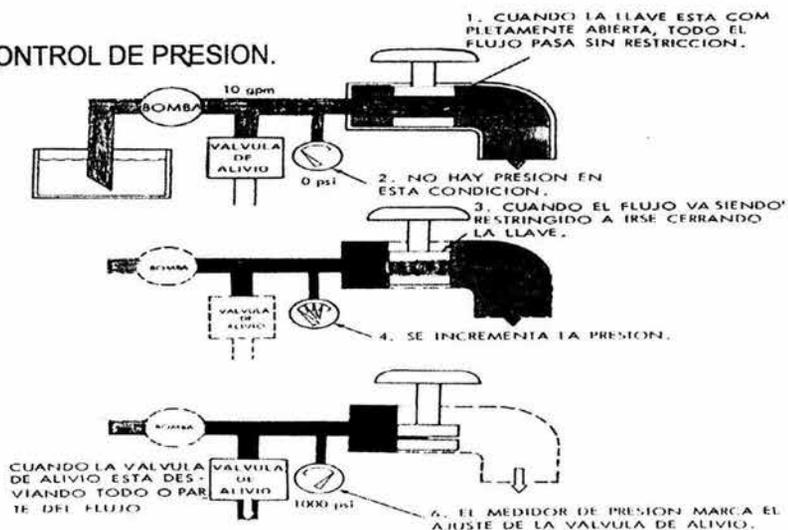


FIGURA 36. CONTROL DE PRESION.



Ahora supóngase que la llave es gradualmente cerrada. Esta resistirá el flujo y causara presión que se creara en el lado de contra-corriente. Así como se vaya restringiendo la salida, esta tomara gradualmente más presión para empujar los 10 G.P.M. a través de la restricción. Sin la válvula de alivio, ahí teóricamente no habría límite de la presión creada. en realidad o algo se rompería o la bomba atascaría al primer componente.

En nuestro ejemplo, en el punto en que necesita 1000 psi para empujar el aceite a través de la salida, la válvula de alivio se empezara ha abrir. Entonces la presión se mantendrá a 1000 psi. Aun mas cerrada la llave solamente nos daría menos aceite pasando por la salida y más pasando por la válvula de alivio. Con la llave completamente cerrada, los 10 G.P.M. completos se irían a través de la válvula de alivio a 1000 psi. Se puede ver de arriba que una válvula de alivio u otro aparato limitador deberá ser usado en todos los sistemas que usen la bomba de desplazamiento positivo.

3.1.5 La presión indica el trabajo de la carga.

En la figura 36 indica como es generada la presión por medio de la resistencia a una carga ya se ha notado que la presión es igual a la fuerza de la carga dividida por el área del pistón.

Podemos expresar esta relación con la formula general.

$$P = F/A$$

En esta relación

P es presión en psi (libras por pulgada cuadrada)

F es la fuerza en libras

A es el área en pulgadas cuadradas

De esto se puede deducir que un aumento o disminución en la carga dará como resultado algo parecido con el aumento o disminución en la presión operante. En otras palabras, la presión es proporcional a la carga y al leer un medidor de presión indicará el trabajo de la carga (en psi en cualquier momento).

Las lecturas del medidor de presión normalmente ignoran la presión atmosférica. Esto es, un medidor estándar marca cero en la presión atmosférica. Un medidor absoluto da una lectura de 14.7 psi al nivel del mar que es la presión atmosférica. La presión absoluta es usualmente designada "psia".

3.1.6 La fuerza es proporcional a la presión y al área.

Cuando un cilindro hidráulico se usa para sujetar u oprimir, su fuerza de salida se puede resumir como sigue:

$$F = P \times A$$

Otra vez

P presión en psi

F fuerza en libras

Como un ejemplo supongamos que una prensa hidráulica tiene una presión hidráulica regulada a 2000 psi (figura 37) y esta presión es aplicada a una área de ariete hidráulico de 20 pulgadas cuadradas. Entonces la fuerza de salida será de 40 000 libras o 20 toneladas.

FIGURA 37.
LA FUERZA ES
PROPORCIONAL
A LA PRESION Y
AL AREA.

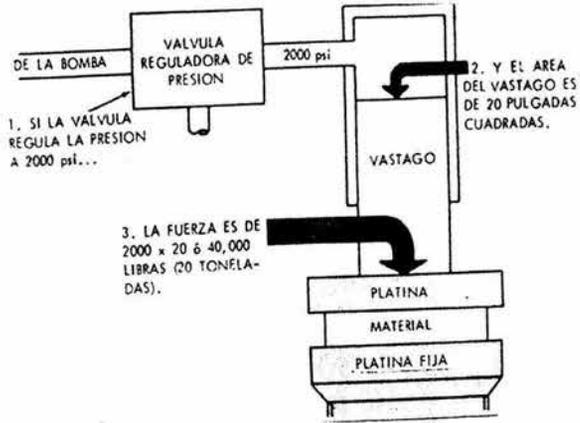
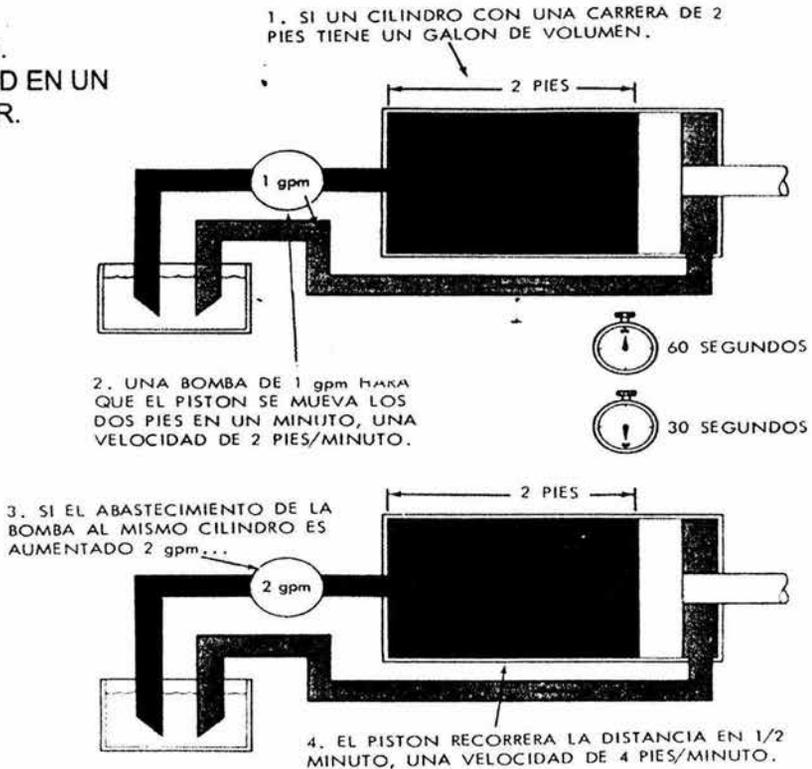


FIGURA 38.
VELOCIDAD EN UN
ACTUADOR.



3.1.7 Calculando el área del pistón.

El área del pistón o el ariete hidráulico pueden ser calculados con esta fórmula

$$A = .7854 \times d^2$$

Donde

A es el área en pulgadas cuadradas

D el diámetro del pistón en pulgadas

3.1.8 La velocidad en un actuador.

Que tan rápido se desliza un cilindro o rote un motor depende de su tamaño y del porcentaje de aceite que fluya dentro de ellos. Para relacionar el porcentaje de flujo a la velocidad, considere el volumen que debe llenarse en un actuador para efectuar el deslizamiento especificado.

En la figura 38. nótese que ambos cilindros tienen el mismo volumen. Sin embargo el pistón en el cilindro b se moverá dos veces más aprisa que el cilindro a, por que, el porcentaje de flujo de aceite de la bomba se ha duplicado. Si uno de los dos cilindros tiene un diámetro menor, su porcentaje será más rápido ó si su diámetro fuese más grande su porcentaje será menor considerando, naturalmente, que el abastecimiento de la bomba es constante.

La fórmula puede expresarse de la siguiente manera:

$$\text{Velocidad} = (\text{Vol.} / \text{tiempo}) / (\text{área})$$

$$(\text{Vol.} / \text{tiempo}) = \text{velocidad} \times \text{área.}$$

$$\text{Área} = (\text{Vol.} / \text{tiempo}) / \text{velocidad}$$

Vol. /tiempo pulg. Cúbicas. / min.

A= pulgadas cuadradas

V=pulgadas / minutos

Con lo cual se concluye que: que la fuerza o torsión de un actuador es directamente proporcional a la presión e independientemente al flujo, que su velocidad o porcentaje de movimiento dependerá de la cantidad de flujo fluido sin tomar en cuenta la presión.

3.1.9 La velocidad en la tubería.

La velocidad a la que el fluido hidráulico fluye a través de las líneas es una consideración importante en el diseño por el efecto de la velocidad en la fricción.

Generalmente los porcentajes de la velocidad recomendados son:

Línea de entrada de la bomba: 2 -4 pies por segundo

Líneas de trabajo 7 – 20 pies por segundo

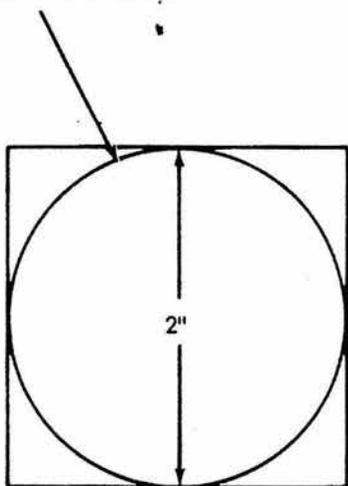
En esta consideración se debe tomar en cuenta que:

La velocidad del fluido varía inversamente como el cuadrado del diámetro interior.

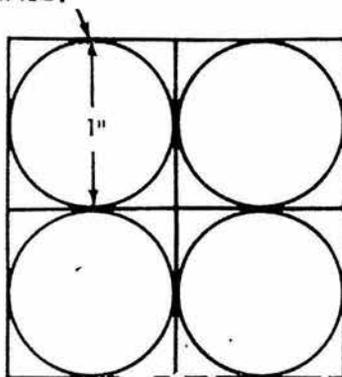
Normalmente la fricción del fluido que fluye a través de la línea es proporcional a la velocidad. Sin embargo si el flujo se vuelve turbulento, la fricción varía así como el cuadrado de la velocidad.

La figura 39 ilustra que duplicando el diámetro interior de una línea cuadruplica el área de sección transversal aunque la velocidad es

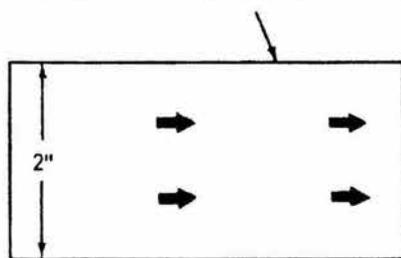
1. ESTA TUBERIA ES DOS VECES EL DIAMETRO DE LA TUBERIA PEQUEÑA.



2. SE NECESARIAN CUATRO CAÑERIAS DE ESTE TAMAÑO PARA IGUALAR EL AREA DE SECCION TRANSVERSAL, DE LA TUBERIA GRANDE.



3. SI LA VELOCIDAD A TRAVES DE ESTA TUBERIA ES DE 5 PIES POR SEGUNDO.



4. LOS MISMOS gpm TENDRAN QUE PASAR POR ESTA TUBERIA 4 VECES RAPIDAMENTE ó 20 PIES POR SEGUNDO.

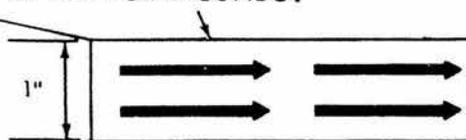


FIGURA 39.
VELOCIDAD EN LA TUBERIA.

AUNQUE EL FLUJO EN LA LINEA PEQUEÑA QUEDE LAMINAR, LA PERDIDA FRICCIONAL SERA 16 VECES MAS QUE EN LA LINEA MAYOR.

solamente una cuarta de la velocidad en la línea larga. Conversamente, angostando el diámetro disminuye el área a $\frac{1}{4}$ y cuadruplica la velocidad del aceite.

La fricción crea turbulencia en el fluido del aceite y naturalmente se resiste al fluido, esto nos da como resultado una caída de presión, a través de la línea. Una velocidad muy baja se recomienda para la línea de entrada de la bomba por que ahí se puede tolerar muy poca caída de presión.

Determinando los requerimientos del tamaño de la tubería.

Hay dos fórmulas para medir las líneas hidráulicas.

Si se saben los galones por minuto y la velocidad, use esta fórmula para saber el área interior de la sección transversal

$$\text{Área} = (\text{G.P.M.} \times .3208) / \text{velocidad (en ft/seg.)}$$

Cuando los G.P.M. y el tamaño del tubo se saben, use esta formula para saber la velocidad que habrá

$$\text{Velocidad (ft por seg.)} = \text{G.P.M.} / (3.117 \times \text{área})$$

3.1.10 Potencia y trabajo.

Cuando una fuerza o un empuje se ejercen a través de una distancia el trabajo esta hecho.

Trabajo = fuerza X distancia.

El trabajo casi siempre se expresa en pies libra.

Por ejemplo, si una carga de 10 libras se levanta 10 pies, el trabajo es de 10 libras X 10 pies ó 100 pies libras.

La formula de trabajo anterior no toma en consideración que tan rápido se efectúa el trabajo. El porcentaje de trabajo efectuado de llama potencia.

Para visualizar la potencia, piense en subir un piso de escaleras. El trabajo hecho es el peso del cuerpo multiplicado por la altura de la escalera. Pero es más difícil correr hacia arriba que subirlas paso a paso. Cuando usted corre hace el mismo trabajo solo que en un porcentaje más rápido.

Potencia = (fuerza X distancia)/ tiempo = trabajo /tiempo

La unidad estándar de potencia es caballos de fuerza, abreviando H.P.

Esto equivale a que 33,000 libras se levantaron un pie en un minuto.

También tiene el equivalente en potencia eléctrica y en calor.

1hp = 33000 pies libras/ minuto ó 550 pies libras / segundo.

1 H.P. = 746 watts (potencia eléctrica)

1 H.P. = 42.4 BTU / minuto (potencia de calor)

Obviamente, es preferible el poder convertir la potencia hidráulica a caballos de fuerza para que así las potencias mecánicas eléctrica o de calor seas conocidas.

3.1.11 Caballos de fuerza en un sistema hidráulico.

En el sistema hidráulico la velocidad y la distancia se indican por medio de los G.P.M. que fluyen y la fuerza por la presión. Así tenemos que podemos expresar la potencia hidráulica así:

Potencia = galones/min. X libras / pulg. Cuadradas.

Para cambiar la formula a las unidades mecánicas podemos usar estos equivalentes:

1 galón = 231 pulg. Cúbicas

12 pulgadas = 1 pie

Así tenemos que

Potencia = (galones / min.) X (231 pulg³ / galones) X (libras / pulg.) X
(1 pie / 12 pulg.) = 231 pies libras / 12 minutos.

Esto nos da el equivalente de la potencia mecánica del fluido de un galón por minuto a un psi de presión. Para expresarlo como caballos de fuerza dividido por 33000 pies-libras / minuto.

231 pies libras / 12 minutos.

33000 pies libras / minutos = .000583

Así que, el fluido de un galón por minuto a un psi es igual a .000583 H.P.
El total de los caballos de fuerza en cualquier condición de fluido es:

H.P. = G.P.M. X psi X .000583

Ó

$$\text{H.P.} = (\text{G.P.M} \times \text{psi} / 1000) \times (.583)$$

Ó

$$\text{H.P.} = (\text{G.P.M.} \times \text{psi}) / 1714$$

Esta fórmulas de caballos de fuerza nos dice la potencia exacta que se esta usando en el sistema. Los caballos de fuerza requeridos para impulsar la bomba serán algo más altos que esto, ya que el sistema no es 100 % eficiente.

Si tomamos en cuenta un porcentaje de eficiencia de 80 %, esta formula se puede usar para calcular la potencia de entrada requerida.

3.1.12 Caballos de fuerza y torsión.

También es a menudo deseable el convertir de caballos de fuerza a torsión sin computar la presión y el flujo.

Estas son formulas generales de torsión de potencia para cualquier equipo rotatorio

$$\text{Torsión} = 63025 \times \text{H.P.} / \text{R.P.M.}$$

$$\text{H.P.} = \text{torsión} \times \text{R.P.M.} / 63025$$

La torsión en esta formula debe ser en libras pulgadas.

3.2 Símbolos gráficos en el sistema hidráulico.

Los circuitos hidráulicos y sus componentes se indican de diversas formas en los dibujos. Según la información que nos deba proporcionar la ilustración, se debe tener una representación pictórica de la parte externa del componente; un corte seccional que muestre la construcción interna un diagrama grafico que nos indique la función; o una combinación de los tres anteriores.

En la industria el más común es el diagrama grafico y simbólico. Los símbolos gráficos constituyen la taquigrafía de los diagramas de los diagramas de circuitos, utilizándose formas geométricas sencillas que indican las funciones e interconexiones de las líneas de los componentes.

A continuación se exponen cuales son los símbolos gráficos mas utilizados así como de los componentes básicos de un sistema hidráulico, así como una clasificación abreviada de algunos de los componentes y líneas hidráulicas.

Líneas.

Las tuberías, tubos y pasos hidráulicos se trazan como simples líneas. (Fig. 40).

Existen tres clasificaciones fundamentales:

- una línea de trabajo (sólida) lleva la corriente principal de flujo del sistema. Para efectos del diagrama grafico, quedan incluidas en las mismas categorías la línea de entrada de la bomba (succión), las líneas de presión y las de inversión al depósito.
- Una línea piloto (guiones largos) lleva el fluido que se utiliza para controlar el funcionamiento de una válvula u otro componente.
- Una línea de drenaje (guiones cortos) lleva el aceite de fuga de regreso al depósito.

Componentes rotatorios.

Un círculo es el símbolo básico para un componente rotatorio. Las fuentes de energía (figura 41)

Muestran con triángulos para indicar la energía (bombas) o como receptores de energía (motores). Si un elemento es unidireccional, el símbolo presenta solamente un triángulo. Una bomba o un motor reversible se dibujan con dos triángulos.

Cilindros (actuadores).

Un actuador se dibuja como un rectángulo (Fig. 42) indicando el pistón, el vástago y las conexiones de los orificios. Un cilindro de simple acción se dibuja abierto al extremo del vástago y con una sola conexión al orificio del extremo de la tapa. El cilindro de doble acción se representa cerrado y con dos orificios.

Válvulas

El símbolo fundamental de una válvula es un cuadrado (Fig. 43). Le llaman sobres, se les agregan flechas a los sobres que muestran las trayectorias del flujo y la dirección del mismo.

Las válvulas de posiciones infinitas, tales como las de alivio, cuentan con un solo sobre. Se considera que pueden adoptar cualquier posición, desde totalmente cerradas, hasta totalmente abiertas según el volumen de líquido que pase a través de ellas.

Las válvulas de posiciones finitas son las direccionales. Sus símbolos constan de un sobre individual para cada una de las posiciones a la que se puede cambiar la válvula.

Figura 44.

FIGURA 40.
TRES
CLASIFICACIONES
DE LINEAS.

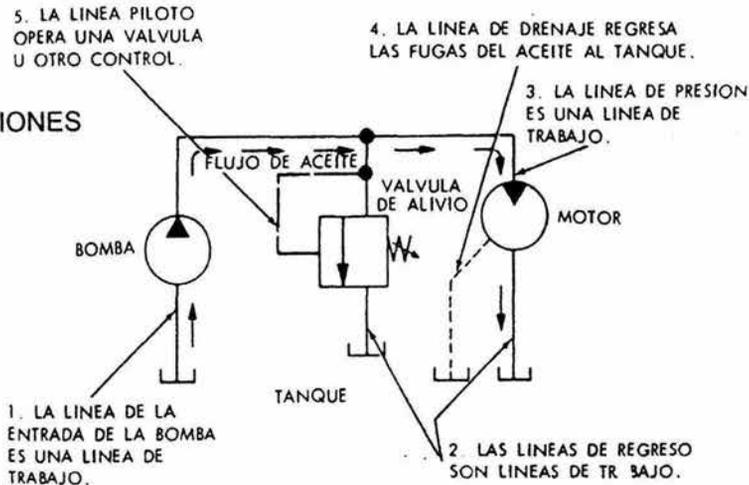
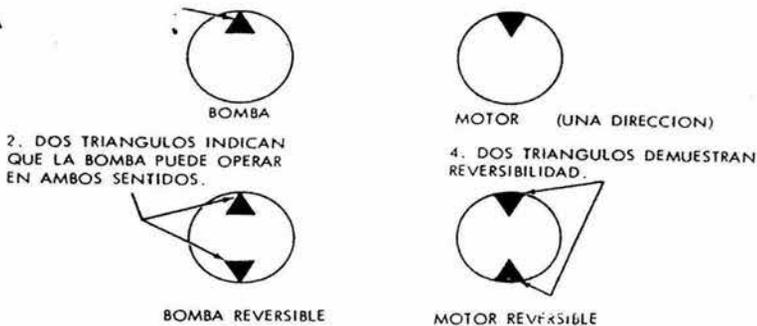


FIGURA 41
SIMBOLOS
PARA BOMBA
Y MOTOR.

1. EL TRIANGULO DE ENERGIA APUNTA HACIA AFUERA, MOSTRANDO LA DIRECCION DE EL FLUJO.
3. EL TRIANGULO APUNTA HACIA A DENTRO. EL MOTOR RECIBE FLUJO.



Un círculo con triángulos de energía simbolizan una bomba o un motor.

FIGURA 42.
SIMBOLOGIA
DE LOS
ACTUADORES.

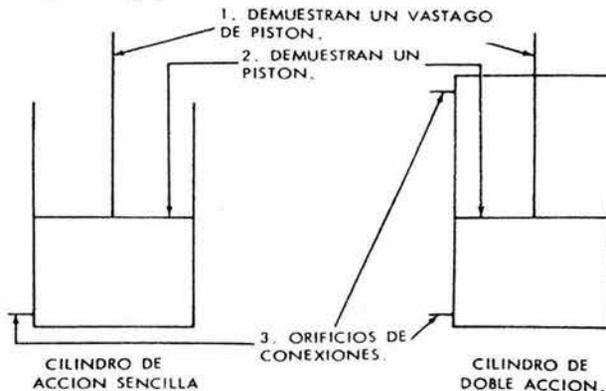


FIGURA 43.
VALVULA DE ALIVIO
DE POSICIONES
INFINITAS.

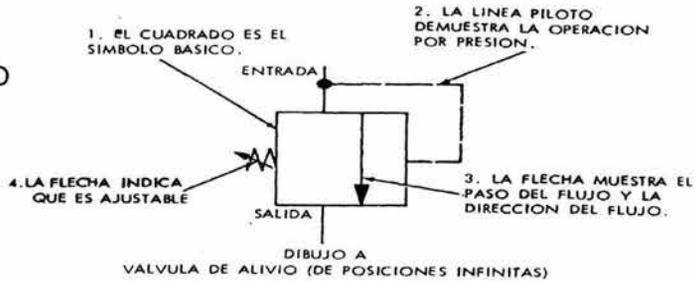


FIGURA 44.
VALVULA
DIRECCIONAL
POSICION
DEFINIDA.

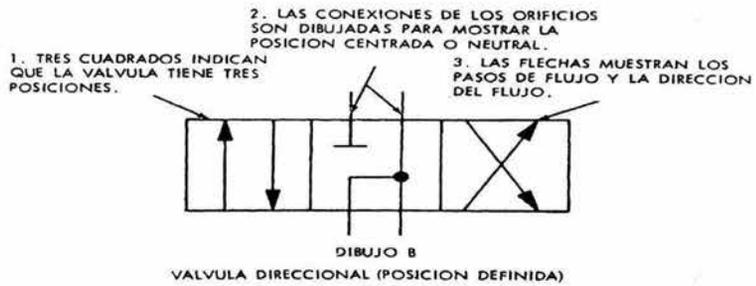
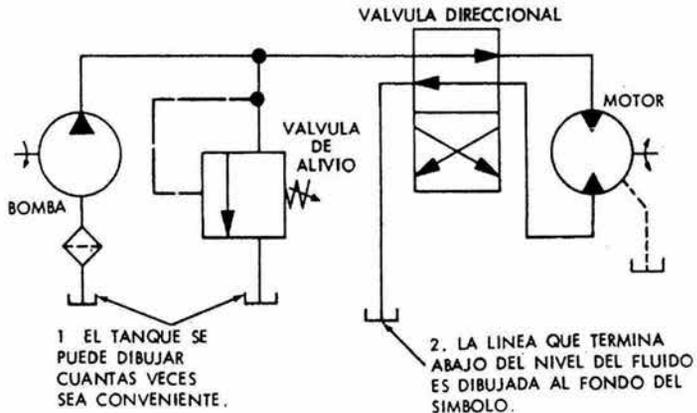


FIGURA 45.
CIRCUITO
HIDRAULICO.



Símbolo del depósito de aceite.

El depósito se dibuja en forma de rectángulo (Fig. 45), abierto en su parte superior cuando se trata de un depósito con respiradero y cerrado, cuando es un depósito presurizado. Por conveniencia, se pueden dibujar varios símbolos en un diagrama, aun cuando no existan más que un solo depósito.

Las líneas de conexiones se dibujan hasta llegar a la parte inferior del símbolo cuando las tuberías terminan por abajo del nivel del fluido del depósito. Si una tubería termina por arriba del nivel del fluido se dibuja solo hasta la parte superior del símbolo.

Conclusión.

La figura 45 (Pág. anterior), muestra el diagrama gráfico de todo un circuito hidráulico. Nótese que no se hace ningún intento por describir el tamaño, forma, colocación o construcción de ninguno de sus elementos. Lo que si muestra el diagrama es la función y las conexiones, con lo cual basta para la mayor parte de las aplicaciones de la rama.

3.3 Cálculo del sistema hidráulico para la prensa colocadora de tapas.

Peso del cilindro horizontal.

Teniendo las medidas como siguen:

Longitud del cilindro: 365.76 cm.

Radio de las tapas: 91.44 cm.

Se calcula el área del cilindro y luego de las tapas, por lo tanto:

Área del cilindro sin tapas = $2\pi rL$, donde,

L= longitud del cilindro.

r= radio del cilindro

$$A = 2 \pi (.9144\text{m}) (3.9624 \text{ m}) = 22.76535 \text{ m}^2$$

Ahora se calcula el área de las tapas y como ya se mostró juntas forman una esfera:

Por lo tanto su área será igual a:

$$A = 4\pi (r)^2$$

$$A = 4 \pi (.9144)^2 = 11.4906 \text{ m}^2$$

El área total del cilindro es de

$$11.4906 \text{ m}^2 + 22.7653 \text{ m}^2 = 34.2559 \text{ m}^2$$

Auxiliándonos en el manual de la Fundidora Monterrey y el de Altos Hornos de México

Se encuentra que para el tipo de material que se usa en el diseño que es el S-A 285- C S dice que la placa de 1 pulgada de espesor, pesa

aproximadamente $200\text{kg} / \text{m}^2$, por lo tanto la placa de $\frac{1}{2}$ pulgada de espesor pesara $100\text{ Kg.} / \text{m}^2$ y en consecuencia la placa de $\frac{3}{16}$ de pulgada pesara $37.5\text{ Kg.} / \text{m}^2$ que es el espesor de placa que se utilizara en las tapas por lo tanto el peso total de las tapas es de:

$$37.5\text{ Kg.} / \text{m}^2 (11.4906\text{ m}^2) = 430.8975\text{ Kg.}$$

Y en el cilindro se usara placa de $\frac{7}{16}$ de pulgada cuyo peso calculado es de

$87.5\text{ Kg.} / \text{m}^2$ por lo tanto el peso del cilindro es de:

$$87.5\text{ Kg.} / \text{m}^2 (22.7653\text{ m}^2) = 1991.9637\text{ Kg.}$$

y el peso total es de:

$$1991.9637 + 430.8975 = 2422.8612\text{ Kg.}$$

este peso es únicamente el cilindro sin todos sus aditamentos y partes que se colocan durante su elaboración, este peso es el que se tendrá ya que al colocar las tapas, y al montarlo en la prensa no tendrá más componentes, solo tendrá algunos orificios que pueden ser despreciables ya que será poco peso lo que se le quite al cilindro.

El cálculo del sistema hidráulico de potencia, como todos los diseños de circuitos debe empezar con un trabajo por hacer, alguna pieza que prensar o algún peso que levantar. En este diseño se tienen dos objetivos principales los cuales son:

- 1) empujar las tapas del recipiente cilíndrico para colocarla en su posición final y poder así puntearla con soldadura.
- 2) levantar el tanque ya con las tapas punteadas para su proceso final de soldadura de arco sumergido.

En el diseño el total de actuadores lineales (Cilindros) a utilizar son 4 los dos de empuje de las tapas y los dos de levantamiento de el tanque para su soldadura de terminado.

Se comenzara por especificar los pesos a empujar y a levantar.

Las dos tapas que se empujaran como ya se calculo su peso anteriormente, se obtuvieron los siguientes datos:

Peso de una tapa: 215 Kg. = 475 libras.

El trabajo que se hará aquí será el de empujar la tapa la cual tienen un peso de 475 libras, no la levantara solo empujará, sin embargo se tomara como base para el calculo de la fuerza empujante la de 500 libras que será la fuerza máxima y suficiente para colocar la tapa en su posición final con el cilindro para el punteo con soldadura por lo tanto se ocuparan 2 cilindros que nos proporcionen 500 libras cada uno para el empuje de las tapas.

Para el levantamiento del cilindro ya con las tapas punteadas se tiene lo siguiente, el peso total a levantar será de:

Las dos tapas 950 libras.

El cilindro sin tapas 1992 Kg. =4392 libras.

Peso total cilindro con tapas = 5342 libras.

Por lo tanto el peso máximo a levantar será de 5342 libras.

Tomando en cuenta los pesos máximos se determina que se necesitan y será suficiente un presión operante máxima de 500 lb. /plg².

Ya que se ha determinado la presión operante y los pesos máximos a levantar y a empujar se comenzaran los cálculos de la siguiente manera.

El primer elemento a determinar serán los actuadores es decir su área del pistón y su fuerza máxima y se hará de la siguiente manera para

el caso de la determinación del área del pistón, se le otorgara de acuerdo a los actuadores que nos ofrecen los proveedores es decir nos adecuaremos a alguno que corresponda lo mas exacto a el diseño, claro después de haberlo calculado.

Se determinara arbitrariamente el área del pistón en este caso los primeros cálculos serán para el empuje de las tapas.

Se les denominaran actuadores 1 y 2 a los actuadores que empujaran las tapas, 3 y 4 serán denominados los actuadores que se encargaran de levantar el cilindro ya con las tapas punteadas.

Se comenzara por asignarle un área de pistón de 5 pulgadas cuadradas para el actuador 1 y 2.

Con lo cual se tiene de la formula de presión lo siguiente:

$$P=F /A.$$

Donde:

P= presión.

F= fuerza.

A=area del pistón.

De esta formula se despeja la fuerza, ya que se tienen los datos de la presión operante de 500 lb. / plg² (psi)

Y se tiene un área de 5 plg² por lo tanto:

$$F= 500 \text{ lb. /plg}^2 \times 5 \text{ plg}^2 = 2500 \text{ lb. fuerza.}$$

Con el área se determina el diámetro del pistón.

Si se tiene ya el área de 5 plg², se obtiene de la formula del área de un círculo que:

$$A= \pi r^2 \text{ donde } r =\text{radio del circulo.}$$

Por lo tanto el diámetro será igual a =

$$D= 2r =2 (5/\pi)^{1/2}$$

$$D= 2.53 \text{ pulg.}$$

Esta fuerza de 2500 lb. /plg² es suficiente y hasta excesiva para la colocación de las tapas, pero esta exesividad se controlara con válvulas de alivio y restricción de presión las cuales se muestran al final del nuestro diseño en un diagrama hidráulico.

Ahora estudiaremos los actuadores 3 y 4.

A estos actuadores se les otorgara un área de 12 pulg² en su pistón por lo tanto se tiene que:

$$F = 500 \text{ lb. /pulg}^2 \times 12 \text{ pulg}^2 = 6000 \text{ lb. fuerza}$$

El diámetro del pistón será:

$$D = 2r = 2 (12/\pi)^{1/2} = 3.9088 \text{ pulg.}$$

Esta fuerza de 6000 lb. y es la máxima fuerza que se necesita en la unidad de potencia hidráulica. Y la cual es el parámetro para determinar la máxima presión operante.

Ahora tiene que el desplazamiento máximo de los actuadores es de 20 pulg. Para cualquier actuador del sistema hidráulico por lo tanto para el actuador 1 y 2 se tiene:

Su área del pistón es de 5 pulg² y al desplazarse 1 pulgada necesitara 5 pulgadas cúbicas.

Debido a que la formula para el cálculo del volumen en un cilindro es:

$$V = \pi r^2 L \text{ donde } L = \text{longitud.}$$

Ya tiene πr^2 que es de 5 plg² solo se multiplica por la longitud que es en este caso de 1 pulg. Lo cual nos da el volumen necesario para desplazar una pulgada el pistón y es precisamente de 5 plg³ de aceite por cada pulgada de desplazamiento.

Esto nos indica que para el desplazamiento (carrera) total del actuador, que es de 20 pulgadas se necesitan de:

100 plg³ de aceite para obtener el desplazamiento máximo del actuador.

La velocidad que se requiere se determina de acuerdo a la acción que se necesita, en este caso es la de empujar únicamente las tapas y no se necesita una velocidad grande, la velocidad requerida en el diseño es de 3 pulg. X seg., con lo cual se obtiene la máxima distancia que puede recorrer el actuador que es de 20 pulgadas, y la obtendremos en 6.66 seg. Pero claro esta que no será uniforme la necesidad de empuje, esta velocidad será por pasos para la colocación precisa por medio de una supervisión de que el empalme de la tapa contra el cilindro sea perfecto.

Si se ha determinado que la velocidad es de 3 pulg. X seg. La demanda de aceite será de 15 pulg³ por segundo o 900 pulg³ X minuto.

El factor de conversión para obtener G.P.M. (galones por minuto) que es generalmente como nos lo especifican las bombas en su tabla de datos, este factor será dividir las plg³ X min. entre 231, por lo tanto para el caso de los actuadores 1 y 2:

$$(900 \text{ pulg}^3 / \text{min.}) / 231 = 3.896 \text{ G.P.M.}$$

Ahora se harán los cálculos para los actuadores 3 y 4 como sigue:

Si el área del pistón es de 12 pulg² se necesitaran 12 plg³ de aceite por cada pulgada de desplazamiento del actuador.

Por lo tanto para todo el desplazamiento se necesitan 240 plg³ de aceite.

La velocidad necesaria será de 3 pulgadas por segundo al igual que en 1 y 2 el tiempo necesario para obtener su máxima carrera será de 6.666 seg. Con esta velocidad

Se necesitan 36 pulgadas cúbicas por segundo o 2160 plg³ X minuto.

En G.P.M. se obtienen 9.35 G.P.M.

Debido a que los 9.35 G.P.M. es el gasto mayor de flujo que se necesita, se debe ocupar una bomba que proporcione 10 o 12 G.P.M. Esta bomba necesitara un motor eléctrico, del cual se determinara su potencia con la siguiente formula extraída de los manuales para el cálculo y diseño de los sistemas hidráulicos de potencia:

H_p (caballos de fuerza)=

G.P.M. X presión máxima de operación X .0007.

$H_p = 12 \text{ G.P.M.} \times 500 \text{ psi} \times .0007 = 4.2 \text{ H.P.}$

Este motor se puede al igual que la bomba adecuar a los que ofrece algún proveedor comercial. Y de los motores eléctricos de inducción se hablara en el siguiente capitulo, por ahora solo se calculo el caballaje necesario el cual es de 4.2 H.P.

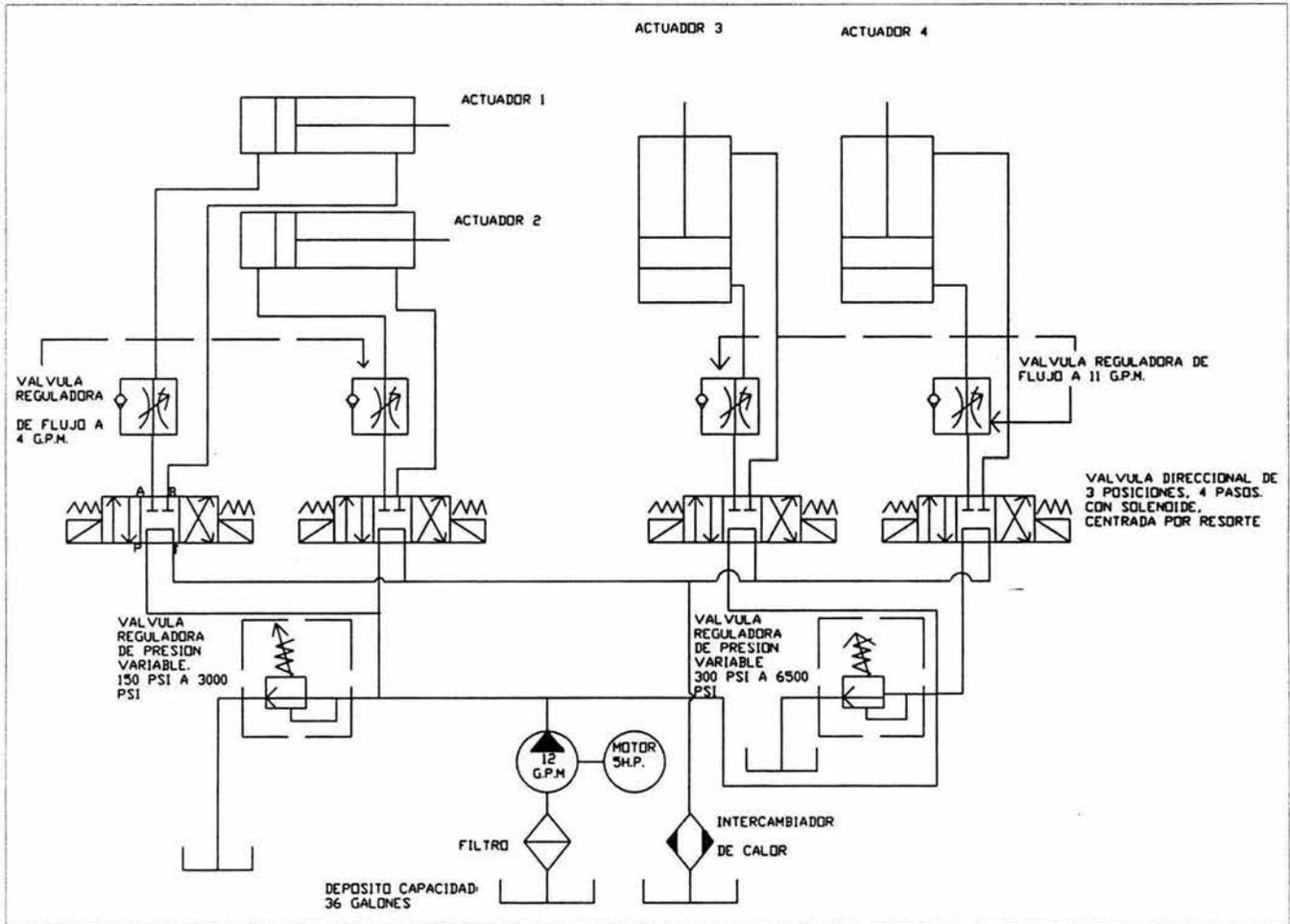
Nota: La resistencia del material de las tapas a la deformación es, de acuerdo a la figura numero 7, del primer capitulo, el material es SA – 285 CS y su resistencia a la deformación es de 13 000 psi (lb. / pulg²) y esta presión nunca se alcanza en ningún punto del sistema hidráulico de potencia y seria solamente perjudicial en los actuadores 1 y 2, y la presión máxima que logran alcanzar estos actuadores es de 2500 lb. f. la cual no es suficiente para poder dañar las tapas.

Para la determinación de la capacidad del depósito de aceite se recomienda que su capacidad sea igual a 2 o 3 veces el gasto de la bomba si esta es de 10 G.P.M., se necesita un tanque con 30 galones de capacidad.

Ya se han determinado los elementos básicos para conformar la unidad de potencia hidráulica necesaria para los dos objetivos mencionados al principio de este capitulo. Se determino los actuadores, la bomba, el motor, y el depósito. Únicamente falta determinar las válvulas direccionales, de alivio y de control de presión

para el control y cuidado de los elementos operantes y de los elementos a manipular.

En el siguiente diagrama hidráulico se muestran los accesorios restantes para complementar totalmente el sistema hidráulico de potencia el cual se entiende claramente leyendo el diagrama hidráulico.



3.4 Mantenimiento preventivo en el sistema hidráulico de potencia.

La frecuencia con la cual se le deba dar mantenimiento a la unidad hidráulica de potencia, debe ser de acuerdo a el tiempo de uso que se le de a la prensa

Los principales cuidados son:

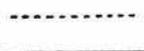
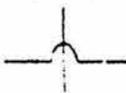
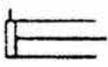
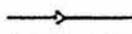
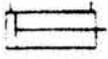
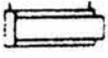
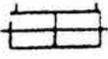
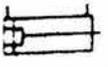
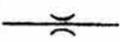
- Evitar fugas en todas las conexiones de los actuadores, válvulas, enfriador (intercambiador de calor), salidas de presión en la bomba así como en la succión y en todos los regresos al tanque y en los manómetros.
- Tener cuidado en el deposito de aceite que no tenga alguna abertura, por la cual se pueda contaminar el aceite ya que es muy importante mantener limpio todo el aceite del sistema hidráulico, debido a que si este se contaminara podría causar severos daños, a algún actuador, también podría tapar alguna válvula, o acumular demasiadas impurezas en el filtro de succión en la bomba y con este exceso de contaminación se perdería eficiencia por falta de fluido.
- Mantener limpio de sarro nuestro intercambiador de calor (enfriador de aceite) si este fuera enfriado por agua, ya que las altas temperaturas en el aceite causan daños en cualquier sello dinámico en el caso de los actuadores, y daños en cualquier sello estático en el caso de los o-rings, empaques limpiadores de las válvulas y conexiones principalmente.
- Se debe limpiar periódicamente el filtro de succión de la bomba ya que demasiada impureza hace perder flujo suficiente para el abastecimiento de nuestro sistema.

- Revisar de acuerdo al uso diario que se le de a la prensa, el nivel de aceite, y el estado del aceite es decir su viscosidad y que se mantenga libre de agua y contaminantes sólidos.

- Así también se le debe hacer un lavado al depósito de aceite cada vez que se decida cambiar el aceite del mismo.

Estos son algunos cuidados principales para mantener el buen estado de todo el sistema hidráulico de potencia, el descuido de alguno de ellos nos conlleva a un mantenimiento correctivo, que es lo que trata de evitar para el mejor desempeño de la prensa así como el mejoramiento de la productividad.

LOS SIMBOLOS MOSTRADOS ESTAN CONFORME A LAS ESPECIFICACIONES DEL INSTITUTO DE ESTANDARS DE NACIONAL AMERICANA (ANSI). LOS SIMBOLOS BASICOS SE PUEDEN COMBINAR EN CUALQUIER COMBINACION. NO SE INTENTA MOSTRAR TODAS LAS COMBINACIONES.

LINEAS Y, LA FUNCION DE LA LINEA		BOMBAS	
LINEA DE TRABAJO		BOMBA SENCILLA DESPLAZAMIENTO FIJO	
LINEA PILOTO (L > 20 W)		BOMBA SENCILLA DESPLAZAMIENTO VARIABLE	
LINEA A DRENAJE (L < 5 W)		MOTORES Y CILINDROS	
CONECTOR			
LINEA FLEXIBLE		MOTOR ROTATORIO DESPLAZAMIENTO FIJO	
UNION		MOTOR ROTATORIO DESPLAZAMIENTO VARIABLE	
LINEA CRUZANDO		MOTOR OSCILANTE	
DIRECCION DEL FLUJO HIDRAULICO		CILINDRO DE SIMPLE ACCION	
NEUMATICO		CILINDRO DE DOBLE ACCION	
LINEA AL DEPOSITO ARIBA DE. NIVEL DEL FLUIDO		CILINDRO DE FLECHA DIFERENCIAL	
ABAJA DE. NIVEL DEL FLUIDO		CILINDRO DE DOBLE FLECHA	
LINEA AL DISTRIBUIDOR VENTEADO		CILINDRO CON AMBOS EXTREMOS AMORTIGUADOS	
TAPON O CONEXION TAPADA			
RESTRICCION FIJA			
RESTRICCION VARIABLE			

DIFERENTES TIPOS DE COMPONENTES	
DIRECCION DEL GIRO (FLECHA EN FRENTE DEL EJE)	
ENCERRADURA DE COMPONENTE	
DEPOSITO VENTILADO	
DEPOSITO PRESURIZADO	
MEDIDOR DE PRESION	
MEDIDOR DE TEMPERATURA	
MEDIDOR DE FLUJO (PORCENTAJE DE FLUJO)	
MOTOR ELECTRICO	
ACUMULADOR DE RESORTE CARGADO	
ACUMULADOR CARGADO DE GAS	
FILTRO O COLADOR	
CALENTADOR	
ENFRIADOR	
CONTROLADOR DE TEMPERATURA	
INTENSIFICADOR	
INTERRUPTOR DE PRESION	
SIMBOLOS BASICOS DE LAS VALVULAS	
VALVULA CHECK	
VALVULA DE PASO MANUAL	
CUADRO BASICO DE LAS VALVULAS	
VALVULA, FLUJO SENCILLO PASO, NORMALMENTE CERRADO	

SIMBOLOS BASICOS DE LAS VALVULAS	
VALVULA, FLUJO SENCILLO PASO, NORMALMENTE ABIERTO	
VALVULA, PRESION MAXIMA (ALIVIO)	
SIMBOLO BASICO DE VALVULA MULTIPLES PASOS DE FLUJO	
PASOS DE FLUJO OBSTRUIDOS EN POSICION CENTRADA	
MULTIPLES PASOS DE FLUJO (LAS FLECHAS MUESTRAN LA DIRECCION DEL FLUJO)	
EJEMPLOS DE VALVULAS	
VALVULA DE DESCARGA DRENAJE INTERNO, OPERADA A DISTANCIA	
VALVULA DESACELERADORA NORMALMENTE ABIERTA	
VALVULA DE SECUENCIA OPERADA DIRECTAMENTE, DRENADA EXTERIORMENTE	
VALVULA REDUCTORA DE PRESION	
VALVULA DE CONTRA BALANCE CON CHECK INTEGRAL	
CONTROL DE FLUJO CON TEMPERATURA Y PRESION COMPENSADAS CON CHECK INTEGRAL	
VALVULA DIRECCIONAL, DOS POSICIONES, TRES CONEXIONES	
VALVULA DIRECCIONAL, TRES POSICIONES, CUATRO CONEXIONES	
VALVULA DE POSICIONES INFINITAS (INDICANDO POR LAS BARRAS HORIZONTALES)	

METODOS DE OPERACION		METODOS DE OPERACION	
COMPENSADOR DE PRESION		PALANCA	
TRINQUETE		PRESION PILOTO	
MANUAL		SOLENOIDE	
MECANICO		CONTROLADO CON SOLENOIDE, OPERADO POR PRESION PILOTO	
PEDAL		RESORTE	
BOTON DE CONTACTO		SERVO	

CAPITULO 4. SISTEMA ELÉCTRICO. CARACTERÍSTICAS DE LOS MOTORES ELÉCTRICOS PARA LA UNIDAD HIDRÁULICA DE POTENCIA Y PARA EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE CADENA. DIAGRAMA DE CONTROL ELÉCTRICO PARA LOS SOLENOIDES DE LAS ELECTROVALVULAS DIRECCIONALES DE EMPUJE Y DE ELEVACIÓN DEL CILINDRO.

En este capítulo se muestra, una reseña de los aspectos constructivos básicos de un motor asíncrono trifásico, se presentan los diagramas de control y de fuerza de los motores eléctricos asíncronos del tipo jaula de ardilla y del tipo rotor devanado o con anillos, siendo estos dos tipos los más utilizados en la industria, en estos diagramas de fuerza y control se resalta además de los elementos necesarios en cada diagrama una descripción al cual se le da uso dicho tipo de arreglo.

Se presenta el diagrama de control eléctrico de las electro válvulas encargadas del empuje y de la elevación del cilindro en este diagrama se muestra dentro del diagrama de control los elementos de seguridad que evitan dañar el sistema hidráulico de potencia, el cilindro y la prensa.

Así mismo estos elementos de seguridad (microswitches de acercamiento) evitan el manejo inadecuado de la prensa y así se evitan daños irreversibles materiales y físicos. Y para complementar este capítulo se mencionan de los aspectos más importantes del mantenimiento que se debe realizar y cuidar en los motores eléctricos.

CAPITULO 4. SISTEMA ELÉCTRICO. CARACTERÍSTICAS DE LOS MOTORES ELÉCTRICOS PARA LA UNIDAD HIDRÁULICA DE POTENCIA Y PARA EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE CADENA.

4.1 Sistema eléctrico.

En el diseño de la prensa, se ocuparan tres motores, uno se usará en la unidad del sistema hidráulico de potencia, el cual se obtuvo de los cálculos del Cáp.3, que se requiere con una potencia de 4.2 H.P., y que por razones comerciales esta potencia se buscara adecuar a algún rango optimo a las características que ofrecen las diferentes marcas comerciales.

Y el segundo y tercer motor se ocuparan en el sistema de transmisión de cadena, que serán los encargados de suministrar la potencia necesaria para rolar el cilindro ya punteado, para el proceso final de soldadura, y la potencia requerida es de 5 Hp. en cada motor.

Es muy extenso el tema de los maquinas eléctricas, es por eso que solo se muestra en este capitulo una pequeña reseña, de lo elementos básicos de los motores eléctricos que se ocuparan en este diseño. Si se requiriera de algunos otros detalles, se tiene como punto de referencia la bibliografía final, se resalta tal detalle ya que este tema es importante en el desarrollo de diversos proyectos para aplicaciones en la producción industrial.

La diferencia de la maquina asincrona de los demás tipos de maquinas se debe a que no existe una corriente conducida a uno de los arrollamientos. La corriente que circula por uno de los devanados generalmente el situado en el rotor se debe a la f.e.m. inducida por la

acción del flujo del otro por esta razón se denominan máquinas de inducción.

También reciben el nombre de máquinas asíncronas debido a que la velocidad de giro del rotor no es la de sincronismo impuesta por la frecuencia de la red.

La importancia de los motores asíncronos se debe a su construcción simple y robusta sobre todo en el caso del rotor en forma de jaula que les hace trabajar en las circunstancias más adversas, dando un excelente servicio con pequeño mantenimiento.

Hoy en día se puede decir que más del 80 % de los motores eléctricos industriales emplean este tipo de máquina, trabajando con una frecuencia de alimentación constante. Sin embargo el inconveniente más grave que posee proviene de la dificultad de regular su velocidad, de ahí que en la tracción eléctrica cedan su puesto a los motores de c.c que se hacen más idóneos para este servicio. Recientemente sin embargo con el desarrollo de dispositivos electrónicos como inversores, que permiten obtener una frecuencia variable a partir de una frecuencia constante en la red y con la introducción del microprocesador en la electrónica de potencia se están realizando grandes cambios, ya que empiezan a extenderse las aplicaciones de los motores asíncronos en los accionamientos eléctricos de velocidad variable.

4.2 Aspectos constructivos de los motores asíncronos.

La maquina asíncrona o de inducción al igual que cualquier otro dispositivo de conversión electromecánica de la energía de tipo rotativo, esta formada por un estator y un rotor. En el estator se coloca normalmente el inductor, alimentado por una red mono o trifásica. El rotor es el inducido, y las corrientes que circulan por el aparecen como consecuencia de la interacción con el flujo del estator. Dependiendo del tipo de rotor, estas maquinas se clasifican en: a) rotor jaula de ardilla o en cortocircuito y b) rotor devanado o con anillos.

El estator esta formado por un apilamiento de chapas de acero al silicio, disponen de unas ranuras en su periferia interior en las que se sitúan un devanado trifásico distribuido, alimentado por una corriente del mismo tipo de tal forma que se obtiene un flujo giratorio de amplitud constante distribuido senoidalmente por el entrehierro. El estator esta rodeado por la carcasa, tal como lo indica la **figura 46**.

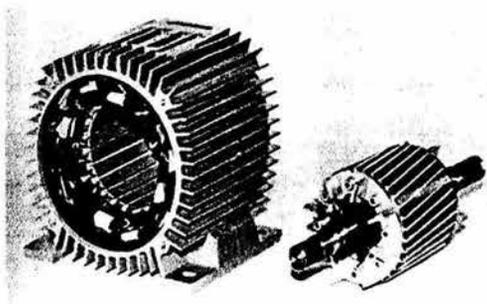


FIGURA 46. ESTATOR Y ROTOR.

Disponiéndose en las respectivas patas de fijación, El rotor esta constituido por un conjunto de chapas apiladas, formando un cilindro que tiene unas ranuras en la circunferencia exterior donde se coloca el devanado. En el tipo en forma de jaula de ardilla se tienen una serie

de conductores de cobre o aluminio puestos en cortocircuito por dos anillos laterales (el nombre de jaula de radilla proviene de del aspecto que tomaría este devanado si se omitiera el apilamiento de hierro); en la actualidad, en las maquinas pequeñas, se aplica un método de fundición de aluminio, con el que se producen al mismo tiempo las barras del rotor y los anillos laterales, como el que se muestra en la figura anterior. En el caso del rotor devanado o con anillos, se tiene un arrollamiento similar al situado en el estator, en el que las tres fases se conectan por un lado en estrella y por el otro se mandan a unos anillos aislados entre si como se muestra en la **figura 47**.

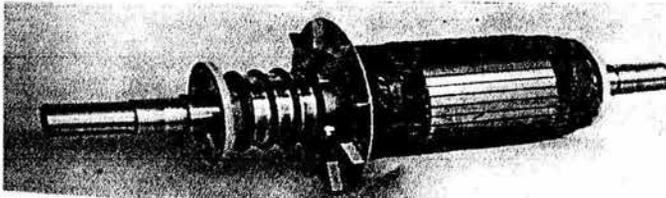


FIGURA 47. ROTOR DEVANADO O CON ANILLOS.

Esta disposición hace posible la introducción de resistencias externas por los anillos para limitar las corrientes de arranque, mejorar las características del par y controlar la velocidad.

La maquina asíncrona además de disponer de un estator y de un rotor, esta dotada de otros elementos mecánicos necesarios para su funcionamiento, tapas o cubos, rodamientos carcasa, etc.

En la siguiente **figura 48**. se muestra un despiece de un motor asíncrono de jaula de ardilla, en los que se pueden ver los elementos que componen el conjunto.

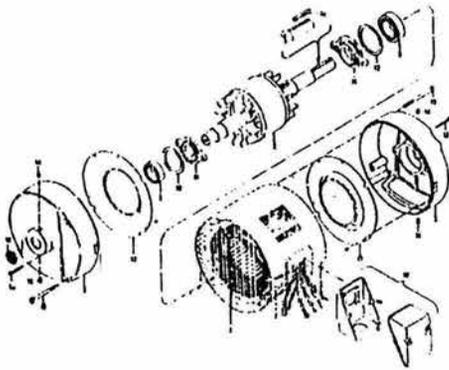


FIGURA 48. MOTOR TIPO JAULA DE ARDILLA.

En los motores de mediana y gran potencia existe un ventilador en el eje cuya misión es producir una refrigeración forzada de la maquina. A veces la carcasa tiene forma ondulada para mejorar la evacuación del calor que se produce como consecuencia de las perdidas que aparecen en el motor.

Un detalle muy importante a considerar en los motores asíncronos trifásicos es la disposición de los terminales del devanado del estator en la llamada caja de bornes de la maquina. A esta caja o placa se llevan los extremos de los bobinados en la forma en que muestra en la siguiente **figura 49**:

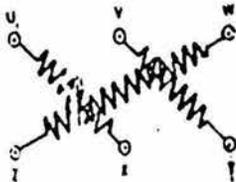


FIGURA 49. TERMINALES DEL ESTATOR.

Los principios de los arrollamientos se designan con las letras u, v, y w, y los extremos finales con x, y, z. respectivamente. Se debe hacer notar que las terminales de la misma fase no están enfrentados en la regleta de bornes, esto se debe a que esta disposición facilita el

conexionado de la maquina, haciendo uso de las laminas de latón adecuadas tal como se muestra en las figuras 50 y 51.

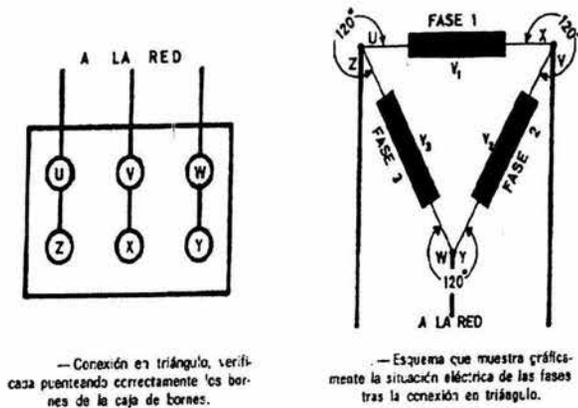


FIGURA 50. CONEXIÓN DELTA.

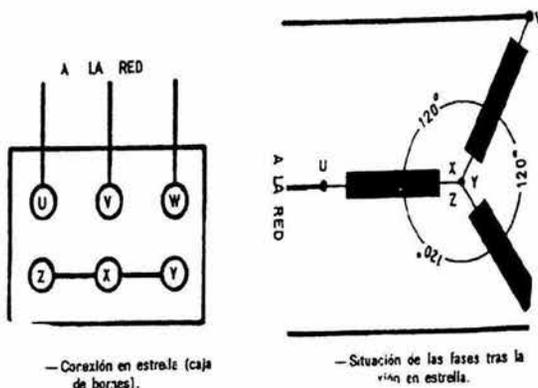


FIGURA 51. CONEXIÓN ESTRELLA.

Se observa que la conexión en triángulo se unen las terminales u con z, v con x y w con y, mientras que en la conexión en estrella se unen entre si los terminales z con x y x con y (en este caso

solamente serian necesarias dos laminas de latón para hacer los puentes correspondientes, pero se utilizan los tres, dos de ellos superpuestos para poder disponer de las tres laminas cuando se necesite hacer la conexión en triangulo del motor). Los esquemas desarrollados de ambas conexiones se muestran en las **figuras 50 y 51**.

La conexión en estrella se emplea cuando la maquina ha de conectarse a la tensión mas elevada indicada en su placa de características, utilizando la conexión en triangulo para la tensión más baja.

Los cambios en las conexiones se justifican por la necesidad de que la maquina trabaje en ambos casos con la misma tensiones en los arrollamientos.

Para invertir el giro del motor es preciso cambiar el sentido de movimiento del campo giratorio, lo cual se logra intercambiando entre si dos cualesquiera de los cables que se unen a la red de alimentación.

La posición de trabajo de estos motores puede ser vertical u horizontal. La norma DIM 42950 da una relación de posible versión en función de ello y según que la maquina posea patas o bridas y que la fijación se haga sobre el suelo, pared o techo. Las normas americanas NEMA (publicación MGI 1963) especifican clases de diseño, definidas por las letras A, B, C, D y F, dependiendo de las relaciones par arranque/ par nominal, corriente de arranque /corriente nominal.

4.3 Esquemas de fuerza y control de los motores eléctricos.

A continuación se muestran los principales esquemas de fuerza y control que serán usados en el sistema eléctrico de la prensa. Se presentan los esquemas de fuerza y control que serán el de arranque a tensión plena y para que el motor gire en dirección una sola dirección, otro diagrama será el diagrama de arranque estrella – delta que se usa en motores de alto caballaje que es muy común uso en la industria, y el ultimo se muestra el diagrama de fuerza y control para un motor que deba girar en ambos sentidos derecha e izquierda que será el caso de el motor que se ocupara en el sistema de transmisión una vez que se ha elevado el cilindro para el ultimo proceso de soldadura de arco sumergido. En el cilindro una vez que se han punteado las tapas y se ha elevado el cilindro, es en ese proceso que se necesitara rolar (girar el tanque) el cilindro hacia la derecha o izquierda para colocarlo en la posición mas correcta y precisa para someterlo a su ultimo proceso de soldadura.

4.3.1 Control y arranque de un motor asíncrono trifásico, arranque a tensión plena y un solo sentido de giro.

Diagramas de arranque a plena tensión para un motor con un solo sentido de giro **figura 52.**

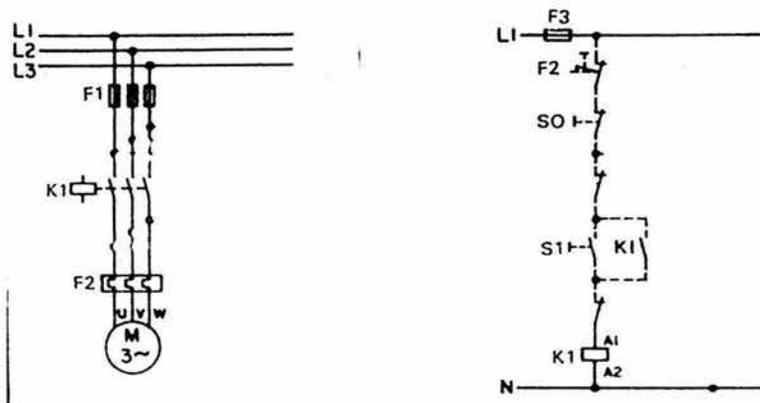


FIGURA 52. DIAGRAMA DE FUERZA Y DIAGRAMA DE CONTROL PARA EL ARRANQUE DE UN MOTOR TRIFÁSICO, Y UN SOLO SENTIDO DE GIRO.

En el diagrama de fuerza:

F1: fusibles del circuito principal.

K1: contactor derecha.

F2: relevador bimetalito (protección térmica)

En el diagrama de control:

F3: fusibles del circuito de control.

F2: relevador bimetalico (protección térmica)

S0: pulsador parar.

S1: pulsador arrancar.

K1: contactor derecha.

De acuerdo a las características de cada motor se deberán adquirir sus elementos físicos de control y fuerza, estas características nos la determinara la placa de datos o el fabricante del mismo. Las características más importantes son tensión nominal, corriente de arranque, etc., así como las revoluciones que nos entrega a los diferentes voltajes de alimentación con que se cuentan, (220 V y 440 V C.A.).

Este tipo de arreglos fuerza y control es utilizado en motores desde .25 hasta 10 H.P. a 220 V, 60 hz. Y desde .5 hasta 20 H.P. A 440 V, 60 Hz.

La capacidad de este arreglo en cuanto a diferentes potencias puede variar de acuerdo a las diferentes marcar de fabricantes actuales pero los datos anteriores son los más comunes que se encuentran en el mercado nacional.

K2: contactor punto estrella.

K3: contactor de la etapa delta.

K7: relevador de tiempo.

S1: pulsador arrancar.

S0: pulsador parar.

F2: relevador bimetalito de sobrecarga (protección térmica.)

F10 y F11: fusibles para el circuito de control.

Este arreglo se utiliza actualmente para arranque de motores trifásicos de hasta 500 H.P. a 440 V, no reversibles con bobinas de accionamiento de C.A. Hasta 440 V, 60 Hz.

Los arrancadores estrella - delta por contactores se han previsto para motores trifásico con rotor jaula de ardilla cuando se exige que las corrientes durante el arranque sean reducidas o se requiere un par motor especialmente bajo (arranque suave).

El arranque estrella-delta únicamente es posible si el motor esta conectado en delta durante el servicio.

Al conectar directamente un motor trifásico con rotor tipo jaula de ardilla, la corriente de arranque equivale aproximadamente a la nominal del motor multiplicada por 4 a 8.

En el arranque estrella-delta, la corriente de arranque equivale a la nominal del motor multiplicada por 1.3 a 2.7. El par de arranque se reduce a $1/3$ ó $1/4$ del valor correspondiente a la conexión directa.

Durante el tiempo de arranque en que se establece la conexión estrella el par resistente tiene que ser muy inferior al par motor. En las mayoría de las ocasiones esto equivale a arrancar en vacío, o bien que el par restante, durante el arranque en estrella, sea reducido y no aumente rápidamente.

En la etapa estrella, los motores pueden someterse a una carga del 30 al 50 % de su par nominal, aproximadamente (según la clase del rotor).

En caso de par resistente demasiado elevado, se produce durante la conmutación cresta de corriente y un aumento del par de tal magnitud, que hacen ineficaces las ventajas del arranque estrella-delta.

El paso estrella- delta solo puede efectuarse cuando el motor a alcanzado su velocidad nominal de rotación. Los accionamientos que requieran un a conmutación prematura no son apropiados para el arranque estrella -delta.

Los arrancadores estrella-delta como se puede ver en el diagrama cuentan con tres contactores uno para la cometida, otro para la etapa estrella, y otro para la etapa delta, un relevador bimetálico ajustable y un relevador de tiempo.

4.3.3 Control y arranque de un motor asíncrono trifásico, con dos sentidos de giro y arranque a tensión plena.

Diagrama de arranque para un motor con dos sentidos de giro, figura 54.

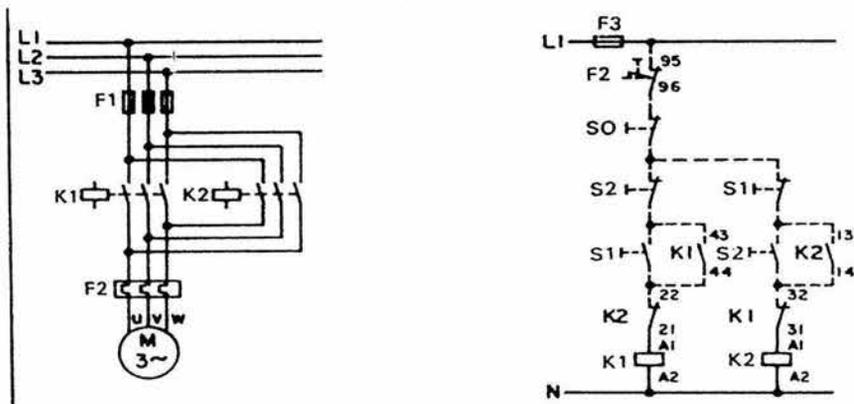


FIGURA 54. DIAGRAMA DE FUERZA Y DIAGRAMA DE CONTROL PARA UN MOTOR TRIFÁSICO CON DOS SENTIDOS DE GIRO.

Del diagrama de fuerza y de control:

- S0: pulsador parar.
- S1: pulsador reversa.
- S2: pulsador arrancar a la derecha.
- K1: contactor reversa.
- K2: contactor arrancar a la derecha.
- F1: fusibles del circuito principal.
- F2 relevador bimetalítico.
- F3: fusibles del circuito de control.

Este tipo de arreglos actualmente los hay para motores trifásicos de hasta 20 H.P. a 440 V.

Los tiempos de maniobra de los contactores existentes en los arrancadores reversibles están calculados de tal modo que al

conmutar, no se presenta simultaneidad en el establecimiento de contacto ni en la duración del arco entre los contactores, ya que estos están enclavados a través de sus contactos auxiliares y de los botones de mando.

Para la protección contra cortocircuito se debe instalar siempre antes del arrancador fusible o interruptores de protección apropiados.

Como se puede visualizar este arrancador reversible se compone de dos contactores y un relevador bimetalico.

4.4 Diagrama de control eléctrico para los solenoides de las electro válvulas direccionales de empuje y de elevación del cilindro.

Medidas de seguridad para el manejo de la prensa.

Las medidas de seguridad para el manejo de la prensa colocadora de tapas, se han implementado dentro del sistema eléctrico de control de los solenoides de las electro válvulas, encargadas del las direcciones del empuje y de la elevación.

Estas protecciones se implementaron de la siguiente manera: se colocaran microswitchs de acercamiento en cada uno los retornos de cada actuador, es decir en la parte más baja del cilindro (posición B es decir cuando el actuador esta en reposo), estos microswichs se conectaran en su contacto normalmente abierto y por consecuente cuando estos micros sean activados cambiaran del estado normalmente abierto a el estado normalmente. La localización de estos micros es dentro del sistema eléctrico de control de solenoides. Cada actuador oprimirá un micro en su parte más baja, con esto se tendrá y se puede ver claramente en diagrama de control de solenoides 1 y 2 de la siguiente pagina., que para poder accionar los actuadores 1 y 2 encargados de colocar tapas, será necesario que los actuadores 3 y 4, permanezcan en su posición b (de retorno) siempre. Y viceversa los actuadores 1 y 2 deberán estar en su posición b (de retorno) para poder elevar el cilindro con los actuadores 3 y 4. diagrama de control de los actuadores 3 y 4.

Con estas medidas de seguridad tendremos la certeza de que no sufrirá daño alguno: la prensa colocadora, las tapas, el cilindro y la mano de obra que manipule la prensa. Los sistemas de empuje y de elevación son totalmente dependientes de estas condiciones, con estas condiciones presentes se tendrá una seguridad del 100 % de que no se tendrán accidentes , debido a que con estas condiciones no se puede hacer un mal uso de los controles.

La seguridad en el sistema hidráulico de potencia, se obtiene con el manejo de presiones, este control de presiones se visualizan en diagrama del sistema hidráulico ya que contiene los aditamentos, como lo son las válvulas de control de flujo y de control de presión.

4.5 Mantenimiento básico de los motores eléctricos de la prensa.

Para cualquier motor eléctrico de inducción, el mantenimiento es casi nulo, como ya se menciono al principio de este capitulo y que es una de las cualidades por la cual es muy utilizado en la industria.

El cuidado principal que se debe tener en un motor, es cuidar que sea utilizado en forma adecuada dependiendo de sus características tales su torsión, potencia y velocidad. Cuidando estas características se evita sobrecargarlo y así mismo su pronto deterioro logrando una mayor durabilidad y rendimiento.

Principalmente se debe tener cuidado que el motor este bien sujeto a su base, que los elementos que tenga en su flecha de torsión tales como poleas, engranes, etc. Estén bien sujetas y que las bandas o cadenas tengan solo la tensión necesarias, que las poleas y engranes no tengan vibraciones o juego.

- Engrasar periódicamente sus cojinetes.
- Revisar sus aislamientos del estator.
- Revisar que tenga una adecuada refrigeración, es decir que tenga en buenas condiciones su ventilador propio.
- Revisar que no tenga "juego" la flecha y si fuera el caso proceder a cambiar los cojinetes.
- Tener cuidado de elegir que la protección térmica sea la adecuada y precisa para así poder tener la opción de revisar sus embobinados y demás detalles en caso de sobrecalentamiento y evitar que se queme y nos sea más costosa su reparación futura.

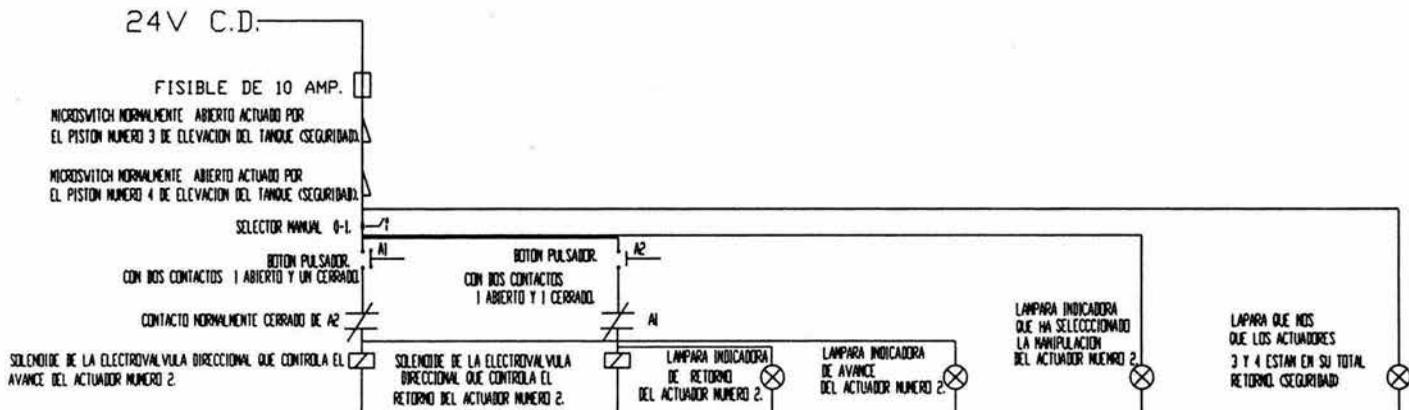
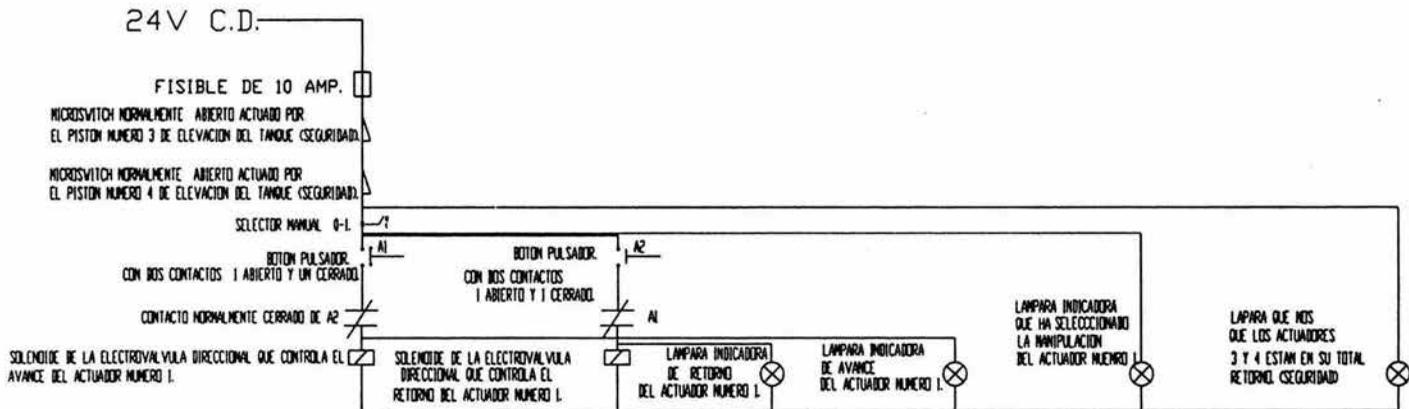


DIAGRAMA ELECTRICO DE CONTROL PARA LOS SOLENOIDES DEL ACTUADOR NUMERO 1 Y 2.

PRENSA PARA COLOCAR TAPAS DE RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES DE ALTA CAPACIDAD DE ALMACENAJE.

DIBUJADO JAVIER GALVIN GALVIN	REVISADO	ACOTADO	IDENTIFICACION EN LA PIEZA
		REVISADO	
			F.E.S. C-1 CUNUTILM

CONCLUSIONES.

El diseño de maquinas y elementos para la industria es muy relativo en nuestros país, solo se da la oportunidad a los técnicos, ingenieros, diseñadores, etc., de reparar, rediseñar, implementar o modificar alguna maquina industrial elaborada y creada en países extranjeros.

Existe mucha gente con gran capacidad de creación, de entusiasmo por los elementos mecánicos, eléctricos, electrónicos, etc. basados en todas las teorías físicas, químicas, matemáticas, etc. Y esta capacidad de creación no se pierde, sino que muchas de las veces se ve frenada por la falta de capital, de apoyo de los diferentes rublos que manejan actualmente las patentes de maquinas e inventos para el desarrollo de diversas actividades industriales en el país.

El diseño de la prensa colocadora de tapas tienen como finalidad, mas que presentar un diseño de gran utilidad para la industrial metal mecánica, el de mostrar que en las universidades del país contamos con grandes profesores, investigadores, y todo un conjunto de docentes que tienen una capacidad integra de transmitir los conocimientos necesarios para que los alumnos que egresamos de estas instituciones llevemos día con día el avance de este país aplicando los conocimientos que nos han inculcado, todo con una visión de mejorar la calidad de vida en todos los aspectos.

El diseño de la prensa colocadora de tapas ayudara a reducir los accidentes tan frecuentes en el proceso de la colocación de las tapas así mismo beneficiara en el ahorro de tiempo y de mano de obra en la elaboración de cilindros, el diseño se calculo en base a un cilindro horizontal de dimensiones previamente definidas, pero durante el

desarrollo del diseño de la prensa se menciona que este diseño se puede implementar para cualquier otro cilindro horizontal, recalculando los elementos constitutivos de la prensa como lo son los elementos mecánicos y estructurales, el sistema hidráulico de potencia para el empuje de las tapas y para la elevación del cilindro en su proceso final de soldadura, así mismo para el sistema de transmisión de cadena para el rolado del cilindro, y por último el sistema eléctrico y de control.

Cada uno de los elementos constitutivos de la prensa son calculados paso a paso, dando previamente los detalles del cálculo de todos los elementos que están involucrados.

El diseño y elaboración de recipiente cilíndricos sujetos a presión es muy extenso es por eso que se extiende un poco el capítulo 1, en el estudio de los diferentes tipos de cilindros mencionando las diferentes partes con las que se pueden elaborar dependiendo mucho del uso que se les tenga previsto, así mismo este estudio de los diversos tipos de cilindros nos da un amplio panorama de la utilidad que se le puede dar a la prensa teniendo en cuenta que hay muchos tipos de recipientes sujetos a presión, diferentes tipos de tapas y diferentes materiales que se utilizan en la fabricación de los mismos.

Ya el diseño mecánico de las diferentes partes de la prensa se muestran con dibujos y esquemas los detalles precisos para su elaboración en los talleres de máquinas y herramientas, dando así la seguridad que al momento de su elaboración será de lo más viable y preciso, sin contratiempos de nuevos cálculos.

El diseño de la unidad de potencia hidráulica es presentada con toda una base bien estructurada de como debe ser calculada, presenta la función de todos los elementos hidráulicos básicos que no pueden ser omitidos en cualquier calculo de sistemas hidráulicos, es muy interesante el estudio de la hidráulica ya que a pesar de que sus principios de aplicación son utilizados desde años atrás aun sigue avanzando día con día y los fabricantes de elementos hidráulicos nos sorprenden con los grandes avances que la electrónica ha dado ha esta rama de la ingeniería.

El sistema de transmisión de cadena del que se presentan cálculos y estudios justifica el porque es más eficiente este sistema de transmisión de cadenas que el de poleas y el de engranes es interesante estudiar un poco estos sistemas de transmisión ya que quizás estemos utilizando en diversas maquinas el sistema de transmisión equivocado y tal vez podamos corregir y obtener alguna mejora ya sea total o porcentual, pero no olvidemos que cualquier mejora por pequeña que sea es muy reconocida y reflejada en cualquier sistema productivo de pequeño, hasta gran alcance.

El sistema eléctrico es muy básico tomando en cuenta que es ahora muy amplia la aplicación de la electrónica en el arranque y control de los motores eléctricos, pero es muy importante tener en cuenta que los principios son los mismos en la teorías de la maquinas rotativas de inducción y es muy importante estar a la vanguardia en cuanto a ahorro de energía que nos pueda presentar cualquier nuevo diseño de motores ya que es una parte muy importante en todas las ramas productivas el ahorro de insumos tales como energía eléctrica.

Así mismo espero que el diseño de la prensa colocadora de tapas mejore este proceso en la industria metal mecánica, y mencionar que no hay barrera que impida a la ingeniería mejorar cualquier proceso productivo, sean estas mejoras pequeñas o grandes siempre serán pensando en el beneficio de la sociedad humana, además saber que el conocimiento de cualquier área es muy importante para todos y cada uno de los estudiantes de las instituciones técnicas y profesionales estos conocimientos son de gran importancia no solo para ostentar que se estudio y se paso por una institución educativa, sino para reconocer que se tiene el compromiso de pagar un poco la dedicación que alguna vez nos tuvieron nuestros profesores, compañeros de trabajo,etc, en enseñarnos y mostrarnos con gran dedicación los conocimientos de los que ahora somos responsables de demostrar.

BIBLIOGRAFIA.

Dibujo y diseño en ingeniería.

C.H. Jensen.

Mc. Graw Hill.

México 1998.

Dibujo industrial.

A Chevalier.

Montaner y Simón S.A.

Barcelona, España 1979.

Manual de oleo hidráulica industrial.

Vickers.

Edit. Blume S.A.

Barcelona, España. 1984.

Manual de diseño mecánico.

Joseph Edward Shigley, Larry D. Mitchell.

Tercera edición.

Mc Graw Hill.

México D.F. 1989.

Mediciones en ingeniería.

C.V. Collet.

Edit. Gustavo Gili S.A.

Barcelona, España.

Motores de corriente alterna.

José Manuel Puchol Vivas.

Edit. Limusa.

México, 1989.

Mecánica de materiales.

Robert W. Fitzgerald.

Edit. Alfa omega.

México D.F. 1990.

Tecnología de materiales.

Lawrence H. Van Vlack.

Fondo educativo interamericano.

México D.F.

Diseño de elementos de maquinas.

Guillermo Aguirre Espoda.

Edit. Trillas.

México D.F. 1990.

Tecnología de los circuitos hidráulicos.

J.P. De Groot.

Edit. CEAC.

Barcelona, España. 1990.

Soldadura, procedimiento y aplicaciones.

L. Carl Love.

Edit. Diana.

México D.F. 1981.