



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

**Escuela Nacional de Estudios Profesionales
"A R A G O N"**

**"DISEÑO MECANICO POR COMPUTADORA DE
RECIPIENTES A PRESION HORIZONTALES"**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A
JOSE ENRIQUE JAVIER MORAN CRUZ**

SAN JUAN DE ARAGON, EDO. DE MEXICO

1985



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 está 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.

PROLOGO

Esta Tesis tiene como objetivo desarrollar un anteproyecto con el uso de la Computadora SPERRY UNIVAC SERIES 1100 en lenguaje FORTRAN "ASCII", para resolver las principales dificultades en el diseño mecánico de recipientes a presión como son: el tiempo que emplea un ingeniero, la precisión y exactitud de cálculo y la laboriosidad del mismo.

Este objetivo se plantea debido a que se requiere un método más eficiente para el diseño mecánico de recipientes a presión en el Instituto Mexicano del Petroleo (IMP). El problema consiste en desarrollar un método para este diseño en el que sean utilizados los medios con que cuenta el Instituto, reduciendo tiempos y costos, unificando criterios y aumentando la confiabilidad de los resultados obtenidos.

La información requerida es la que se refiere a las características de los materiales a diferentes condiciones ambientales, así como la influencia de los factores físicos y químicos en las situaciones de operación de los recipientes. Con ésta se podrá comprender claramente el procedimiento para diseñar y así poder elaborar el método requerido, lográndose un Programa de Computadora en lenguaje Fortran que pueda ser ejecutado y modificado por el ingeniero diseñador, según su criterio.

C O N T E N I D O

Pág.

INTRODUCCION. 3

I GENERALIDADES 5

I.1. El Código ASME para Calderas y Recipientes, 6; I.2. Tipos de Recipientes, 10; I.3. Recipientes a Presión, 12; I.4. Componentes de los Recipientes a Presión, 15; I.5. Materiales, 20.

II DISEÑO Y CALCULOS 24

II.1. Definición de Términos, 25; II.2. Datos de Diseño, 28; II.3. Diseño por Presión Interior, 28; II.4. Espesores en Recipientes Sometidos a Presión Externa, 34; II.5. Presión Máxima Permisible de Trabajo, 40; II.6. Presión de Prueba Hidrostática, 41; II.7 Selección de Boquillas, 42; II.8. Refuerzos en Aberturas, 43; II.9. Pesos Estimados y Caducidad, 45; II.10. Diseño de Soportes para Recipientes a Presión Horizontales, 54.

III PROGRAMA DE COMPUTADORA PARA EL DISEÑO. 70

III.1. Alcances, 71; III.2. Desarrollo, 72; III.3. Diagramas, 76; III.4. Análisis de Resultados, 90; III.5. Análisis Económico, 98.

CONCLUSIONES. 102

APENDICE "A". 103

REFERENCIAS 107

INTRODUCCION

INTRODUCCION.

El desarrollo de la industria en general requiere un conocimiento cada vez más amplio dentro de las diferentes especialidades que intervienen en la ingeniería de proyecto, encontrándose entre las más importantes la ingeniería de recipientes, ya que actualmente toda planta industrial, cualquiera que sea su capacidad y proceso, requiere del diseño de recipientes. Se pueden mencionar, entre otras, la industria alimenticia, petroquímica, química, farmacéutica, azucarera, cervecera, etc. Por este motivo, a la ingeniería de recipientes se le puede reconocer ahora, como una especialidad en la que convergen conocimientos afines a diferentes ramas de la ingeniería, como son: ingeniería de materiales, ingeniería química, ingeniería hidráulica, ingeniería civil, ingeniería térmica, etc., considerando muy especialmente a la computación.

Aunque la implementación de los computadores en nuestro país es aún muy pobre en relación a otros países como U.S.A., Inglaterra, etc., se tiene la tendencia a incrementarse hasta llegar el momento en que en todas las ramas de la industria y el diseño, dichos computadores sean la base para la resolución de todo tipo de problemas. Así pues, cuando elaboramos programas de computadora que sustituyen el cálculo y el manejo manual de datos, nos acercamos más a esa meta.

Llevar a cabo manualmente el diseño mecánico de recipientes a presión requiere de una inversión de tiempo de ingeniería muy considerable, debido a la gran cantidad de elementos que deben tomarse en cuenta; mientras que el utilizar la máquina para el cálculo de los recipientes resulta muy rápido y económico en comparación con dicho tiempo que se tiene que pagar, pudiéndose utilizar éste en actividades más importantes, como puede ser el desarrollo de nuevos procedimientos y la administración entre otras cosas.

Este trabajo se fundamentó en la necesidad de aprovechar los beneficios que proporciona la utilización de los Sistemas de Cómputo instalados en

el IMP para el diseño mecánico de recipientes. Dichos Sistemas son:

- 1.- El Sistema Central de Cómputo que se compone de una computadora SPE
RRY UNIVAC SERIES 1100 y sus periféricos de entrada y salida como
son: una red de terminales remotas alfanuméricas y gráficas con sus
respectivas impresoras (hard-copy), una muy basta memoria en discos
y cintas, consola, impresoras extra-rápidas, graficadores GS-6410
(Calcomp), etc.
- 2.- Una computadora IBM 370 que cuenta también con sistemas periféricos
entre los que se encuentran graficadores de "salpicón" que logran
cualquier color mediante la combinación de los tres colores básicos.
- 3.- Dos sistemas muy modernos de dibujo y graficación por pantalla. Uno
es el sistema TEKTRONIX y el más moderno es el SUPER-SET (del cual
se exponen las características generales en el Apéndice "A").

En este proyecto se emplean: el Sistema Central de Cómputo y el SUPER
SET en lenguaje Fortran "ASCII" (o Fortran 77) y su desarrollo consist
e de un estudio preliminar de lo que es el diseño mecánico de recipient
es a presión horizontales, que puede tomarse como gufa para el propio
diseño y la implementación de programas de cálculo por computadora, ya
que en el mismo se exponen los pasos básicos a seguir para los análisis
de las diferentes cargas que actúan en el recipiente antes y después de
su instalación, así como durante su operación.

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1. EL CODIGO A.S.M.E. PARA CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION.

El Código ASME (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos), para calderas y recipientes a presión, se originó con la necesidad de proteger a la sociedad de las continuas explosiones de calderas que ocurrían antes de que se reglamentara su diseño y construcción. Las pérdidas humanas y materiales en los países industrializados del siglo pasado y principios del presente a causa de dichas explosiones, fueron considerables a pesar de los intentos que se hicieron por evitarlas. En marzo 10 de 1905, explotó una caldera de una fábrica de zapatos en Crockton, Massachusetts, hirviendo a 117 personas y matando a otras 58, además de las grandes pérdidas materiales. La gente de esa comunidad vio así la imperiosa necesidad de legislar sobre la construcción de calderas para garantizar la seguridad, dándose lugar así al primer Código Legal de reglas para la construcción de calderas de vapor en el año de 1907, al cual le siguieron otros varios códigos en diferentes lugares. De esta manera se llegó a una situación tal que cada Estado y aún cada Ciudad interesada en el asunto tenía su propio reglamento, por lo que los fabricantes se vieron en serios problemas para poder fabricar un equipo con el reglamento de un Estado que pudiera ser aceptado por otro, debido a las diferencias en las normas de cada Estado. Fue así como en 1911, los fabricantes y usuarios de recipientes a presión y calderas apelaron ante el Concilio de la ASME para corregir esa situación.

Por fin, en 1915 fue adoptado el primer Código ASME, llamado "Reglas para la construcción de Calderas Estacionarias y para las Presiones Permitibles de Trabajo", conocido como la edición de 1914, a partir de la cual se han agrupado y modificado muchas secciones, de acuerdo a las necesidades que se han venido presentando, por lo que el Código ASME ha tenido que mantenerse al día dentro del cambiante mundo de la tecnología. Se celebran anualmente seis reuniones para la adaptación del Código, las ediciones son cada tres años y la más reciente es la de 1983.

Hoy en día, todos los recipientes a presión son diseñados, fabricados, probados e inspeccionados de acuerdo con los códigos adoptados en cada país. La mayoría de los países altamente industrializados han desarro-

llado sus propios Códigos mediante asociaciones de Ingenieros especializados. De estos Códigos, los que más destacan son entre otros: el Código ASME que ya se mencionó y que es el que rige actualmente en los Estados Unidos de Norte América, el Código BS-5500 (BRITISH STANDARD) que es usado en la Gran Bretaña, el JIS (JAPANESE STANDARD) que es el Código Japonés, el Código Alemán y otros.

En México se ha adoptado el Código ASME debido a que, las técnicas y materiales que en él se especifican son los que se usan en las industrias nacionales. Este Código se compone de once secciones principales, cada una de las cuales se encuentra a cargo de un Comité que evalúa nueva información, siendo interdependientes a pesar de que cada sección se encuentra como una entidad dentro de sí misma. A continuación se dará una breve descripción de cada una de las secciones que conforman este Código para Calderas y Recipientes a Presión.

SECCION I (Calderas de Potencia). Esta sección aborda las reglas para la construcción de las calderas de potencia, calderas eléctricas, calderas en miniatura y de agua de alta temperatura para ser usadas en servicio estacionario. Incluye también calderas para uso en locomoción y tracción.

Los equipos diseñados y fabricados con esta sección llevan una identificación para aplicarse a S potencia, A ensamble, L servicio y M miniatura, así como V para las válvulas y PP a tuberías de alivio, líneas o alimentaciones de vapor.

SECCION II (Especificaciones de Materiales). Esta sección se divide en tres partes: la parte A se encarga de los materiales ferrosos, la parte B comprende los materiales no ferrosos y la parte C se encarga de los materiales de soldadura utilizados en la fabricación de calderas y recipientes a presión.

SECCION III (Plantas de Potencia Nuclear). Se compone de dos divisiones que son abarcadas en subsecciones, las cuales son designadas por letras mayúsculas precedidas por la letra N para la División 1 y por la letra C para la División 2. Los libros que las componen son los

siguientes:

Subsección NCA: Requisitos generales para la División 1 y para la división 2.

DIVISION 1

Subsección NB: Componentes clase 1

Subsección NC: Componentes clase 2

Subsección ND: Componentes clase 3

Subsección NE: Componentes clase MC (Contenedor de Metal).

Subsección NF: Componentes de apoyo.

Subsección NG: Estructuras de apoyo central,

Apéndices

DIVISION 2: Código para reactores y contenedores de concreto. El libro de la División 2 incluye la Subsección CB (Reactores de Concreto), la Subsección CC (Contenedores de Concreto) y sus apéndices.

SECCION IV (Calderas para Calefacción). Esta sección cubre los requisitos de calderas para calefacción a vapor operando a presiones menores a 1.05 Kg/cm^2 y de las calderas de suministro de agua caliente que operan a presiones menores de 11.25 Kg/cm^2 , y/o temperaturas por debajo de 121°C . Por otro lado, las calderas de suministro de agua caliente que tienen una potencia menor de 58.6 Kw, temperatura de agua menor de 99°C o capacidad menor de 120 galones, quedan excluidas de ésta sección.

Un equipo construido con ésta sección requiere de un sello H para ser utilizado.

SECCION V (Pruebas no Destructivas). Esta sección cubre en detalle los requisitos de métodos y procedimientos para varias pruebas no destructivas a ser practicadas en recipientes. Las pruebas son las siguientes: radiografiado, ultrasonido, líquidos penetrantes, partículas magnéticas, corrientes de Eddy y pruebas visuales.

SECCION VI (Reglas recomendadas para el cuidado y operación de calderas para calefacción). Esta sección, como lo dice su nombre, comprende las reglas para la operación y el cuidado de las calderas para calefacción.

SECCION VII (Reglas sugeridas para el cuidado de calderas de potencia). Esta sección podrfa considerarse como complemento de la sección 1.

SECCION VIII (Recipientes a presión). La sección VIII del Código ASME se compone de dos Divisiones, la División 1, que cubre el diseño de recipientes a presión no sujetos a fuego directo; y, la División 2 que cubre otras reglas alternativas para el cálculo y diseño de recipientes a presión. Es conveniente poner especial atención en ésta sección, ya que es en la división 1 en la que se basa éste trabajo.

División 1. Se subdivide en tres. La subsección A que consta de la parte UG que cubre los requisitos generales aplicables a todos los recipientes a presión. La subsección B, cubre los requisitos específicos aplicables a los diferentes métodos usados en la fabricación de recipientes a presión; consta de las partes UW, UR, UF y UB relacionados con métodos de soldadura, remachado, forjado y brazing, respectivamente. La subsección C, cubre los requisitos específicos aplicados a las diferentes clases de materiales usados en la fabricación de recipientes a presión, consta de las partes UCS, UNF, UHA, UCL, UCD y UHT relacionados con aceros al carbón y de baja aleación, material de recubrimiento, hierro fundido, hierro dúctil y aceros ferríticos tratados térmicamente, materiales en capas y materiales de alto esfuerzo permisible a bajas temperaturas.

Las reglas que constituyen ésta división, han sido establecidas en base a la práctica en diseño y construcción de recipientes para servicio de presiones que no exceda de 210 Kg/cm^2 . Para presiones mayores es indispensable además de cubrir éstas reglas, hacer modificaciones congruentes con el tipo de recipiente.

División 2. Reglas alternativas para fabricación de recipientes a presión. Esta división se creo debido al considerable avance tecnológico que se ha tenido en los últimos años e incluye un incremento en esfuerzos permisibles. Los esfuerzos permisibles están basados en un factor de tres sobre la resistencia última a la tensión.

La división 2 proporciona un juego alternativo de reglas para la construcción de recipientes a presión. Aunque representa una aproximación completamente moderna para el diseño y construcción de recipientes a presión, no está pensado para reemplazar repentinamente a la división 1, tal cambio, si es conveniente en el futuro, será gradual. La división 2 es una modificación a la división 1; nuevos requisitos han sido añadidos y otros hechos más rigurosos para lograr un diseño balanceado. Los resultados están en recipientes con un grado de seguridad que iguala o sobrepasa a los recipientes construidos con la división 1. En algunos aspectos, la división 2 es similar a la Sección III, Código para Recipientes Nucleares, aunque no fue la intención del Comité basarse en esa Sección. En nuestro país, la división 2 ha sido muy poco difundida, en gran parte por lo rígido de los procedimientos de fabricación, aunque es importante el mencionar que en algunos casos sí se ha utilizado.

1.2. TIPOS DE RECIPIENTES.

Los recipientes tienen una muy grande e importante participación en toda planta de proceso, como por ejemplo, la Industria Petrolera, Industria Química, Industria Alimenticia, Cafetera, Cervecería, etc., y debido a la gran variedad de éstos procesos, los tipos de recipientes utilizados es muy extensa. Podemos mencionar, por ejemplo, para almacenamiento de agua existen los llamados tanques de baja presión, autotanques y carrotanques, tanques de concreto; otros pueden ser reactores, calderas, recipientes atmosféricos, tanques de alta presión, etc.

La localización y la función de un recipiente, las características del fluido que se ha de manejar, la temperatura y la presión de operación, así como la capacidad del proceso o el volumen a almacenar, son los factores principales que influyen para la determinación del tipo de recipiente que viene siendo el primer paso en el diseño.

Los recipientes pueden clasificarse de acuerdo a su servicio, tipo de

material, presión y temperatura de servicio, o bien, conforme a su geometría. Los recipientes más comunes pueden clasificarse mejor conforme a su geometría, así encontramos: recipientes abiertos y recipientes cerrados.

- a).- **RECIPIENTES ABIERTOS.** Estos tipos de recipientes son usados por lo general como tanques de balance, tanques mezcladores, tanques de reposo, etc.

Es evidente que estos tipos de recipientes son muy baratos en su diseño y construcción, en relación con los recipientes cerrados, considerando ambos de la misma capacidad y tipo de fabricación. La decisión de emplear un recipiente abierto o uno cerrado dependerá de las características del tipo de fluido que sea manejado, así como de la operación que en él se ha de efectuar.

- b).- **RECIPIENTES CERRADOS.** Los combustibles, tóxicos, ácidos, gases, así como otros fluidos peligrosos o que requieren de un manejo delicado, se deben almacenar o procesar en recipientes cerrados. Los productos de la Industria Petrolera requieren de estos recipientes. El extenso uso de tanques para almacenamiento de productos petroquímicos ha hecho que sea necesaria la unificación de criterios de diseño con el propósito de dar economía y seguridad a los equipos, por tal motivo, generalmente son diseñados de acuerdo al Código del AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Se subdividen los recipientes cerrados en tres grupos principales que son:

RECIPIENTES CILINDRICOS VERTICALES DE FONDO PLANO Y CUBIERTA CONICA.- Los recipientes más económicos en su diseño, destinados al almacenamiento, en lo que respecta a recipientes cerrados y operan a la presión atmosférica, son los recipientes de fondo plano y cubierta cónica.

RECIPIENTES CILINDRICOS CON CABEZAS ABOMBADAS EN SUS EXTREMOS.- Estos recipientes son utilizados donde la presión del gas o vapor del fluido manejado impone un diseño riguroso.

RECIPIENTES ESFERICOS. Su uso es por lo regular para almacenar -- grandes volúmenes de fluidos bajo presiones moderadas.

1.3. RECIPIENTES A PRESION.

Otra clasificación de los recipientes es en dos grupos: recipientes atmosféricos y recipientes sometidos a presión. Dentro de los primeros - podemos mencionar los recipientes abiertos de cualquier tipo y a los re recipientes verticales de fondo plano y cubierta cónica entre otros. Los recipientes sometidos a presión son todos aquellos que en algún momento trabajan a una presión interior diferente de la presión atmosférica. - Los recipientes a presión forman parte muy importante en una refinería, planta química o cualquier otro tipo de planta industrial, debido a que casi todas las unidades de los equipos de proceso pueden ser considerados como recipientes a presión con las modificaciones adicionales necesarias. Tenemos, por ejemplo, un intercambiador de calor, el cual puede ser considerado como un recipiente a presión conteniendo una serie - de paredes de contacto para lograr la transferencia de calor; un evapora dor, se considera como un recipiente a presión que contenga un intercam biador en combinación con un espacio para permitir la evaporación; una columna de absorción o destilación, puede ser considerada como un reci- piente a presión con una serie de dispositivos para establecer el con- tacto entre el líquido y el vapor. También se consideran como recipien tes a presión aquellos que por el tipo de proceso trabajan a presiones negativas.

El nombre que se da a los recipientes a presión, en la mayoría de los ca sos, se basa en la función a que será destinado. Por ejemplo, una torre fraccionadora es a veces llamada columna fraccionadora, o simplemente - columna; un acumulador de reflujo es un recipiente que sirve para alma- cenar el reflujo de una planta; un recipiente llamado Tambor de Vapor, - contendrá vapor para utilizarse en el proceso.

Existe una gran importancia en el diseño de recipientes a presión, so- bre todo en las partes principales del recipiente, tales como cabezas o

tapas, cascarón, soportes, aros, base, refuerzos, etc. Todos los cálculos se apoyan básicamente en la Teoría General de la Resistencia de Materiales, considerando los esfuerzos causados por las presiones tanto externas como internas; fuerzas debidas a movimientos telúricos, presiones de viento y peso propio; así como cargas de impacto; fluctuaciones rápidas de presión, el contenido normal del líquido en operación o en condiciones de prueba, esto incluye la presión adicional debida a la carga estática del líquido en las cabezas cuando se trata de un recipiente vertical; cargas superpuestas debido a otros recipientes, equipos de operación, aislamientos, los recubrimientos resistentes a la corrosión o erosión, tubería y plataformas, reacciones de las orejas de los soportes, esfuerzos en las silletas, aros u otros tipos de soporte; los efectos del gradiente de temperatura sobre la resistencia del material y otras cargas y efectos que requieren de su análisis para el diseño de un recipiente.

Un diseño apropiado, funcional, económico, estable, de fácil construcción y montaje para aprovechar al máximo la capacidad de las empresas que tengan que ver con este tipo de equipos, radica en efectuar las relaciones existentes entre los factores anteriormente expuestos.

Los tipos de recipientes a presión más comunes son los recipientes verticales, recipientes horizontales y los recipientes esféricos.

Los recipientes HORIZONTALES son aquellos que descansan sobre dos soportes (silletas). Los recipientes horizontales son utilizados normalmente como acumuladores, ya sea de reflujo de vapor, de sustancias que provengan de equipos especiales, etc.

Los recipientes VERTICALES son soportados normalmente por medio de patas de ángulo o tubo, faldones cónicos o rectos, soportes integrados en el cuerpo del recipiente, etc.; se encuentra una gran variedad, aunque los normalmente usados son reactores o torres, habiendo muchas más, pero de menor aplicación. En las figuras 2 y 3 se ven las variantes de los recipientes verticales.

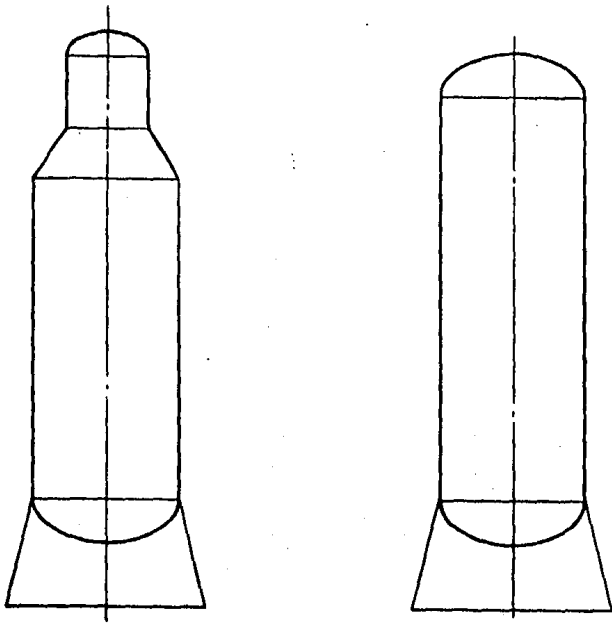


FIGURA 2.

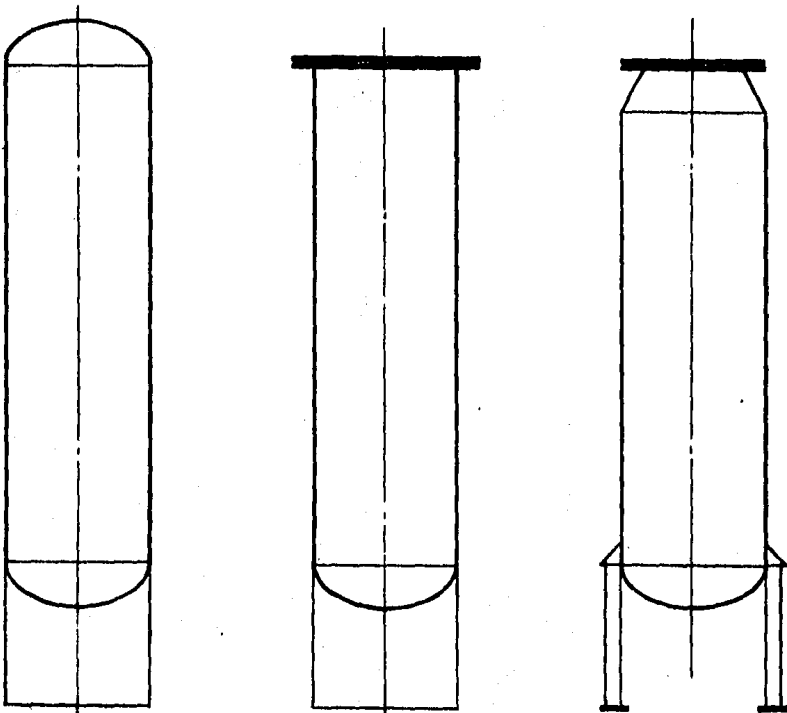


FIGURA 3.

Los recipientes ESFERICOS se usan para almacenar grandes volúmenes de fluido bajo presiones moderadas, principalmente gases a presión y temperatura ambiente, tales como gas natural, butano, isobutano, hidrógeno, amoníaco y muchos otros productos petroquímicos. El almacenaje de los productos mencionados en este tipo de recipientes es más económico que en otro tipo de equipos. Dentro de las variantes que pueden presentar los recipientes esféricos se pueden considerar a los reactores esféricos, aunque son casos un tanto especiales.

1.4. COMPONENTES DE LOS RECIPIENTES A PRESION.

Los elementos principales de los recipientes sometidos a presión son, de acuerdo a la figura (A), los siguientes:

1. Cascarón cilíndrico envolvente.
2. Cabezas abombadas en los extremos de la envolvente.
3. Soporte del recipiente (silletas en horizontales y faldón en -- verticales).

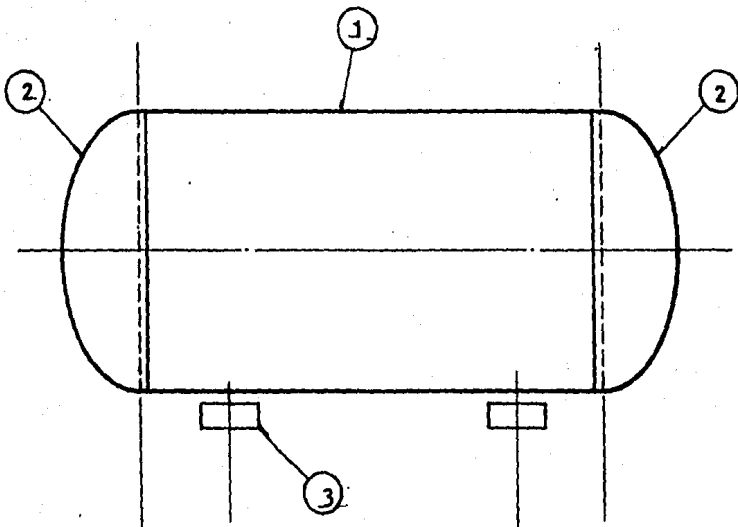


FIGURA (A). ESQUEMA DE LOS ELEMENTOS PRINCIPALES DE UN RECIPIENTE HORIZONTAL.

1.4.1. TIPOS DE CABEZAS.

Dentro de los factores primordiales que intervienen en el diseño y fabricación de recipientes a presión cilíndricos es la forma de cierre de los extremos de las envolventes, la cual podría ser simplemente por medio de placas planas o por cabezas de forma cónica, que no presentan dificultad en su fabricación; sin embargo, debido a la discontinuidad de formas tan marcada que ambas establecen al unirse con la sección cilíndrica de un recipiente, se origina una concentración de esfuerzos considerable en la unión, debido a la presión establecida en dicho recipiente. Si éste incremento de esfuerzos es de tal magnitud que sobrepase al punto de cedencia del acero empleado, la zona debilitada quedará propensa a la ruptura.

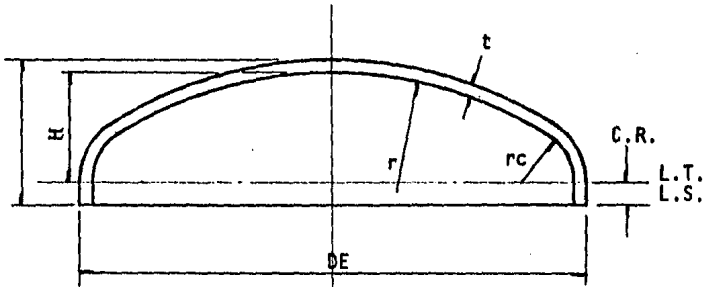
El empleo de cabezas abombadas es el más comunmente usado, ya que este tipo de cabezas presenta una gran reducción al cambio brusco de forma; cuando se ensamblan al cuerpo del recipiente, disminuyendo de esta manera las concentraciones de esfuerzos que se mencionaron. En cambio, el uso de cabezas planas y cónicas es muy poco común y su aplicación se limita únicamente a recipientes con operación de baja presión. En general, todos los recipientes que operan a vacío o que en su espacio de vapor admiten una presión manométrica igual o superior a $0,35 \text{ Kg/cm}^2$, se construyen con cabezas abombadas que pueden adaptarse indistintamente a la sección cilíndrica del recipiente, de tal manera que la presión interior actúe sobre su lado cóncavo o invertidas, en tal forma que la presión se aplique sobre su superficie convexa.

Actualmente se cuenta con varias clases de cabezas o tapas prefabricadas, las cuales son en su mayoría elaboradas de una placa circular plana. El Código ASME, permite utilizar las cabezas que se consideran más típicas, cuyas características se mencionan a continuación.

CABEZAS TORISFERICAS.

Las cabezas torisféricas son un tipo de cabezas abombadas, son emplea-

das cuando las presiones de diseño son relativamente bajas. En la figura (5) se muestra una cabeza torisférica.



$r_c \approx 0.06 DE$ y nunca menor que $3t$
 $r \approx DE$
 L.T. → Línea de tangencia
 L.S. → Línea de soldadura

C.R. → Ceja recta.
 t → Espesor de la cabeza.
 H → Proporcionado por fabricante según Lukens (1).

FIGURA (5). CABEZA TORISFERICA.

La capacidad para presión de la cabeza puede ser aumentada o disminuida por los esfuerzos locales que ocurren en la esquina de transición de la cabeza. Esto se cumple debido a la variación del radio de transición, ya que el Código ASME especifica que el valor de este radio será:

$$r_c \approx CR \approx 0.06r \text{ pero nunca menor que } 3t$$

$$r \approx Do \approx DE$$

Donde: t → Espesor de la cabeza torisférica,

H → Profundidad de la cabeza,

CR → Ceja recta,

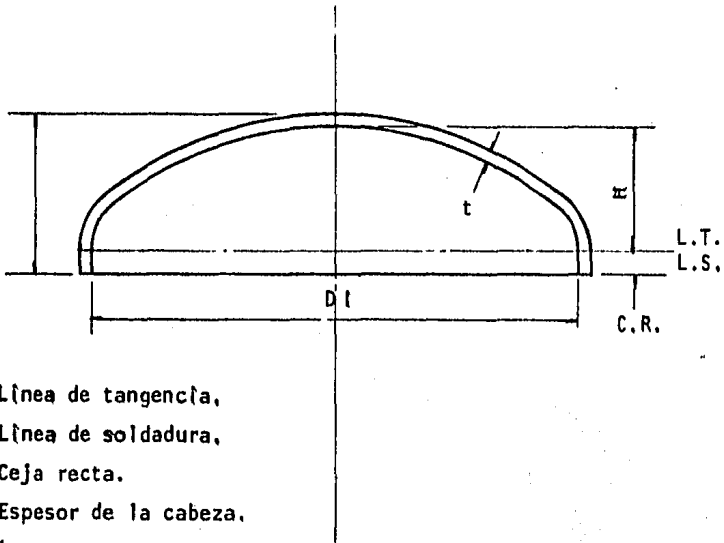
$DE \approx Do$ → Diámetro del cilindro,

r → Radio (interior) de corona.

CR → Radio de transición, el cual tiene la forma de un arco circular.

CABEZAS SEMI-ELIPTICAS.

Se emplean para recipientes de diámetros considerables y que han de funcionar con presiones relativamente altas. Este tipo de cabezas, cuya sección transversal es la de una semi-elipse y cuya relación del eje mayor al eje menor es generalmente 2:1, se ve en la figura 6.



- L.T. → Línea de tangencia,
- L.S. → Línea de soldadura,
- C.R. → Ceja recta.
- t → Espesor de la cabeza.
- $H = D i / 4$

FIGURA (6). CABEZA SEMIELIPTICA.

El esfuerzo en la cabeza es aproximadamente igual al esfuerzo en el cascarón cilíndrico para cuando se tiene en ambos casos una eficiencia del 100% (La eficiencia se considera como un factor de cálculo en el diseño de los espesores), y el esfuerzo en la cabeza es ligeramente mayor cuando se tiene una eficiencia del 85% en las soldaduras longitudinales del cascarón cilíndrico. Sin embargo, la cabeza, por tener integralmente, la ceja recta, que es una parte de cascarón cilíndrico, no podrá ser de menor espesor que el del cilindro. En este tipo de cabezas la profundidad es:

$$H = D i / 4$$

CABEZAS HEMISFERICAS.

A las cabezas hemisféricas se les puede considerar como una variación de cabezas semi-elípticas, en la cual la relación de ejes es la unidad, como puede verse en la figura (7)

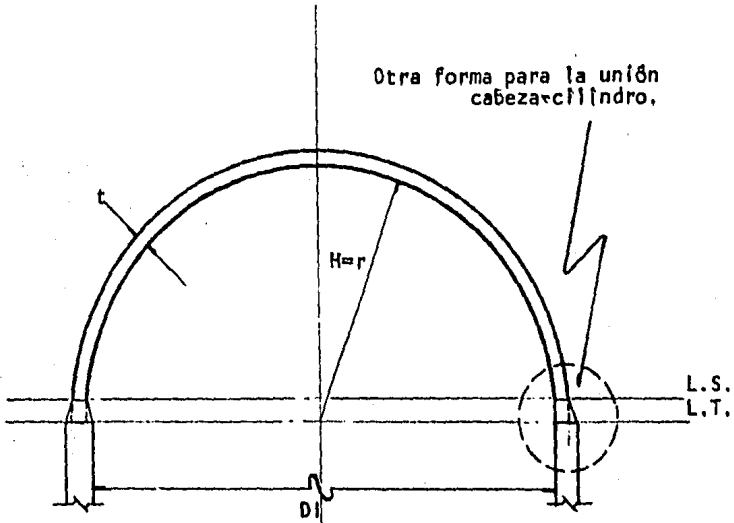


FIGURA (7). CABEZA HEMISFERICA.

Para un espesor dado de una cabeza hemisférica, son más resistentes que los dos tipos anteriores, debido a que son abombadas y podrán resistir aproximadamente 2 veces la presión que una cabeza semi-elíptica 2:1.

Al hacer una combinación de los diferentes tipos de recipientes cilíndricos, con las diferentes formas de cabezas o tapas que existen, se podrá observar que existen una gran variedad de éstos recipientes a presión, con lo cual se tiene para cada combinación un caso particular, y por lo tanto, un diseño también particular.

1.4.2. ELEMENTOS ACCESORIOS.

Los elementos accesorios más usados en los recipientes a presión se

Ilustran en la figura (8), tomando como base una torre fraccionadora de platos,

- 1.- Boquillas
- 2.- Registros
- 3.- Refuerzos de boquillas y registros
- 4.- Platos
- 5.- Soportes de platos
- 6.- Aislamiento
- 7.- Soporte de aislamiento
- 8.- Silletas y anclas
- 9.- Aro base
- 10.- Tubería interior
- 11.- Pescante de tubo
- 12.- Venteos en el faldón
- 13.- Agujeros de acceso en el faldón
- 14.- Grapas para plataformas, escaleras y tuberías
- 15.- Eliminador de remolinos

Pueden considerarse otros accesorios como plataformas, escaleras y tuberías exteriores; y, dependiendo de las condiciones de proceso, se requieren los siguientes accesorios: Cabezas interiores, separadores de malla, sumideros, mamparas, empaques, recubrimiento, etc.

1.5. MATERIALES,

ESPECIFICACION,

Los materiales usados en la fabricación y diseño de recipientes a presión, están regidos también por un Código, en este caso, la A.S.T.M. -- (American Society for Testing and Materials) y la A.W.S. (American Welding Society), que son autoridades máximas en materiales y soldaduras, respectivamente,

El Código ASME, que reglamenta el diseño y fabricación de recipientes a presión, reglamenta también los materiales a usar, tomando en este caso

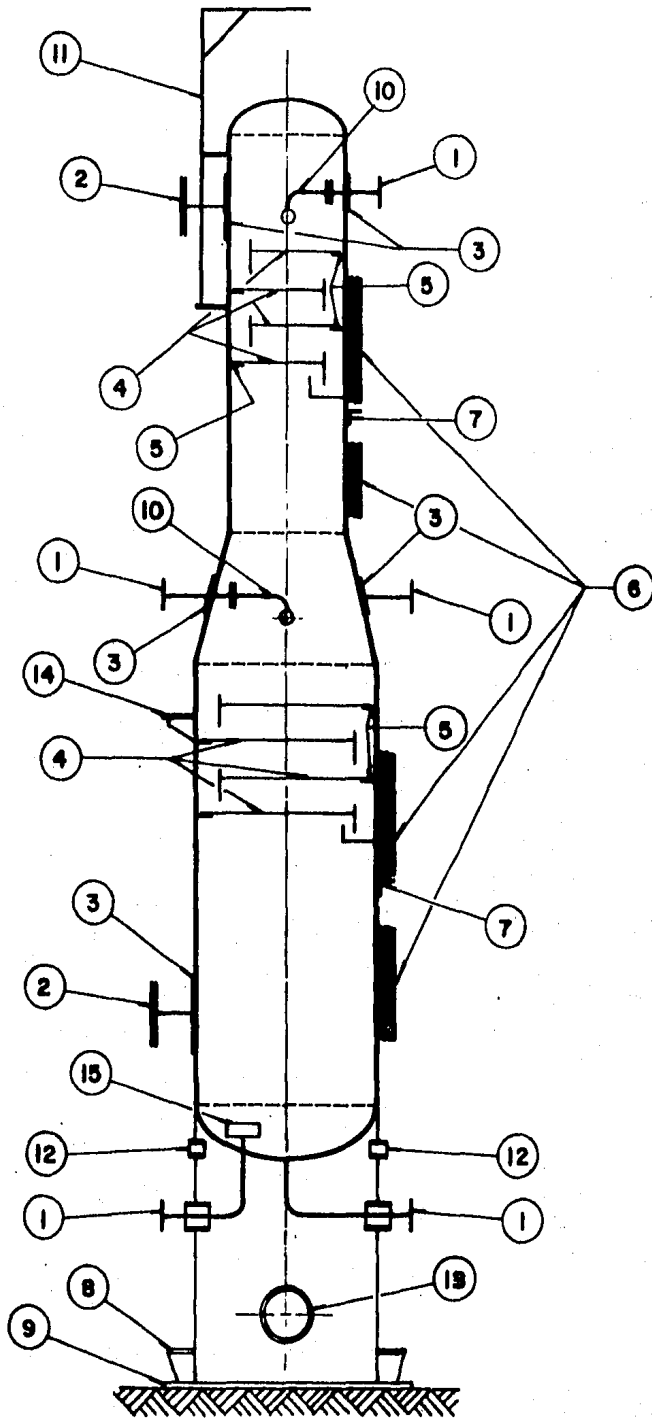


FIGURA (8) ACCESORIOS MAS USADOS EN LOS RECIPIENTES A PRESION.

so, los métodos y pruebas. Estas Asociaciones trabajan en cooperación - desde hace más de cincuenta años. Lo mismo ocurre con los materiales de soldadura de la A, W, S,

La sección VIII del Código ASME, proporciona una relación de todos los - materiales que pueden emplearse en la construcción de recipientes a presión, con sus respectivos esfuerzos máximos permisibles a distintas temperaturas (Partes UCS, aceros al carbón, UNF no ferrosos, UHA aceros - aleados, UCI hierro fundido, UCL Clad y recubrimientos, UCD aceros dúctiles, UHT aceros ferríticos), así como las partes y condiciones a que - pueden ser usados y procesados.

Entre los aceros más empleados actualmente en la construcción de recipientes a presión, está el SA-285-C, el cual es muy dúctil y fácil de formar, soldar y maquinar, además de ser económico y fácil de encontrar en el mercado, es el indicado para temperaturas moderadas (de 18.3°C a 345°C). En caso de altas temperaturas se usa el SA-515-70 (de 18.3°C a 413°C), para reducir espesores, el cual es también de fácil fabricación, pero más caro que otros aceros.

Para el caso de temperaturas más altas, hasta 566°C, se puede usar el SA-387 (1 1/4 % Cr y 1/2 Mo.) y para temperaturas criogénicas el SA-516 que se puede usar de -45.5°C a 15°C.

TIPOS DE RECUBRIMIENTO.

La práctica de los recubrimientos tiene una gran aplicación en el diseño y fabricación de los recipientes, dado que existen procesos muy corrosivos y puede aplicarse por tres métodos generalmente: LINING, CLAD Y OVERLAY. El primero se realiza colocando placas de recubrimiento sobre el metal base, por medio de tapones de soldadura, colocados triangularmente y soldando con cordones los extremos de las placas. Cabe mencionar que este método está siendo eliminado debido a que no es muy práctica su fabricación y mantenimiento.

El segundo método, que es el que actualmente se usa para recubrimientos, consiste de la unión de dos placas que proporcionen una placa integral

entre el metal base y el recubrimiento. El tercer método (el más caro), consiste de colocar soldadura en todo el cuerpo del recipiente hasta cubrir el espesor del recubrimiento necesario. (En la parte UCL del Códígo se incluyen los recubrimientos de placa para usarse, CLAD),

CAPITULO II

DISEÑO Y CALCULOS

II. DISEÑO Y CALCULOS.

II.1. DEFINICION DE TERMINOS.

a) TEMPERATURA DE DISEÑO (T)

Esta temperatura deberá ser como mínimo la temperatura media - del metal, a través del espesor a las condiciones de operación esperadas. La temperatura del metal podrá ser determinada por medición directa de un equipo que trabaje a condiciones similares; o bien, mediante computadora, usando un método de transmisión de calor. Cuando menos deberá ser la temperatura máxima de operación, más un incremento de 14°C ,

b) PRESION DE DISEÑO (P)

Es la presión coincidente con una temperatura especificada a - las condiciones de operación predeterminadas más severas, para calcular el espesor de pared o las características físicas de las diferentes partes de un recipiente, usando el valor que resulte mayor de la presión de operación más un 15.5% ó más 2.11 Kg/cm^2 .

c) ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (S)

Es el máximo esfuerzo unitario permitido para cualquier material específico que puede ser usado en las fórmulas para el diseño del recipiente. Para recipientes de almacenamiento, el - máximo esfuerzo permisible de trabajo es considerado aproximadamente como un tercio del esfuerzo último a la tensión del material; este es un factor de seguridad que se emplea en cargas estáticas en el material. Este esfuerzo es calculado con la - suposición de que el tanque se llena con agua a 15.5°C ,

d) CORROSION PERMISIBLE (C)

Este es otro factor muy importante en la determinación de los espesores del recipiente. El método consiste en agregar un sobre-espesor al determinado por el cálculo tomando en consideración lo corrosivo que es el fluido que ha de manejar el equipo. Esta corrosión, con el tiempo disminuirá el espesor y aumenta-

rá a la vez el diámetro del recipiente, modificando su resistencia. Por esto, se deben considerar las condiciones más críticas para el diseño.

e) EFICIENCIA LONGITUDINAL (EL)

Eficiencia de una junta soldada o eficiencia longitudinal, es la expresada como una cantidad decimal y se utiliza en el diseño de juntas como un factor por el que hay que multiplicar el valor del esfuerzo máximo permisible para obtener el esfuerzo permisible apropiado.

f) PRESTION EXTERIOR DE SEGURIDAD (P.E.S.)

Es la máxima diferencia entre el interior y el exterior del recipiente, cuando éste es vaciado o succionado. Cuando se considera un vacío total, se asume el valor de $1,05 \text{ Kg/cm}^2$ que es la presión de una atmósfera. Cuando se considera un vacío parcial, el valor que se asume es de $0,17 \text{ Kg/cm}^2$, esto es, siempre que no se considere el vacío total, ya que todo equipo, en un momento dado, puede estar sujeto a presión de vacío.

g) PRESTION MAXIMA PERMISIBLE DE TRABAJO (PMPT)

Es la máxima presión manométrica permitida a una temperatura especificada en la parte superior del recipiente durante la operación normal de éste, cuando ha sido instalado en su posición correcta de operación. Esta presión estará fijada por los espesores nominales de cada elemento del recipiente, sin considerar los espesores adicionales por corrosión u otras cargas así como los valores de los esfuerzos máximos permisibles de los materiales conforme a las reglas y fórmulas aplicables para el diseño y construcción de estos recipientes.

Esta presión es la base para el ajuste de los dispositivos de relevo de presión, instalados para protección del recipiente.

h) PRESTION DE PRUEBA HIDROSTATICA (PPH)

Es la presión a la cual el recipiente diseñado por presión interior, deberá ser sometido para su chequeo, con un valor de por

lo menos 1,5 veces la presión máxima permisible de trabajo o de diseño, multiplicada por la relación menor del esfuerzo de trabajo (S) a la temperatura de prueba del recipiente y el esfuerzo de trabajo (S) a la temperatura de diseño.

t) PRESION DE OPERACION

Es la presión en la parte superior del recipiente cuando se tiene una operación normal. Esta presión no debe exceder de la presión máxima permisible de trabajo y generalmente se mantiene abajo de la presión de ajuste del dispositivo de relevo para evitar la apertura frecuente de este dispositivo,

j) TEMPERATURA DE OPERACION

Temperatura que puede ser mantenida en el metal de la pared del recipiente para una operación específica,

k) RELEVADO DE ESFUERZOS,

Calentamiento uniforme de una pieza o parte de ella a una temperatura inferior a la crítica durante un tiempo suficiente y seguido de un enfriamiento uniforme y controlado con el fin de eliminar la mayor parte de los esfuerzos residuales,

l) RADIOGRAFIADO

Proceso que consiste en hacer pasar radiaciones electrónicas a través de un objeto, obteniendo sobre una película el registro del estado interno de dicho objeto,

m) INSPECCION ULTRASONICA

Método no destructivo para localización e identificación de fallas internas por la detección de la reflexión que el material produce a las vibraciones ultrasónicas emitidas por un aparato,

n) INSPECCION CON LIQUIDO PENETRANTE

Método de inspección no destructivo, utilizado para detectar discontinuidades abiertas a la superficie del material. Las discontinuidades típicas detectables por este método son: Grietas

tas, fracturas, escamas, solapaduras, oquedades y laminaciones.

11.2. DATOS DE DISEÑO

Los datos de diseño se obtienen considerando las condiciones de operación del equipo, modificadas por los criterios anteriores,

La temperatura de diseño es un dato muy importante, ya que de acuerdo a ésta, se elige el material de construcción,

Ahora bien, el tipo de cabezas se elige tomando en consideración aspectos tales como: Diámetro del cilindro a que estarán unidas; la presión de diseño, espesor estimado y limitaciones por la forma requerida. Por lo general, se están usando actualmente seis tipos de cabezas: Hemisféricas, elípticas, torisféricas, planas, cónicas y toricónicas; siendo las tres primeras las más comunmente usadas en los equipos de proceso. Cuando la forma requerida del equipo no es rigurosa, la selección del tipo de cabeza radica únicamente en la presión y el diámetro, así, para presiones bajas y diámetros pequeños, se recomiendan cabezas torisféricas con espesores no mayores a 2,54 cm. Comercialmente se fabrican con dimensiones exteriores, lo que deberá tomarse en cuenta para el diseño. Cuando los espesores no excedan de 5.1 cm., se recomienda usar cabezas elípticas y cuando la presión no es arriba de 42 Kg/cm^2 y el diámetro es considerable, normalmente el espesor del cilindro y el de la cabeza elíptica coinciden; de no ser así, se aplica el criterio de igualar dichos espesores. Por lo general, cuando la presión es alta y el espesor es grande, se opta por usar cabezas hemisféricas; en general, el espesor de este tipo de cabezas es de la mitad del de el cilindro; para un espesor dado, las cabezas hemisféricas son más resistentes que los dos tipos anteriores, debido a su forma más abombada y pueden soportar dos veces la presión que soporta una cabeza elíptica.

11.3. DISEÑO POR PRESION INTERIOR

El diseño de recipientes sometidos a presión interior consiste básicamente

mente del cálculo de los espesores del cilindro y las cabezas, basándose en la parte UG de la sección VIII división 1 del Código ASME, donde se indican las fórmulas y parámetros que han de considerarse.

a) ESPESOR EN EL CILINDRO:

En la parte UG 27, se indican las fórmulas a usar para el cálculo de los espesores en el cilindro,

A continuación se hará un análisis general del procedimiento para obtener dichas fórmulas.

ESFUERZO EN UN CILINDRO DE PARED DELGADA EN BASE A LA TEORÍA DE LA MEMBRANA. Una ecuación simple para determinar el mínimo espesor de un recipiente cilíndrico de pared delgada sometido a presión interior, puede ser como sigue:

La figura (9) muestra un diagrama que representa un recipiente cilíndrico de pared delgada, en el cual, un esfuerzo S uniforme, actúa sobre la pared como resultado de la presión interior. La nomenclatura usada es:

- L → Longitud
- D → Diámetro interior
- t → Espesor del cascarón
- P → Presión interior

ESFUERZO LONGITUDINAL.

Si limitamos el análisis a esfuerzos por presión únicamente, la fuerza longitudinal, F resultante, debida a una presión interior P , actuando en un espesor t delgado, de un cilindro de longitud L , y diámetro D , es:

F = Fuerza que propicia la ruptura del recipiente en dirección al eje geométrico.

$$F = \frac{P \pi D^2}{4} \quad \gamma,$$

a → Area de metal resistente a la ruptura longitudinal

$$a = t \pi D$$

Por lo tanto,

$$s = \text{esfuerzo} = \frac{F}{a} = \frac{P\pi D^2/4}{t\pi D}$$

$$s = \frac{PD}{4t}, \text{ o bien, } t = \frac{PD}{4s} \dots \dots \dots (1)$$

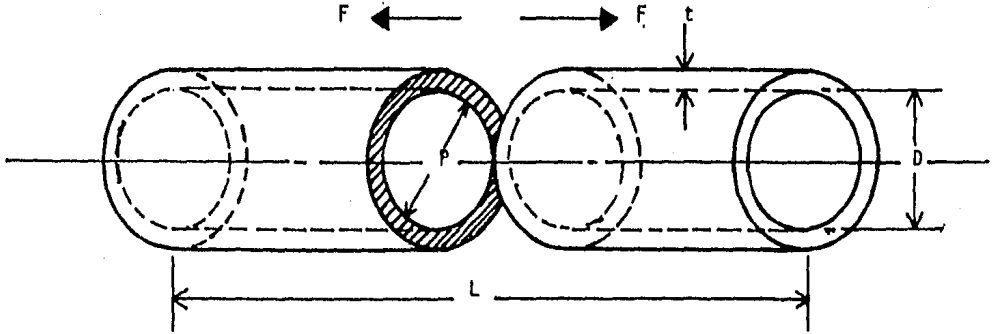


FIGURA (9). FUERZAS LONGITUDINALES ACTUANDO SOBRE UN CILINDRO BAJO PRESION INTERIOR.

ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL.

Si nos referimos a la figura (10) y consideramos el esfuerzo - circunferencial causado por la presión interior únicamente, podemos desarrollar el siguiente análisis.

F → Es la fuerza que propicia la ruptura del recipiente en dirección circunferencial,

$$F = PDL$$

a → Area de metal resistente a la ruptura circunferencial.

$$a = 2 \cdot tL \quad \text{y,}$$

$$s = \text{esfuerzo} = \frac{F}{a} = \frac{PDL}{2tL}$$

$$s = \frac{PD}{2t}, \text{ o bien, } t = \frac{PD}{2s} \dots \dots \dots (2)$$

Una comparación entre las ecuaciones (1) y (2) muestra que para un esfuerzo permisible específico, diámetro determinado, y una presión dada, el espesor requerido a partir de la ecuación (2) es el doble del requerido por la ecuación (1), por lo tanto, el espesor determinado a partir de la ecuación (2) es el que gobierna. A ésta ecuación se le conoce como la "ecuación de la pared delgada (thin walled equation)" y es referenciada en varios códigos para recipientes. Estas ecuaciones no contemplan la corrosión permisible ni el factor de debilidad generado en las juntas soldadas (Eficiencia longitudinal),

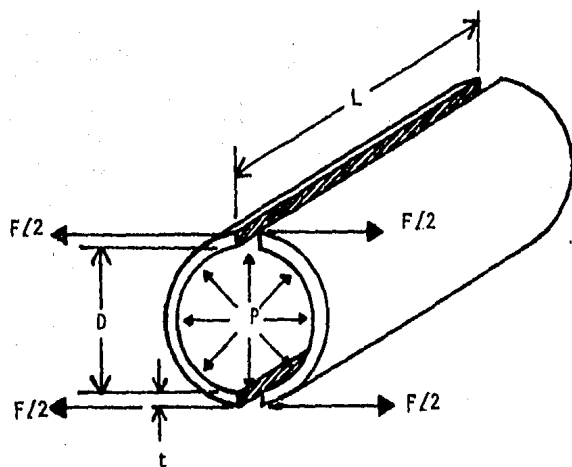


FIGURA (10). FUERZAS CIRCUNFERENCIALES ACTUANDO SOBRE UN CILINDRO DELGADO BAJO PRESION INTERNA.

EFICIENCIA LONGITUDINAL Y CORROSION PERMISIBLE.

En un tanque atmosférico de almacenamiento, la junta soldada es raramente relevada de esfuerzos y radiografiada, pero la costura de soldadura puede no ser tan resistente como el resto del material rolado. Basándose en la experiencia, se ha agregado un factor de eficiencia en las juntas, tomando en cuenta la debilidad del material en las partes soldadas. Dicho factor puede ser igual o menor a la unidad, dependiendo del tipo de soldaduras en su construcción por diferentes Códigos.

El sobre-espesor \bar{C} , que contempla la corrosión, es agregado al espesor calculado y el espesor usado será el valor de la suma redondeando a el espesor nominal de placa inmediato superior,

Así, las ecuaciones afectadas por la eficiencia longitudinal (E), y la corrosión (C), quedan:

$$t = \frac{PD}{2SE} + C \quad \dots \dots \dots (3)$$

ECUACION MODIFICADA,

El Código ASME amplía el rango de aplicación de esta ecuación mediante una modificación empírica, agregándole una constante \bar{r} igual a 0,6. A ésta nueva ecuación se le conoce con el nombre de "Ecuación de la membrana modificada por el ASME", resultando como sigue:

$$\frac{S}{P} = \frac{1}{K-1} + 0,6$$

Donde:

S → Esfuerzo máximo de trabajo permisible,

P → Presión interior

$$K = \frac{D_o}{D}$$

D → Diámetro interior sin considerar corrosión,

D_o → Diámetro exterior

Así pues, reordenando y agregando la corrosión y la eficiencia longitudinal, la ecuación nos queda:

$$t = \frac{PD}{2(SE-0.6P)} + C, \quad \text{ó} \quad t = \frac{PR}{SE-0.6P} + C \quad \dots \dots (4)$$

Donde:

$$R = \frac{D}{2}$$

b) CALCULO DE ESPESORES EN LAS CABEZAS POR PRESION EN SU LADO CONCAVO.

Para cada tipo de cabeza existe una diferente fórmula para el cálculo de los espesores, la cual estará basada en el Párrafo UG-32 (cabezas formadas con presión sobre el lado cóncavo).

CABEZAS ELIPTICAS 2:1

La fórmula para este tipo de cabezas es la siguiente:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} \dots \dots \dots (5)$$

en donde:

$$E = 100 \%$$

CABEZAS TORISFERICAS.

El espesor requerido de una cabeza torisférica en donde el radio de transición "r" es el 6% del radio de la corona "L", será determinado por:

$$t = \frac{0.885 PL}{SE - 0.1P} \dots \dots \dots (6)$$

NOTA: El radio de la corona no será mayor que el diámetro exterior de la cabeza en la parte de la ceja recta. El radio de transición no será menor que el 6 % del diámetro exterior y en ningún caso menor que 3 veces el espesor de la cabeza.

Cuando la cabeza torisférica no caiga dentro de los límites mencionados, siendo esto ya un caso común, se recurre a la siguiente fórmula:

$$t = \frac{PLM}{2SE - 0.2P} \dots \dots \dots (7)$$

en donde:

"M" es un coeficiente de intensificación de esfuerzos quedando:

$$M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right)$$

Los valores numéricos de "M" están tabulados en la tabla UA-4,2 dependiendo de la relación $\frac{L}{r}$. Los valores de "L" y "r", se encuentran en catálogos comerciales de fabricantes.

Se puede concluir que para valores de $\frac{L}{r} = 16 \frac{2}{3}$ se usará la fórmula N.º 6 y en donde $L/r < 16 \frac{2}{3}$ se usará la fórmula N.º 7

TABLA UA - 4,2
Valores del Factor "M"

$\frac{L}{r}$	1,0	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00	3,25	3,50
M	1,00	1,03	1,06	1,08	1,10	1,13	1,15	1,17	1,18	1,20	1,22
$\frac{L}{r}$	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0
M	1,25	1,28	1,31	1,34	1,36	1,39	1,41	1,44	1,46	1,48	1,50
$\frac{L}{r}$	9,5	10,00	10,5	11,0	11,5	12,0	13,00	14,0	15,0	16,00	16 2/3
M	1,52	1,54	1,56	1,58	1,60	1,62	1,65	1,69	1,72	1,75	1,77

CABEZAS HEMISFERICAS,

Cuando el espesor de una cabeza hemisférica no excede de $0,356 L$, o P no excede de $0,665 SE$, las fórmulas siguientes se aplicarán:

$$t = \frac{PL}{2SE} = 0,2P \quad \dots \dots \dots (8)$$

11.4. ESPESORES EN RECIPIENTES SOMETIDOS A PRESION EXTERNA,

Para los recipientes destinados a trabajar bajo presión externa, se considerará una presión exterior de diseño (P) de $1,05 \text{ Kg/cm}^2$ y para los

que no tengan esa condición se considera $0,17 \text{ Kg/cm}^2$, ya que todos los recipientes en operación en un momento dado pueden estar sujetos a un vacío parcial, por lo que la mayoría de los cálculos de recipientes no deben estar exentos del diseño por presión exterior de seguridad.

CALCULO DE ESPESORES DE CASCARONES POR PRESION EXTERNA.

Las reglas para el diseño de cascarones sometidos a presión externa se limitan a los de forma cilíndrica (con o sin anillos de refuerzo), tubos esféricos. Tres formas típicas de cascarones cilíndricos se muestran en la figura (11). Las gráficas usadas para determinar el espesor mínimo requerido, están dadas en el Apéndice V del Código.

La terminología descrita abajo, es la usada en los cálculos

A = Factor determinado de la Fig. UGQ-28,0 del Código,

E = Factor determinado de las gráficas del material aplicable en el -- Apéndice V del Código, para la temperatura de diseño máxima del metal,

D_o = Diámetro exterior del cascarón,

E = Módulo de elasticidad del material a la temperatura de diseño (para este valor ver las gráficas de los materiales aplicables en -- Apéndice V),

L = Longitud de diseño de una sección del recipiente, considerando la mayor de las siguientes:

Primera.- La distancia entre líneas de Tangencia más $1/3$ de la profundidad de cada cabeza; si no hay aros atiesadores.

Segunda.- La mayor distancia centro a centro entre dos aros atiesadores adyacente, y

Tercera.- La distancia desde el centro del primer aro atiesador a la línea de tangencia de la cabeza más cercana, más $1/3$ de la profundidad de la cabeza.

P = Presión exterior de diseño,

$P_{\text{máx}}$ = Valor calculado de la máxima presión exterior permisible para el -- valor de t.

t = Mínimo espesor requerido de un cascarón cilíndrico o tubo excluyendo la corrosión.

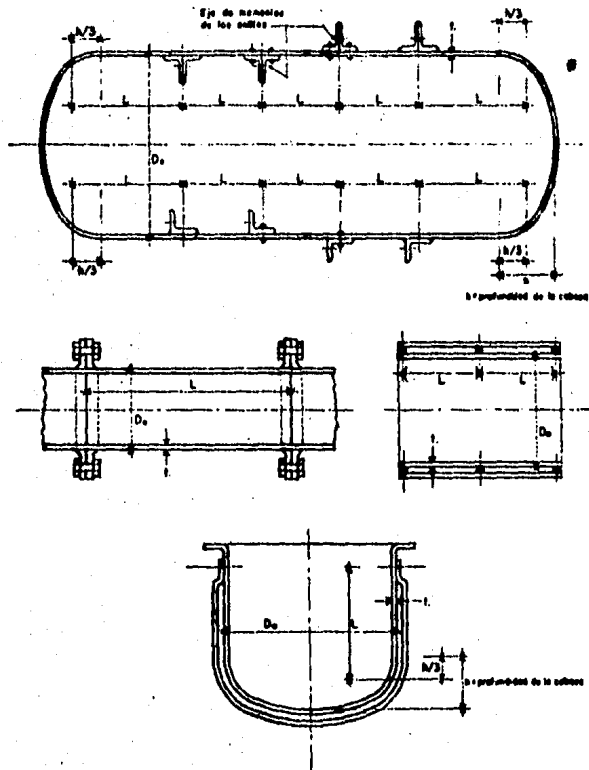


FIG. 11. Representación diagramática de las variables de diseño para recipientes cilíndricos sujetos a presión externa.

1. Con el valor de t , obtenido por el diseño de presión interior, calcular las relaciones L/D_o y D_o/t ,
2. Entrar a la Fig. UG0-28,0, en Apéndice V con el valor de L/D_o y determinar el valor del factor A,
3. Con el valor de A, entrar a la gráfica del material aplicable en el Apéndice V y determinar el valor del factor B,
4. Con el valor de B, calcular el valor de la presión máxima exterior permisible, P_a , usando la siguiente fórmula:

$$P_a = \frac{4 B}{3(D_o/t)} \dots \dots \dots (9)$$

5. Para valores de A, que caigan a la izquierda de la línea material/temperatura aplicable, el valor de P_a , puede ser calculado usando la siguiente fórmula:

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

6. Comparar el valor calculado de P_a con P. Si P_a es menor que P, el procedimiento de diseño deberá repetirse aumentando el espesor y/o disminuyendo L con anillos atiesadores hasta que P_a , sea mayor o igual a P,

AROS DE REFUERZO PARA CASCARONES CILINDRICOS BAJO PRESION EXTERNA.

Recipientes a los cuales se les coloque aros de refuerzo deberán seguir los siguientes lineamientos:

Para el cálculo de los aros de refuerzo se parte normalmente de un aro supuesto de sección rectangular al cual se le pueden dar como dimensiones en la base, el espesor del recipiente, el peralte 10 veces el espesor.

En estas dimensiones se podrá calcular un momento de inercia el cual deberá ser mayor que el momento de inercia requerido, calculándose éste con la siguiente expresión:

$$I_s = \frac{D_o^2 L_s(t + A_s/L_s)A}{14}$$

I_s = Momento de inercia requerido de los aros de refuerzo con res

pecto a su eje neutral paralelo al eje de la evolvente cm^4 .

A_s = Área transversal de la sección del anillo de refuerzo (cm^2).

A = Factor determinado en las gráficas del Apéndice V para el material del anillo de refuerzo correspondiente al factor B y a la temperatura de diseño.

B = Factor determinado de las gráficas del Apéndice V,

L_s = La mitad de la distancia de la línea de centro del anillo de refuerzo a la siguiente línea de soporte en un lado, más la mitad de la distancia de la línea de centro del anillo de refuerzo a la siguiente línea de soporte en el otro lado del anillo de refuerzo, ambos medidos paralelamente al eje del cilindro.

El momento de inercia para un anillo de refuerzo será determinado por el siguiente procedimiento:

- 1 Considerando que el cascarón ha sido diseñado y D_o , L_s y t son como se han descrito, proponer un anillo atesador a usar y determinar su sección transversal A_s . Entonces calcule el factor B , usando la siguiente fórmula:

$$B = 3/4 \left[\frac{PD_o}{t + A_s/L_s} \right]$$

- 2 Entre al lado derecho de la gráfica del material aplicable en el Apéndice V, con el valor de B calculado y determine el valor del factor "A".
- 3 Para valores de B que caigan en el extremo inferior (z izquierdo de la línea material/temperatura, a la temperatura de diseño, el valor de A , puede ser calculado usando la fórmula: $A = 2B/E$.
- 4 Calcule el valor del momento de inercia requerido de la fórmula para I_s .
- 5 Calcule el momento de inercia disponible usando la sección correspondiente al que se calculó en el paso 4.
- 6 Si el momento de inercia requerido es mayor que el seleccionado en el paso 1, una nueva sección con un momento de inercia mayor deberá ser seleccionado y un nuevo momento de inercia determinado. Si el momento de inercia requerido es menor del de la sección seleccionada, el cálculo será satisfactorio.

ESPORES DE CABEZAS POR PRESTON EXTERIOR (PRESTON SOBRE EL LADO CONVEXO)

El cálculo del espesor requerido en el punto más delgado después de formadas las cabezas elípticas y torisféricas así como las hemisféricas, todas bajo presión externa se describirán, basándose en la siguiente nomenclatura:

D_o = Diámetro exterior de la caja recta de la cabeza.

K_j = Factor dependiente de las proporciones de la cabeza elipsoidal (en la Tabla UG-37).

R = Para cabezas hemisféricas, el radio interior en las condiciones corroídas.

R = Para cabezas elípticas el radio esférico interior equivalente tomado como $K_j D_o$ en las condiciones corroídas.

R = Para cabezas torisféricas, el radio interior de la parte de la corona de la cabeza en las condiciones corroídas.

t = Espesor mínimo requerido sin considerar corrosión (cm)

a) CABEZAS HEMISFERICAS. El espesor requerido de una cabeza hemisférica teniendo presión sobre el lado convexo se calculará con el siguiente procedimiento:

1. Proporcionar el valor de t obtenido en el cálculo por presión interior y calcular el valor del factor A , usando la siguiente fórmula:

$$A = \frac{0,125}{(R/t)}$$

2. Usando el valor de A entre la gráfica del material aplicable en el Apéndice V, y obtener el factor "B"

3. Usando el valor de B , calcular el valor de la presión máxima exterior permisible, P_a , usando la siguiente fórmula:

$$P_a = \frac{B}{(t/R)}$$

4. Para valores de A , que caigan a la izquierda de la línea material/temperatura, aplicable el valor de P_a , puede ser calculado usando la siguiente fórmula:

$$P_a = \frac{0,062 E'}{(R/t)^2}$$

Donde E' es el módulo de elasticidad del material obtenido de las gráficas UCS.

5 Compare P_a obtenida con P . Si P_a es menor que P , seleccionar otro valor de t y repetir el procedimiento de diseño hasta obtener un valor de P_a mayor o igual al valor de P .

b) CABEZAS ELIPTICAS, El espesor requerido de una cabeza elíptica teniendo presión sobre su lado convexo, no será menor que el determinado por el siguiente procedimiento:

1 Proponer un valor de t y calcular el valor del factor A , usando la siguiente fórmula:

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

2 Usando el valor de A , seguir el mismo procedimiento antes descrito para cabezas esféricas.

c) CABEZAS TORISFERICAS, El espesor requerido de una cabeza torisférica teniendo presión sobre su lado convexo no será menor que el determinado por el mismo procedimiento de diseño usado para cabezas elípticas, usando un valor apropiado de R .

TABLA UG 37

VALOR DE FACTOR K_j DE RADIOS ESFERICOS

Radio esférico equivalente = $K_j D$; $D/2h$ = relación de ejes.

$D/2h$	3.0	2.8	2.6	2.4	2.2
K_j	1.36	1.27	1.18	1.08	0.99
$D/2h$	2.0	1.8	1.6	1.4	1.0
K_j	0.90	0.81	0.73	0.65	0.5

11.5 PRESION MAXIMA PERMISIBLE DE TRABAJO.

La presión máxima permisible de trabajo para un recipiente, es la presión máxima permisible en el elemento más débil del recipiente en condiciones corroídas, bajo el efecto de una temperatura de diseño, en condiciones normales de operación y bajo los efectos de otras cargas, las cuales se agregan a la presión interna. Concretando lo anterior, es el menor de los valores encontrados para la presión máxima permisible de

trabajo para cualquiera de las partes esenciales del recipiente,

Fórmulas usadas para el cálculo de la presión máxima de trabajo permisible,

$$P = \frac{SEt}{R + 0,6t} \text{ (Cascarón referido a diámetro interior)}$$

$$P = \frac{2 SEt}{R + 0,2t} \text{ (Cabeza hemisférica)}$$

$$P = \frac{2SEt}{D + 0,2t} \text{ (Cabeza elíptica 2:1)}$$

$$P = \frac{SEt}{0,885L + 0,1t} \text{ (Cabezas torisféricas ASME cuando L/r = 16 2/3),}$$

$$P = \frac{2 SEt}{LM + 0,2t} \text{ (Cabezas torisféricas ASME cuando L/r < 16 2/3)}$$

11.6 PRESION DE PRUEBA HIDROSTATICA,

Todos los recipientes diseñados por presión interna deberán sujetarse a una prueba hidrostática, la cual deberá aplicarse en cualquier punto del recipiente con un valor de por lo menos 1 1/2 veces la presión máxima permisible de trabajo o de diseño multiplicada por la relación menor del esfuerzo de trabajo "S" a la temperatura de prueba del recipiente y el esfuerzo de trabajo S a la temperatura de diseño, o sea que, si el valor del esfuerzo del material del recipiente a la temperatura de diseño es menor que a la temperatura de prueba, la presión de prueba hidrostática deberá incrementarse proporcionalmente. En este caso, la presión de prueba será:

$$1.5 \times \left[\begin{array}{l} \text{Pres. Máx. Permisible} \\ \text{de trabajo (ó presión} \\ \text{de diseño)} \end{array} \right] \times \left[\frac{\text{Valor de "S" a la Temp. de Prueba,}}{\text{Valor de "S" a la Temp. de Diseño,}} \right]$$

NOTA: En todos los casos el valor de la presión máxima permisible para el cálculo de la presión de prueba hidrostática será cuando el recipiente esté nuevo y frío.

Fórmulas aplicables para el cálculo de la presión de prueba hidrostática.

ca.

Las fórmulas siguientes estarán afectadas por la siguiente relación:

$\frac{\text{Valores del Esfuerzo "S" a la Temperatura de Prueba}}{\text{Valores del esfuerzo "S" a la Temperatura de Diseño}}$

En caso de haber más de una temperatura de diseño, se usará la menor de las relaciones calculadas,

$$P = 1.5 \frac{SEt}{R + 0.6t} \text{ (Cascarón referido a Diámetro Interior),}$$

$$P = 1.5 \frac{2SEt}{D + 0.2t} \text{ (Cabeza elíptica)}$$

$$P = 1.5 \frac{2SEt}{R + 0.2t} \text{ (Cabeza hemisférica)}$$

$$P = 1.5 \frac{SEt}{0.885L + 0.1t} \text{ (Cabezas torisféricas ASME cuando } L/r = 16 \text{ 2/3)}$$

$$P = 1.5 \frac{2 SEt}{LH + 0.2t} \text{ (Cabezas torisféricas ASME cuando } L/r < 16 \text{ 2/3).}$$

11.7. SELECCION DE BOQUILLAS.

El ANSI (AMERICAN NATIONAL STANDARD INSTITUTE), ha elaborado tabulaciones, donde se encuentran enlistadas las presiones de trabajo permisibles en boquillas y registros, las cuales dependen de: la temperatura de operación, el material utilizado y el rango de las bridas, así mismo, proporciona las presiones de prueba hidrostática en frío.

Para la selección del rango apropiado de boquillas y registros, se deben considerar la presión de trabajo permisible en el recipiente, y la temperatura de diseño, así como su presión de prueba hidrostática. Las presiones para las boquillas y registros encontradas en el manual del ANSI, deberán ser por lo menos iguales a las gobernantes en el resto del recipiente.

11.8. REFUERZOS EN ABERTURAS.

En los lugares donde se colocan boquillas y registros, se hacen aberturas que pueden ser circulares, elípticas o alargadas. Debido a estas aberturas, la mayoría de las veces se requiere de agregar material en una determinada zona cercana a la abertura para evitar fallas debidas al debilitamiento generado. Cuando se trata de aberturas de diámetros pequeños, no se requiere del refuerzo mencionado, si se colocan en recipientes no sujetos a fluctuaciones rápidas de presión y si no son mayores de:

3 pulg. (76 mm.) en el diámetro del tubo, en recipientes de $3/8''$ (20 mm.) de espesor y menores.

2 pulg. (51 mm.) en el diámetro del tubo, en recipientes mayores a $3/8''$ (10 mm.) de espesor.

Para aberturas mayores a las anteriores, el requerimiento principal es -- que alrededor de la abertura el recipiente se refuerce con una cantidad igual de metal a la que ha sido eliminada por la abertura. El refuerzo puede ser una parte integral del recipiente y la boquilla o puede ser un parche de refuerzo adicional.

No se requiere de ningún cálculo para determinar el área de refuerzo, ya que considerando el criterio anterior, la abertura queda excedida en refuerzo y se economiza tiempo de Ingeniería, sin embargo, se pueden tomar en cuenta los siguientes requerimientos:

- No es necesario reemplazar la cantidad de material removido, sino solamente la requerida para resistir la presión interna.
- La placa usada y el cuello de la boquilla generalmente son más gruesos que el que realmente se requiere de acuerdo a los cálculos. El exceso en la pared del recipiente A_1 y la pared de la boquilla A_2 sirve como refuerzo. De la misma manera la extensión interna de la abertura A_3 y el área de la soldadura A_4 puede también ser tomada en cuenta como refuerzo.
- El refuerzo debe estar dentro de un cierto límite.
- El área del refuerzo debe ser proporcionalmente aumentada si el valor de su esfuerzo es menor que el de la pared del recipiente.

El área transversal del refuerzo entonces será;

El área requerida por el cascarón o cabeza para resistir la presión interna, (A). Si la suma de las áreas disponibles para refuerzo dentro de los límites $(A_1 + A_2 + A_3 + A_4)$ es igual o mayor que el área reemplazada (A), la abertura es adecuadamente reforzada, de lo contrario la diferencia debe ser proporcionada por medio de un parche de refuerzo (A_5) .

El área total de la sección transversal del refuerzo (A) bajo presión interna no será menor que:

$$A = d \times t_r$$

d = Diámetro interior de la abertura en las condiciones corroidas,

t_r = El espesor requerido de un cascarón o cabeza,

Las áreas disponibles como refuerzo serán:

A_1 = Área del espesor en exceso en la pared del recipiente,

$$A_1 = \begin{cases} = (E_1 t - t_r) d & \text{El valor mayor es el área} \\ = (E_1 t - t_r) (t_n + t) 2 & \text{disponible para refuerzo.} \end{cases}$$

A_2 = Área del espesor en exceso en la pared de la boquilla,

Considerando elemento de refuerzo:

$$A_2 = \begin{cases} = (t_n - t_{rn}) 5t \text{ SN/Sy} \\ = (t_n - t_{rn}) (2.5t_n + t) 2 \text{ SN/Sy} \end{cases} \quad \begin{array}{l} \text{El valor menor es el área} \\ \text{disponible para el refuer} \\ \text{zo, (SN, esf, máx. perm, de} \\ \text{la boquilla, Sy, esf, máx.} \\ \text{perm, del recipiente).} \end{array}$$

Sin considerar elemento de refuerzo:

$$A_2 = \begin{cases} = (t_n - t_{rn}) 5t & \text{El valor menor es el área disponible como} \\ = (t_n - t_{rn}) 5t_n & \text{refuerzo,} \end{cases}$$

A_3 = Área de la extensión interior de la boquilla,

$$A_3 = 2h (t_n - c) \text{ SN/Sy}$$

A_4 = Área de soldaduras,

A_5 = Área del elemento de refuerzo,

$$A_5 = (D_p - d - 2t_n) t_e \frac{S_p}{S_v} \text{ (Sp. Esf. máx. perm. del refuerzo).}$$

Si $A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 \geq A$ la abertura es adecuadamente reforzada.

$$\text{Area de refuerzo necesaria} = A - (A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5)$$

11.9. PESOS ESTIMADOS Y CAPACIDAD.

La determinación de los pesos en el recipiente es un paso muy importante en el diseño de recipientes, ya que proporcionan los datos con los que se podrán determinar los esfuerzos generados por las cargas estáticas en el cascarón y en los soportes del recipiente, así como en la base.

Mediante el análisis de esfuerzos se podrá diseñar los soportes y la base, además de determinar si el cascarón podrá soportar el peso del recipiente en las zonas de los apoyos.

También los pesos proporcionan una idea del factor económico, como son el costo de los materiales, costos de transporte, etc.

Los pesos considerados en los recipientes cilíndricos horizontales son:

- 1.- Peso de acero de montaje que incluye:
 - a) peso de la parte cilíndrica
 - b) peso de las cabezas
 - c) peso de los soportes (silletas)
 - d) peso de boquillas y registros
 - e) peso de soportes de aislamiento y aceros misceláneos
- 2.- Peso del líquido en operación
- 3.- Peso de plataformas y escaleras
- 4.- Peso totalmente lleno de agua,

Los criterios que se tomaron en la elaboración del programa para determinar estos pesos se muestran a continuación.

DEDUCCION DE FORMULAS PARA DETERMINAR VOLUMENES EN LOS RECIPIENTES
CILINDRICOS HORIZONTALES.

A) VOLUMENES EN LA PARTE CILINDRICA.

Consideremos un cilindro hueco de radio exterior (r_e) y radio interior (r_i) como se muestra en la figura (12). De la ecuación de la circunferencia con centro en el origen:

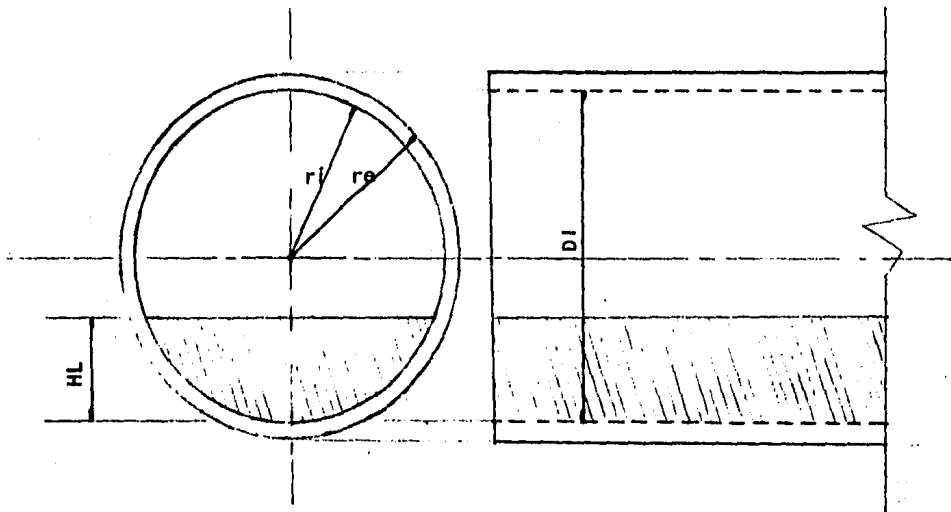


FIGURA (12), GEOMETRIA DE UN CILINDRO HUECO.

$$x^2 + y^2 = r^2 \quad \delta \quad y = \sqrt{r^2 - x^2}$$

Integrando: $\int_{x_0}^{x_1} y \, dx = \int_{x_0}^{x_1} \sqrt{r^2 - x^2} \, dx = \left[\frac{x}{2} \sqrt{r^2 - x^2} + \frac{r^2}{2} \sin^{-1} \frac{x}{r} \right]_{x_0}^{x_1} + c$

cuando $x_0 = -r$ y $x_1 = r$ tenemos:

$$A = \left(\frac{r}{2} \sqrt{r^2 - r^2} + \frac{r^2}{2} \sin^{-1} \frac{r}{r} \right) - \left(-\frac{r}{2} \sqrt{r^2 - r^2} + \frac{r^2}{2} \sin^{-1} \frac{-r}{r} \right)$$

$A = \frac{\pi r^2}{2}$ que es el área de media circunferencia; y, el área total será:

$$A = \pi r^2 \dots \dots \dots (1)$$

para obtener áreas parciales consideremos $x = r$ como el fondo del cilindro y HL como el nivel del líquido,

$$\text{Area Parcial} = A_p = 2 \left[\frac{x}{2} \sqrt{r^2 - x^2} + \frac{r^2}{2} \text{sen}^{-1} \frac{x}{r} \right]_{-r}^{\text{HN}}$$

nos queda $A_p = \frac{\pi r^2}{2} + \text{HN} \sqrt{r^2 - \text{HN}^2} + r^2 \text{sen}^{-1} \frac{\text{HN}}{r} \dots \dots \dots (2)$

el área del anillo será de la ecuación (1),

$$A_N = \pi (r_e^2 - r_i^2) \dots \dots \dots (3)$$

para obtener los volúmenes correspondientes multiplicamos por la longitud del cilindro,

$$\text{volumen de acero} = V_{AC} = \pi (r_e^2 - r_i^2) L$$

$$\text{volumen total interior} = V_{TI} = \pi (r_i^2) L$$

$$\text{volumen parcial} = V_p = \left[r_i^2 \left(\frac{\pi}{2} + \text{sen}^{-1} \frac{\text{HN}}{r_i} + \text{HN} \sqrt{r_i^2 - \text{HN}^2} \right) \right] L$$

$$\text{volumen de aislamiento} = V_{AIS} = \pi (r_a^2 - r_e^2)$$

donde $r_a \rightarrow$ radio exterior total del cilindro incluyendo aislamiento,

B) VOLUMENES EN LAS CABEZAS.

B.1. VOLUMENES EN CABEZAS TORISFÉRICAS.

Consideremos una cabeza torisférica y su geometría como se muestra en la figura (13)

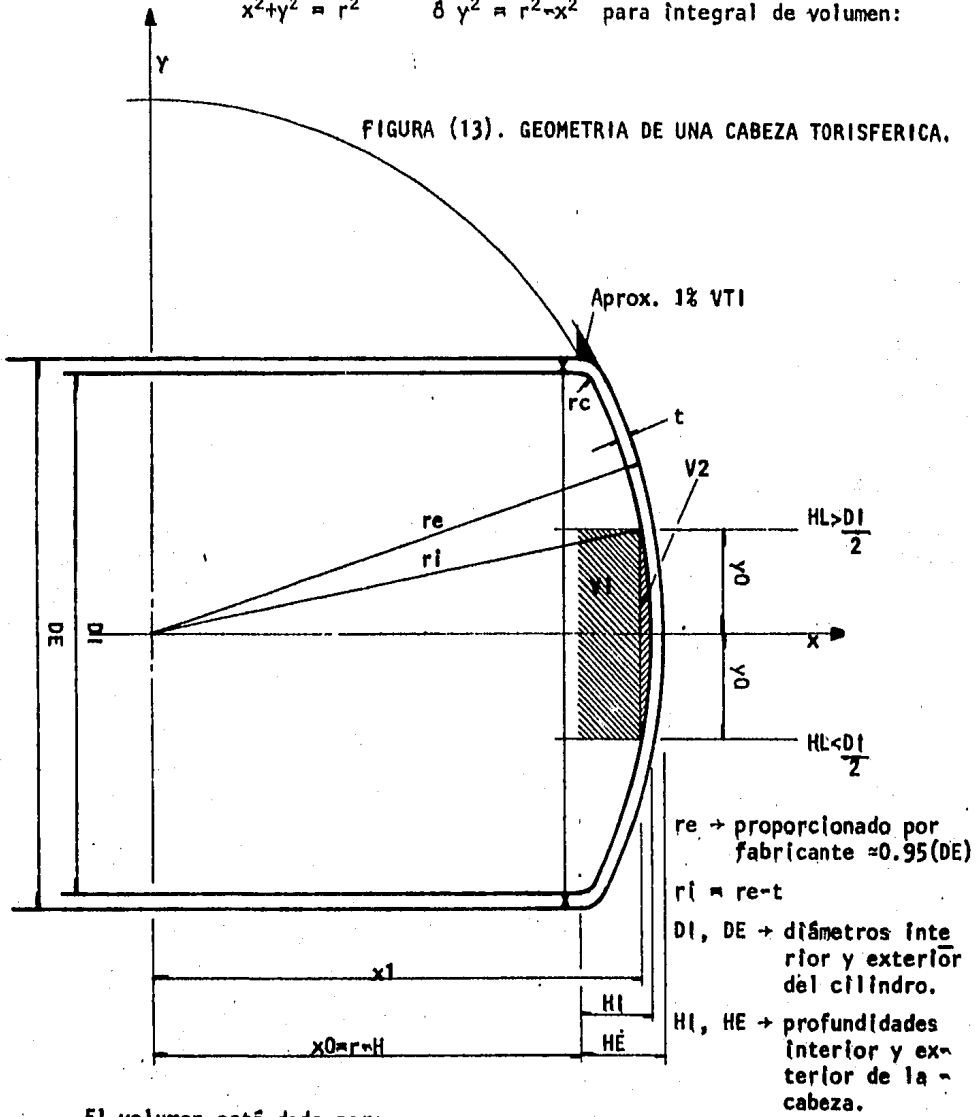
Partiendo de la ecuación de la circunferencia con centro en el origen y

sabiendo que la integral de volumen para cuerpos de revolución es:

$$\text{Vol.} = \pi \int y^2(x) dx$$

$$x^2 + y^2 = r^2 \quad \text{ó} \quad y^2 = r^2 - x^2 \quad \text{para integral de volumen:}$$

FIGURA (13). GEOMETRIA DE UNA CABEZA TORISFERICA.



El volumen está dado por:

$$\text{Vol.} = \pi \int_{x_0}^{x_1} (r^2 - x^2) dx$$

$$\text{Vol.} = \pi \left[x r^2 - \frac{x^3}{3} \right]_A^B$$

El volumen total de la media esfera considerada será si $A = 0$ y $B = r$

$$V_E = \pi \left| r^3 - \frac{r^3}{3} \right| = \frac{2}{3} \pi r^3$$

considerando de $A = r-H$ y $B = r$ obtenemos aproximadamente el volumen total de la cabeza, el cual queda:

$$V_T = \pi \left| \left(r^3 - \frac{r^3}{3} \right) - (r-H)r^2 - \frac{(r-H)^3}{3} \right| \quad \text{simplificando:}$$

$$V_T = \pi \left| rH^2 - \frac{H^3}{3} \right|$$

ahora consideremos la ecuación de la recta paralela al eje x

$$y = y_0 \quad \text{siendo} \quad y_0 = \left(HL - \frac{DI}{2} \right)$$

para integral de volumen $y^2 = y_0^2$

$$Vol. = \pi \int_{x_0}^{x_1} y_0^2 = |y_0^2 x|_A^B$$

en este caso; $A=x_0=r-H$ y $B=x_1=\sqrt{r^2-y_0^2}$ y el volumen de la parte considerada será el mismo que el de un cilindro de longitud x_1-x_0 y radio y_0 :

$$V_1 = \pi y_0^2 (x_1 - x_0)$$

y para la parte esférica restante señalada como V_2 , la ecuación de volumen queda con $A = x_1 = \sqrt{r^2 - y_0^2}$ y $B = r$

$$V_2 = \pi \left| \frac{2}{3} r^2 - xr^2 + \frac{x^3}{3} \right| \quad \text{donde } x = \sqrt{r^2 - y_0^2}$$

Entonces los volúmenes quedan como sigue:

$$\text{volumen de acero} = V_{AC} = \pi \left| \left(r \left(HL - \frac{DI}{2} \right)^2 - \frac{HE^3}{3} \right) - \left(r \left(HL - \frac{DI}{2} \right)^2 - \frac{HL^3}{3} \right) \right| \quad (0.98)$$

$$\text{volumen total interior} = V_{TI} = \pi \left| r \left(HL - \frac{DI}{2} \right)^2 - \frac{HL^3}{3} \right| \quad (0.98)$$

volumen papéa: si la altura del líquido es $HL > \frac{DI}{2}$ y $HL \leq DI$

$$VP = \frac{VTI + (V1+V2)}{2}$$

si la altura del líquido es $HL \leq \frac{DI}{2}$ y $HL \geq 0$

$$VP = \frac{VTI - (V1+V2)}{2}$$

$$\text{Si } HL = \frac{DI}{2} \quad VP = \frac{VTI}{2}$$

$$\text{Si } HL = DI \quad VP = VTI$$

volumen de aislamiento:

$$VAIS = \pi \left[(ra(Ha)^2 - \frac{Ha^3}{3}) - (re(HE)^2 - \frac{HE^3}{3}) \right] (0,98)$$

Donde:

ri → Radio interior del cilindro

re → Radio exterior del cilindro

ra → Radio exterior del cilindro incluyendo aislamiento

Hi → Profundidad interior de la cabeza

HE → Profundidad exterior de la cabeza

HA → Profundidad exterior de la cabeza incluyendo aislamiento,

HL → Nivel del líquido,

B.2. VOLUMENES EN CABEZAS ELIPTICAS.

Refiriéndonos a la figura (14), consideremos la parte abombada de una cabeza elíptica con relación de diámetros 2:1

De la ecuación de la elipse con centro en $x = a$ y $y = r$

$$\frac{(x - a)^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 4$$

Donde: a es el radio en el eje x,y

b es el radio en el eje y

por ser la relación de diámetros 2:1 $b = \frac{1}{2}a$ y
sustituyendo las consideraciones anteriores:

$$\frac{(x-r)^2 + 4y^2}{r^2} = 1$$

Despejamos y^2

$$y^2 = \frac{rx}{2} - \frac{x^2}{4}$$

para integral de volumen:

$$Vol. = \pi \int_A^B y^2 dx = \pi \int_A^B \left(\frac{rx}{2} - \frac{x^2}{4} \right) dx$$

$$Vol. = \pi \left(\frac{rx^2}{4} - \frac{x^3}{12} \right) \Big|_A^B \dots \dots \dots (B1)$$

si hacemos el límite superior igual a la altura del líquido $B = HL$ y el
límite inferior $A = 0$, la ecuación nos queda:

$$Vol. = \pi \left(rx^2/4 - x^3/12 \right) \Big|_0^{HL} \dots \dots \dots (B2)$$

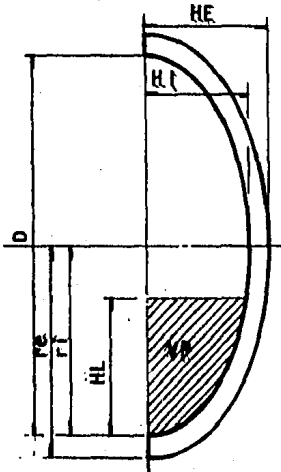
La ecuación (B2) determina el volumen del líquido cuando la cabeza se en
cuentra parcial o totalmente llena.

El volumen total será cuando $B = 2r$; de (B1)

$$VT = \pi \left(r^3/4 - r^3/12 \right) = \frac{\pi r^3}{6} \dots \dots \dots (B3)$$

Así la capacidad de la cabeza será:

$$VT = \frac{\pi r^3}{6}$$



t

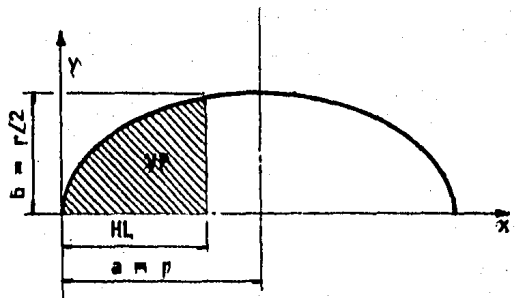


FIGURA (14). GEOMETRIA DE UNA CABEZA ELIPTICA.

El volumen de acero será:

$$VAC = \frac{\pi (re^3 - ri^3)}{6}$$

El volumen del líquido contenido:

$$VP = \pi ((ri)HL^2/4 - HL^3/12)$$

El volumen de aislamiento:

$$VAIS = \frac{\pi}{6}(ra^3 - re^3)$$

Donde:

ri → Radio interior del cilindro

re → Radio exterior del cilindro

HL → Nivel normal del líquido en la cabeza.

ra → Radio exterior incluyendo aislamiento.

B.3. VOLUMENES EN CABEZAS HEMISFERICAS.

Si consideramos la parte esférica de una cabeza hemisférica como se ve en la figura (15), los volúmenes pueden determinarse de manera similar a los de cabezas elípticas como sigue:

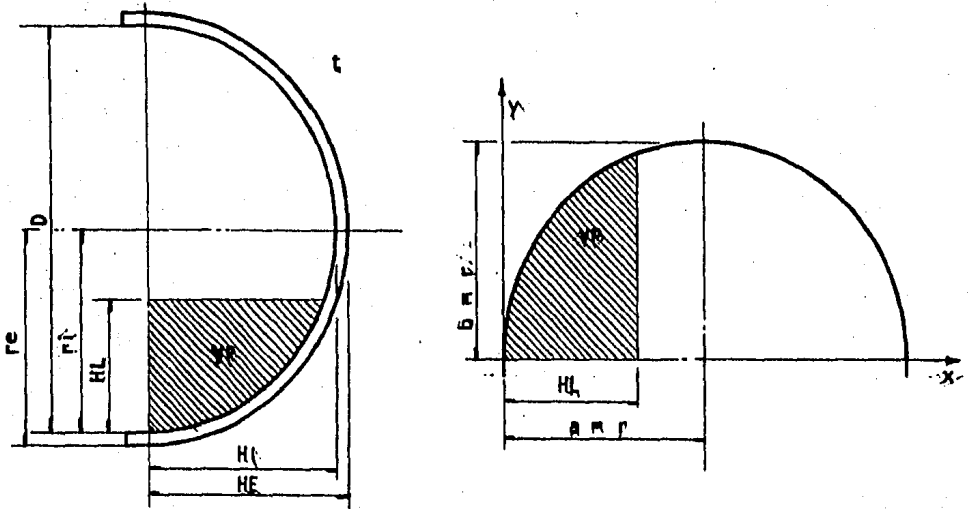


FIGURA (15), GEOMETRIA DE UNA CABEZA HEMISFERICA.

De la ecuación de la circunferencia con centro en $x = r$

$$(x-r)^2 + y^2 = r^2 \quad \text{o} \quad \text{despejando } y^2$$

$$y^2 = 2xr - x^2 \quad \text{Integrando respecto de } x$$

$$\text{Vol.} = \pi \int_A^B y^2 dx = \pi \int_A^B (2xr - x^2) dx$$

$$\text{Vol.} = \pi \left(rx^2 - \frac{x^3}{3} \right) \Big|_A^B$$

La ecuación anterior determina el volumen parcial en una media esfera; - así, la capacidad de la cabeza será:

$$VTI = \frac{2\pi}{3} (ri^3)$$

El volumen de acero:

$$VAC = \frac{2\pi}{3} (re^3 - ri^3)$$

El volumen de aislamiento:

$$VAIS = \frac{2}{3}\pi (ra^3 - re^3) \quad \text{y}$$

El volumen del contenido:

$$VP = \pi (rHL^2 - HL^3/3)$$

Donde:

$$\left. \begin{array}{l} ri \\ re \\ ra \\ HL \end{array} \right\} \text{ los mismos que para cabezas elípticas.}$$

Pesos de acero al carbón:

Para obtener el peso del cuerpo y cabezas del recipiente, conociendo el volumen determinado por las fórmulas anteriores y la densidad del material, tenemos:

Peso de acero

$$WAC = (VAC) (PA)$$

Peso de aislamiento

$$WAIS = (VAIS) (PAIS)$$

Peso del líquido

$$WLIQ = (VP) (PL)$$

Peso de agua con el recipiente lleno

$$W_{H_2O} = (V)(\rho_{H_2O})$$

El peso de ángulos de aislamiento, aros atezadores y soportes se determina mediante el peso por unidad de longitud de los aceros estructurales que proporcionan los fabricantes como en el Manual Monterrey. Asimismo, el peso de boquillas y registros son proporcionados por los fabricantes.

11.10. DISEÑO DE SOPORTES PARA RECIPIENTES A PRESION HORIZONTALES.

Por lo regular, cuando se trata de recipientes pequeños y de pesos moderados, el diseño de silletas puede omitirse, ya que actualmente se cuenta con un estándar, en el que se recomiendan dimensiones de silletas para cada diámetro de recipiente, considerando un cierto rango de peso.

Cuando se trata de recipientes que no caen dentro de los ya estandarizados, o bien, se desea elaborar el diseño de soportes, se requiere previo al diseño de las silletas, un análisis de esfuerzos en el cascarón en la zona de apoyo.

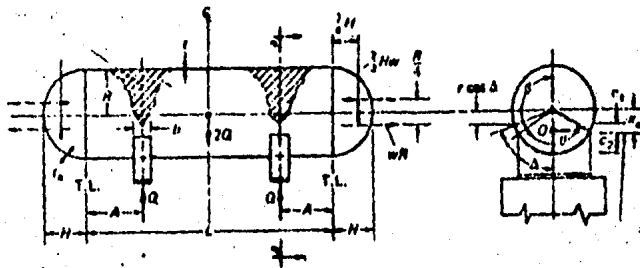
En su mayoría, los recipientes cilíndricos horizontales, se soportan por dos silletas que de preferencia tengan un ángulo de contacto de 120 grados, y que a su vez descansan sobre dos columnas de concreto, aunque algunas veces, el recipiente puede descansar directamente sobre dos pilares de concreto. La localización de éstos soportes es idealmente donde genere el mínimo esfuerzo sobre el cascarón y que se eviten al máximo esfuerzos adicionales. Generalmente, la localización de estos soportes es afectada por la disposición de tuberías y plataformas.

La localización de las silletas de soporte, es preferible se seleccione con una dimensión tal que se pueda tomar provecho de la rigidez que le confiere la cabeza al cilindro. Se recomienda tomar dicha dimensión $A < R$. Como criterio puede tomarse $A = 0.4R$, siempre y cuando no exceda del 20% de la longitud L del recipiente, de otra manera, se verán incrementados

excesivamente los esfuerzos resultantes de la acción del cantiliver,

a).- ANALISIS DE ESPUERZOS EN EL CASCARON.

Un recipiente cilíndrico horizontal puede ser considerado como una viga uniformemente cargada y debido a la forma abombada de sus extremos se puede tomar de una longitud equivalente a $L + 4H/3$ (ver figura 16). Esta aproximación considera que las cabezas y el fluido contenido en ellas es igual a $4/3$ partes de un cilindro de longitud H y el fluido en él contenido.



CARGAS Y REACCIONES



DIAGRAMA DE MOMENTOS

FIGURA (16). CROQUIS DE UN RECIPIENTE HORIZONTAL CON DOS SILETAS DE SOPORTE.

A → Distancia entre línea de tangencia y sileta.

L → Longitud entre líneas de tangencia.

H → Profundidad de la cabeza.

Q → Carga total por sileta

Peso total dividida por dos.

r → Radio del recipiente

b → Ancho de la sileta.

t → Espesor del cascarón

$\theta \rightarrow$ Angulo total de contacto.

Ahora bien, si el peso total del recipiente es $2Q$ y la longitud equivalente es la considerada en el párrafo anterior, entonces, el peso por unidad de longitud será:

$$W = 2Q / (L + 4H/3)$$

La carga de las cabezas produce una cortante en la unión cabeza-cilindro de valor $2HW/3$. Esta carga produce un par vertical actuando a una distancia de $3H/8$ del punto de tangencia y un par horizontal actuando con un brazo de palanca de $R/4$.

MOMENTO FLEXIONANTE MAXIMO EN EL CENTRO DEL CLARO.

El momento flexionante $M1$ en el centro del claro es:

$$M1 = W(L/2 \cdot A) (1/2) (L/2 \cdot A) - W(2HA/3) \cdot WA(A/2) + WR(R/4) - \frac{(2WH)}{3} (3H/8)$$

6

$$M1 = \frac{QL}{4} \left[\frac{1 + 2 \left\{ \frac{(R^2 - H^2)}{L^2} \right\} \frac{4A}{L}}{1 + (4H/3L)} \right]$$

Donde R es el radio del recipiente.

MOMENTO MAXIMO EN EL CASCARON EN EL PLANO DE LAS SILETAS $M2$.

$$\text{Momento del cortante vertical} = (2/3)HWA$$

$$\text{par vertical} = (2/3)HW(3HW/8)$$

$$\text{Momento del cascarón en voladizo} = WA(A/2)$$

$$\text{Par horizontal} = RW(R/4)$$

Por lo tanto, el momento flexionante máximo en las siletas será:

$$M2 = \frac{2Q}{L + 4H/3} \left[\frac{2H}{3} A + \frac{A^2}{2} - \frac{(R^2 - H^2)}{4} \right]$$

$$M2 = QA \left[1 - \frac{\frac{1-A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right]$$

ESFUERZO LONGITUDINAL MÁXIMO EN EL CENTRO DEL CLARO,

El módulo de sección del cilindro es:

$$Z1 = \pi R^2 t$$

y el esfuerzo máximo al que estará sometido el centro del claro está dado por:

$$S1 = \frac{+}{-} \frac{M1}{Z1} = \frac{+}{-} \frac{QLK1}{4\pi r^2 t}$$

$$\text{Donde: } K1 = \frac{1+2\{(R^2-H^2)/L^2\}}{1+(4H/3L)} = \frac{4A}{L}$$

El esfuerzo máximo S1 puede ser a tensión en el fondo del recipiente o a compresión en la parte superior del mismo.

LÍMITE DEL ESFUERZO PERMISIBLE.

El esfuerzo de tensión (+S1) sumado al esfuerzo longitudinal PR/2t debido a la presión interior, no debe exceder del esfuerzo permisible a la tensión para el material del cilindro, considerando la eficiencia de las juntas soldadas. El máximo esfuerzo de compresión (-S1) ocurre cuando el recipiente es llenado con el líquido de operación y bajo presión atmosférica, el cual no debe exceder al esfuerzo permisible de compresión para el material del cascarón.

ESFUERZO MÁXIMO LONGITUDINAL EN EL PLANO DE LAS SILLETAS.

Si consideramos que no existe refuerzo adicional del cascarón en el plano de las silleas, existirá cierta deflexión debido al momento flexionante tangencial. El arco efectivo puede ser asumido por:

$$2\Delta = 2 \left| \frac{\pi}{180} \left(\frac{\theta}{2} + \frac{\beta}{6} \right) \right| \text{ rad}$$

El módulo de sección Z2 puede ser determinado por la fórmula siguiente: (ver figura 17)

$$Z2 = I_{c2} = \pi r^2 t \left| \frac{\Delta + \sin \Delta \cos \Delta - (2 \sin^2 \Delta / \Delta)}{\pi (\sin \Delta / \Delta - \cos \Delta)} \right|$$

Para el lado de tensión, el esfuerzo S2 será:

$$S2 = M2/Z2$$

$$S2 = +3QLK2/\pi r^2 t$$

Donde:

$$K2 = \frac{4A}{L} \left| 1 + \frac{J + (A/L) + (R^2 - H^2)/2AL}{J + (4H/3L)} \right| \left| \frac{(\text{sen } \Delta/\Delta) \text{cos } \Delta}{\Delta + \text{sen } \Delta \text{cos } \Delta + (2\text{sen}^2 \Delta/\Delta)} \right|$$

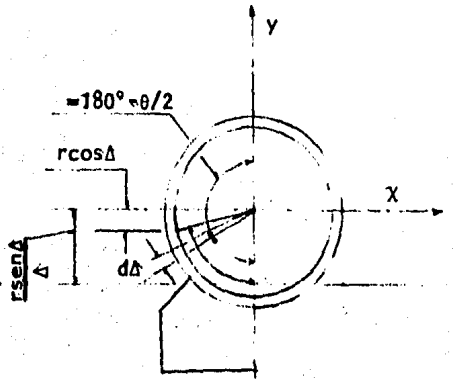


FIGURA (17).

Si el cascarón es reforzado con un aro en el plano de la silleta o por aros adyacentes a la silleta, o si la silleta es cerrada hasta el final, el ángulo efectivo 2Δ se extiende sobre toda la sección y el módulo de sección será:

$$Z2 = \pi r^2 t$$

y el esfuerzo máximo será:

$$S2 = \pm 3M2/\pi r^2 t$$

LIMITE DEL ESFUERZO PERMISIBLE.

El esfuerzo de tensión, S2 combinado con el esfuerzo debido a la presión interior $PR/2t$ no debe exceder del esfuerzo máximo permisible a la tensión del material del cascarón multiplicado por la eficiencia de la junta.

ta soldada, El máximo esfuerzo de compresión debe ser menor que el esfuerzo máximo permisible dado por el Código,

ESFUERZO CORTANTE MAXIMO EN EL PLANO DE LAS SILLETAS.

La distribución y la magnitud del esfuerzo cortante producido en el cascarón por el peso del recipiente en el plano de las silletas dependerá en gran medida de la forma como el cascarón es reforzado,

CASCARON REFORZADO POR UN ARO EN EL PLANO DE LAS SILLETAS FUERA DE LA CABEZA (A R/2)

Si el cascarón es hecho lo suficientemente rígido por un refuerzo a través de toda la sección, podrá resistir efectivamente la carga inducida por el esfuerzo cortante,

La carga V en la figura (18), es la carga vertical total sobre el lado izquierdo del aro en la sección 'a-a' y es igual a:

$$V = Q \times \{2Q/L + (4H/3L)\} (A+H) = Q(L + 2A + H)/(L + H),$$

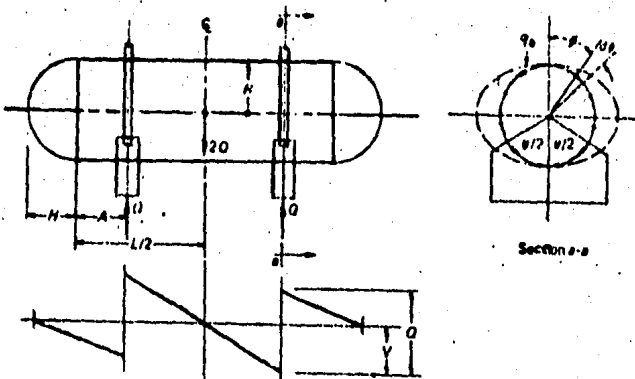


FIGURA (18). DIAGRAMA DE CORTANTES PARA CASCARONES REFORZADOS CON UN ARO EN EL PLANO DE LAS SILLETAS,

La fuerza cortante a través de la sección transversal por unidad de longitud de arco q_0 varía directamente con el ángulo central ϕ y está dado por:

$$q_0 = \frac{V \sin \phi}{\pi r}$$

La carga vertical total es:

$$V = 2 \int_0^{\theta/2} (q_0) (\sin \phi) r d\phi$$

El esfuerzo cortante en algunos puntos adyacentes al refuerzo será:

$$S_2 = q_0 / t = V \sin \phi / \pi r t$$

CASCARON NO REFORZADO POR LA CABEZA ($A > R/2$) O
 CASCARON REFORZADO POR DOS AROS ADYACENTES A
 LA SILLETA

Nuevamente la sección transversal efectiva del cascarón resistirá el esfuerzo cortante, el cual es reducido con el máximo cortante al extremo de la silleta. El arco de la sección transversal efectiva (ver Fig. 19) es asumido como:

$$2A = \frac{(2\pi/180) \cdot [(\theta/2) + (\beta/20)]}{\delta} \cdot 2(\pi \cdot \alpha)$$

El diagrama de cortante es el mismo que para el cascarón reforzado, con la adición del cortante vertical sobre ambos lados de la silleta, de magnitud = Q

$$Q = 2 \int_{\alpha}^{\pi - \alpha} \left[\frac{Q \sin \phi_2}{r(\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha)} \right] r \sin \phi_2 d\phi_2$$

con la carga V sobre un lado de la silleta, la fuerza cortante es:

$$q_2 = \frac{V \sin \phi_2}{r(\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha)}$$

y el esfuerzo cortante es:

$$S_3 = (K_3 Q / r t) \cdot [(L - 2A - H) / (L + H)]$$

Donde:

$$K_3 = \sin \phi_2 / (\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha)$$

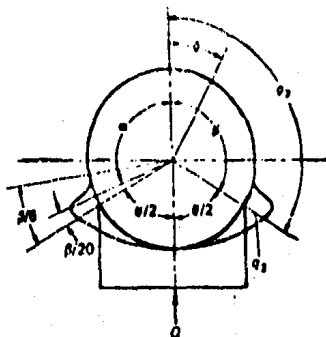


FIGURA (19). DISTRIBUCION SUPUESTA DE ESPUERZOS CORTANTES EN UN CASCARON NO REFORZADO POR ENCIMA DE LA SILLETA.

CASCARON REFORZADO POR LA CABEZA ($A \leq R/2$)

Si la silleta es colocada cerca de la cabeza, el cascarón es reforzado en el lado de esta. Una gran parte de la carga Q induce el cortante tangencial, el cual es llevado a través de las silletas a la cabeza y regresado de la cabeza a las silletas. Con una distribución como la mostrada en la Fig. (20). La fuerza cortante q_3 debida a la reacción Q de la silleta es resistida por un arco $\pi - \alpha$ ligeramente largo del cascarón con el ángulo de contacto de la silleta $\phi_2/2$ y actúan hacia arriba. Las fuerzas cortantes en la sección del refuerzo q_1 actúan hacia abajo.

El esfuerzo cortante en el arco del cascarón desde α hasta π está dado por:

$$s_4 = q_3/t = \frac{Q \sin \phi_2}{\pi R t} \left(\frac{\alpha + \sin \pi \cos \pi}{\pi - \alpha + \sin \alpha \cos \alpha} \right)$$

LIMITE DEL ESFUERZO PERMISIBLE. El esfuerzo cortante tangencial no deberá exceder del 80% del esfuerzo máximo permisible a la tensión del material.

b). - DISEÑO DE LOS APOYOS.

FUERZAS RADIALES.

Las silletas deben ser capaces de resistir la carga impuesta por el recipiente. La figura 21 indica la condición de carga radial actuando sobre una silleta. Para resistir la componente horizontal de esa carga radial, la silleta debe estar diseñada para prevenir la separación de los cuernos de la silleta cuando el recipiente está tomando una carga total de líquido. Por lo tanto, en el punto más bajo de una silleta de acero o de concreto, una mínima área de sección transversal deberá existir para resistir lo suficiente los componentes horizontales de las reacciones. Una suma de las componentes horizontales sobre una mitad de la silleta está dada por:

$$F = Q \left| \frac{1 + \cos \beta - 1/2 \sin^2 \beta}{\pi r \beta + \sin \beta \cos \beta} \right| = Q(KC)$$

De acuerdo con Zick L.P. la sección efectiva de la silleta que resiste esta fuerza horizontal, deberá ser limitada a una distancia de $r/3$ medida del punto más bajo del cascarón al punto más bajo de la silleta. Esta misma restricción deberá ser aplicable a la sección transversal de acero de refuerzo en silleas de concreto. El promedio de los esfuerzos de diseño deberán ser limitados a $2/3$ del esfuerzo de tensión permisible del material de la silleta.

Para silleas donde: $\theta = 120^\circ$, $\beta = 120^\circ$

$$KC = 0.204$$

y la fuerza total horizontal queda: $F = KC(Q) = 0.204Q$

FUERZAS DE VIENTO.

$$F.V. = P.V. \times (\text{Factor de forma}) (\text{Área})$$

en donde:

F.V. = Fuerza de viento,

P.V. = Presión de viento.

Cada silleta toma el 50% de las cargas. Momento de viento acerca de la base de la silleta = (Fuerza de Viento) (distancia al centro de la fuerza).
Entonces:

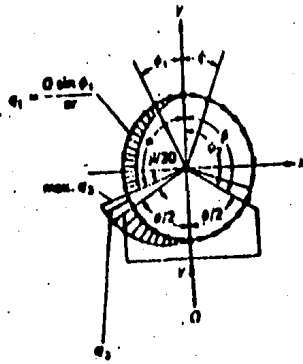


FIGURA 20. DISTRIBUCION DE CORTANTES EN CASCARON REFORZADO POR LA CABEZA.

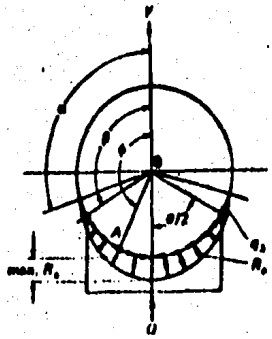


FIGURA 21. CARGA DE COMPRESION EN EL CASCARON Y REACCION EN LA SKIRTA

$$M.V. = F.V. \times h$$

en donde:

M.V. = Momento pro viento.

F.V. = Fuerza de viento.

h = Distancia de la base al centro de la fuerza.

FUERZA DE SISMO.

$$F.S. = C.S. \times Pop.$$

en donde:

F.S. = Fuerza sísmica.

C.S. = Coeficiente sísmico.

Pop. = Peso de operación.

al igual que en el viento cada sílleta toma el 50%:

$$M.S. = F.S. \times h$$

en donde:

M.S. = Momento por sismo.

F.S. = Fuerza sísmica.

h = Distancia de la base al centro de la fuerza.

FUERZA VERTICAL Y FUERZA DE FRICCIÓN.

FUERZA HORIZONTAL DE FRICCIÓN

Los apoyos de los recipientes horizontales que descansan sobre pilares, uno es fijo y otro deslizante. En el apoyo deslizante existe fricción entre la placa de asiento y la pila de concreto, cuyo coeficiente es 0,15

$$F.H.Fr. = C.F. \times Q$$

en donde:

F.H.Fr. = Fuerza horizontal de fricción.

C.F. = Coeficiente de fricción.

Q, = Carga total por sílleta.

F.U.F. = F.H.F./Long. de la placa de asiento, (P.A.).

F.U.F. = Fuerza unitaria de fricción.

F.H.F. = Fuerza horizontal de fricción,
 L.P.A. = Longitud de la placa de asiento,

FUERZA VERTICAL

$$F.V. = \frac{Pop}{2} = Q$$

en donde:

F.V. = Fuerza vertical,
 Pop. = Peso total de operación.

$$F.V.U. = \frac{F.V.}{A_{PA}} = \frac{Q}{A_{PA}}$$

en donde:

F.V.U. = Fuerza vertical unitaria.
 A_{PA} = Área de la placa de asiento.

COMBINACIONES DE CARGA.

Las silletas se deben diseñar para diferentes combinaciones de carga que pueden ocurrir, por ejemplo F.V. y F.S., para comprobar la presión de empuje del concreto.

$$\text{Presión} = \frac{Q}{A} \pm \frac{M}{S}$$

en donde:

Q = Fuerza vertical,
 A = Área de la placa de asiento,
 M = Momento por viento o sismo (el mayor),
 S = Módulo de sección de la placa de asiento ($bh^2/6$)

TENSION SOBRE LA SECCION TRANSVERSAL.

La tensión variará de un máximo en el centro de línea del recipiente a cero en los cuernos de la silleta. La sección transversal mínima se muestra en la Figura (22), por lo tanto:

$$f = \frac{F}{A_{ST}}$$

en donde:

F = Fuerza total horizontal,

A_{ST} = Area de la sección transversal.

Zick (2) recomienda limitar este esfuerzo a 2/3 del esfuerzo permisible:

$$f \leq 2/3(0,6F_y) = 843,7 \text{ Kg/cm}^2$$

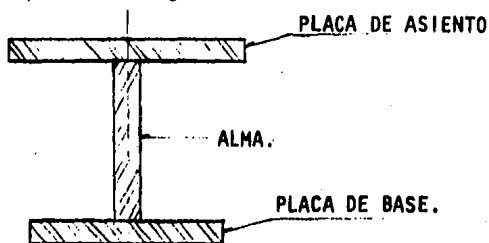


FIGURA (22). SECCION TRANSVERSAL DE UNA SILLETA.

PATIN SUPERIOR.

La relación ancho a espesor (ver figura 23).

$$h/t \leq 3000/\sqrt{F_y}$$

en donde:

$$h = \frac{B}{2}$$

El ancho efectivo (b') del patin curvado se calcula como sigue:

$$q = \left[\frac{3(1-\nu^2)}{(R^2 t^2)} \right]^{1/4}$$

donde:

q = coeficiente,

ν = relación de Poisson (0,27 para acero al carbón)

R = radio medio del recipiente,

t = espesor del patin,

B = ancho total + espesor del alma,

En continuación se dan los valores correspondientes a la relación de ancho efectivo b' y ancho B en función de q , donde:

$$q^B = qB$$

q^B	1	2	3	4	5	6	7	8
B'/B	0.980	0.850	0.610	0.470	0.380	0.328	0.273	0.244
q^B	9	10	11					
B'/B	0.217	0.200	0.192					

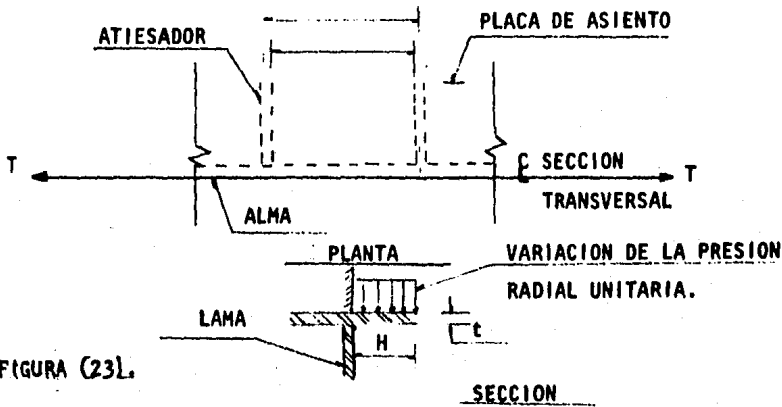


FIGURA (23).

$$\text{Presión radial unitaria} = \frac{\text{Máxima Fuerza Radial}}{\text{Ancho total Patín Superior,}}$$

$$\text{Módulo de Sección (S)} = \frac{bd^2}{6}$$

b = ancho unitario.

d = espesor de la placa.

Esfuerzo debido a flexión,

$$f = \frac{Mx}{S}$$

Esfuerzo combinado

$$f = \left(\frac{P/A}{F_a} \right)^2 + \left(\frac{M/S}{F_b} \right)^2 \leq 1$$

en donde:

P/A tensión sobre la sección transversal,

F_a es el esfuerzo permisible si solo existiera tensión,

F_b es el esfuerzo permisible si solo existiera flexión.

M es el momento que se calcula para una placa uniformemente cargada, con tres apoyos continuos y uno libre.

PATIN INFERIOR.

$$f = (P/A) / Pa + (M/S) / Fb \leq 1$$

Con los mismos parámetros que para Esfuerzo combinado.

ALMA.

Revisar el alma en los cuernos: Claro entre patines.

$$h < 14\,000\,000 \text{ t} / \left| Fy (Fy = 16\,500) \right|^{1/2}$$

donde:

t = espesor del alma.

Fy = esfuerzo de cedencia

Revisión del alma mutilada.

$$R / \left| t(N+2K) \right| < f_{perm}$$

R = Carga concentrada.

t = Espesor del alma

N = Longitud de aplastamiento.

K = 0

Esfuerzo permisible.

$$f_{perm} = \left| 5.5 + 4(a/h)^2 \right| 10,000,000 / (h/t)^2$$

en donde:

a = distancia entre atesadores transversales,

h = distancia entre patines,

t = espesor del alma.

Los esfuerzos de los patines deben ser reducidos.

$$h/t > 24\,000 / \sqrt{Fy}$$

Ancho efectivo máximo del alma actuando con atesadores.

$$= 25 t$$

DISERIO DE LAS ANCLAS.

Las anclas se deberán diseñar al corte, debido al efecto que produce el sismo en la base de las silletas.

$$C.A. = \frac{F.S.}{2}$$

en donde:

C.A. = Carga por ancla.

F.S. = Fuerza de sismo.

$$\text{Area Req.} = \frac{C.A.}{f_{perm.}}$$

en donde:

$$f_{perm} = 703 \text{ Kg/cm}^2$$

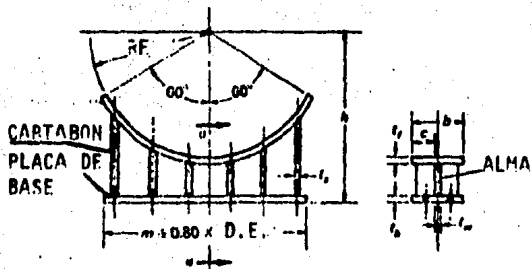


FIG.24. DETALLE TIPICO DE SILLETAS PARA RECIPIENTES HORIZONTALES.

CAPITULO III

PROGRAMA DE COMPUTADORA

PARA EL DISEÑO

III. PROGRAMA DE COMPUTADORA PARA EL DISEÑO.

III.1. ALCANCES.

El Programa, objeto del presente trabajo, cubre los requisitos mínimos para el diseño mecánico de recipientes horizontales, fabricados con materiales de acero, especificados en el Código ASME para Calderas y Recipientes a Presión, así como los rangos estipulados por el mismo.

El diseño contempla los análisis para las siguientes cargas individuales o combinadas:

- 1] Presión interior.
- 2] Presión exterior.
- 3] Presión de prueba hidrostática.
- 4] Cargas estáticas, de viento y de deflexión.

La geometría de los recipientes diseñados mediante el programa será siempre la de un cilindro horizontal con tapas en los extremos de cualquiera de las siguientes alternativas:

- 1] Cabezas elípticas.
- 2] Cabezas torisféricas.
- 3] Cabezas hemisféricas.
- 4] Cabezas planas.
- 5] Cabezas plana/abombada.
- 6] Con sumidero.

El objetivo del programa de computadora consiste en determinar lo siguiente:

1. El espesor del cuerpo y las cabezas bajo las diferentes cargas anteriormente descritas.
2. Las presiones de trabajo permisible y de prueba hidrostática.
3. El peso total del recipiente en operación y de montaje y en el momento de la prueba hidrostática.
4. Dimensiones de los soportes requeridos y localización de los apoyos.

5. Dibujo del recipiente para cocción,

Debido a que en el proyecto de una planta industrial intervienen varias especialidades, el programa no incluye la determinación de:

1. Localización de boquillas y registros,
2. Diseño de plataformas y escaleras,
3. Datos de diseño como son: temperatura de operación, presión de operación, corrosión permisible, etc.
4. Tipo de proceso.

III.2. DESARROLLO,

Las fórmulas expuestas combinan todos los esfuerzos a que se encuentra sometido el recipiente ya sean de tensión o de compresión causados por la acción de las diferentes cargas simultáneas, dando como resultado el máximo "esfuerzo combinado" para un espesor dado. En forma inversa, el sustituir este esfuerzo por el máximo esfuerzo permisible amparado por el Código ASME, nos da el espesor requerido para soportar esa combinación de cargas.

Lo primero es lograr que la máquina "cuente" con toda la información que va a requerir para realizar los análisis preocupándose un mínimo de molestias e intervenciones del usuario. Para esto, pueden crearse "banco de datos" que la computadora conserva permanentemente en su memoria y que contengan información como la siguiente:

1. Propiedades de todos los materiales que puedan ser utilizados en la fabricación de recipientes a presión horizontales, así como la variación de dichas propiedades, en función de la temperatura, tal como están descritas en el Código ASME.
2. Las gráficas para determinar los factores "A" y "B", así como los módulos de elasticidad de los materiales descritos por el Código ASME.
3. Valores estándar, o más usuales, de los parámetros necesarios para el cálculo y que no se señalen explícitamente por el usuario en el diseño de un recipiente en particular.
4. Pesos, tipos y dimensiones de una serie larga de accesorios que eventualmente formarán parte de un recipiente y deben considerarse en algu

nos análisis. Tal es el caso de plataformas, boquillas, distribuidores, escaleras, soportes, etc.

Puede entonces elaborarse un programa en FORTRAN-77 que siga la secuencia del cálculo (como se muestra más adelante en el diagrama), contando con las funciones y subprogramas para realizar cada uno de los cálculos descritos, teniendo por separado todos aquellos módulos de uso general, como son: determinación de volúmenes, determinación de pesos, presiones de prueba y de trabajo, etc., para cada parte que compone el recipiente.

Para el cálculo de un recipiente a presión horizontal en particular, debe alimentarse a la computadora con los datos necesarios y de forma adecuada para que ésta conozca las dimensiones, geometría, materiales, temperatura y condiciones de operación a las cuales va a estar sometido el recipiente, tanto por su propio funcionamiento como por la acción de agentes naturales.

DISEÑO DE ESPESORES POR PRESION INTERIOR.

Este análisis consiste simplemente en determinar los espesores requeridos por la acción de la presión interior, de acuerdo al Código ASME, Sección VIII División I.

Para éste análisis basta dotar a la máquina con las diferentes fórmulas correspondientes a cada parte del recipiente para que calcule el espesor en cada una de ellas y aplique el criterio establecido en el Código ASME.

Debido a los datos con que cuenta la máquina, este análisis es de gran exactitud y se realiza en un tiempo prácticamente despreciable.

El subprograma "INTE" determina estos espesores y transfiere el mando a otro subprograma "ESPCOM", el cual ajusta los valores determinados por "INTE" a octavos de pulgada (espesores comerciales de placa), los manda imprimir y los deja en memoria para ser usados por los siguientes subprogramas.

REVISION DE ESPEORES POR PRESION EXTERIOR DE SEGURIDAD:

Como se mencionó en el capítulo II, además del diseño por presión interior, se requiere hacer un análisis de esfuerzos causados por la presión exterior, para el cual solo se necesita dotar a la máquina de las fórmulas amparadas por el Código ASME Sección VIII División 1 párrafo UG 28, con la diferencia de que en lugar de asumir un valor arbitrario del espesor se inicia directamente este cálculo con el espesor arrojado por el diseño por presión interior.

Este análisis consiste de determinar la presión admisible en las condiciones más críticas de operación cuando trabaja el equipo con presión externa y comparar dicha presión admisible con el valor de la presión exterior. En el caso de que resulte menor la primera, será necesario incrementar el espesor o bien agregar aros de refuerzo hasta que el equipo pueda soportar la presión exterior.

Si se requiere de aros de refuerzo, la computadora determinará las dimensiones de estos en base al momento de inercia requerido. Para esto, es necesario un subprograma que cuente con las fórmulas para el cálculo de los momentos de inercia de las secciones transversales más comunmente usadas para aros de refuerzo.

El subprograma "PEQ" elabora este análisis con ayuda de los subprogramas "PEXA", "PEXB", "DIMARO" y "ESPCOM".

"PEQ" transfiere el mando a "PEXA" para determinar los valores de los factores "A" y "B" con los cuales "PES" calcula los espesores y cantidad de aros de refuerzo requeridos, luego llama a "ESPCOM" para ajustar e imprimir esos valores en espesor comercial. Una vez determinado esto, se transfiere el mando al subprograma "DIMARO", el cual llama a "PEXB" para determinar el factor "A" a partir del factor "B" calculado por la fórmula. Con el valor de "A", "DIMARO" determina las dimensiones del aro y llama a "ESPCOM" para ajustar e imprimir los valores en dimensiones comerciales.

PRESIONES MÁXIMA DE TRABAJO PERMISIBLE Y DE PRUEBA HIDROSTÁTICA,

La presión máxima permisible de trabajo, como se vio en el capítulo II, se determina a partir de las condiciones más críticas de operación del equipo, esto es, cuando se encuentra en condiciones corroídas la parte más débil del equipo, indicándose esa parte como gobernante.

La prueba hidrostática se efectúa cuando el equipo está nuevo y en frío. Para determinar la presión a la cual se efectuará esta prueba, se deben considerar las condiciones del equipo cuando es nuevo y frío, es decir, tomar los espesores (incluyendo la corrosión y el esfuerzo permisible en frío.

El subprograma "PHYPH" determina las presiones de prueba hidrostática y máxima de trabajo con ayuda del subprograma "CLASBR" que determina el rango de boquillas y registros a usar, así como sus presiones de trabajo y prueba. Ya determinadas las presiones en cada elemento del recipiente hace una comparación y dictamina qué parte será la gobernante.

PESOS Y CAPACIDAD.

Para la estimación de pesos en el recipiente es necesario suministrar a la computadora las fórmulas obtenidas en el párrafo "DEDUCCION DE FORMULAS PARA DETERMINAR VOLUMENES EN RECIPIENTES HORIZONTALES", del punto 9 del capítulo II.

El subprograma "W" determina los pesos y volúmenes totales y parciales - en recipientes cilíndricos horizontales con tapas planas, torisféricas, elípticas o hemisféricas. Determina: pesos de acero al carbón de cuerpo, cabezas y accesorios; peso de aislamiento (si lo lleva); peso del líquido de operación normal; peso total de recipiente en operación; peso total en el momento de la prueba hidrostática; peso de los soportes; y, determina si el recipiente puede ser soportado por soportes estándar.

ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN EL CÁSCARON DEBIDOS A LOS SOPORTES.

Con este análisis se pretende elaborar un chequeo de los espesores para

determinar si pueden soportar la presión que ejercen los apoyos sobre el recipiente y en caso necesario incrementar el espesor del cuerpo, lo cual, implica un cambio en las presiones permisible de trabajo y de prueba hidrostática, así como de los pesos.

Para que se lleve a cabo este análisis, se debe proporcionar a la computadora las fórmulas expuestas en el inciso a) "ANÁLISIS DE REPUERZOS EN EL CASCARON" del punto 10 capítulo II.

El subprograma "ESF" elabora este análisis y, en caso de requerirse de mayor espesor, transfiere el control al programa principal para que se determinen las presiones y se impriman los nuevos valores.

DISENO DE LOS SOPORTES.

Una vez que se ha elaborado el análisis de esfuerzos combinados debidos a la presión que ejercen los apoyos sobre el cascarón y la presión interior del recipiente se procede a diseñar las silletas de soporte, para lo cual se pueden tomar las dimensiones de las silletas estándar correspondientes o más cercanas al requerimiento.

Para esto es necesario dar a la computadora las fórmulas expuestas en el inciso b) "DISEÑO DE LOS SOPORTES" del punto 10 capítulo II.

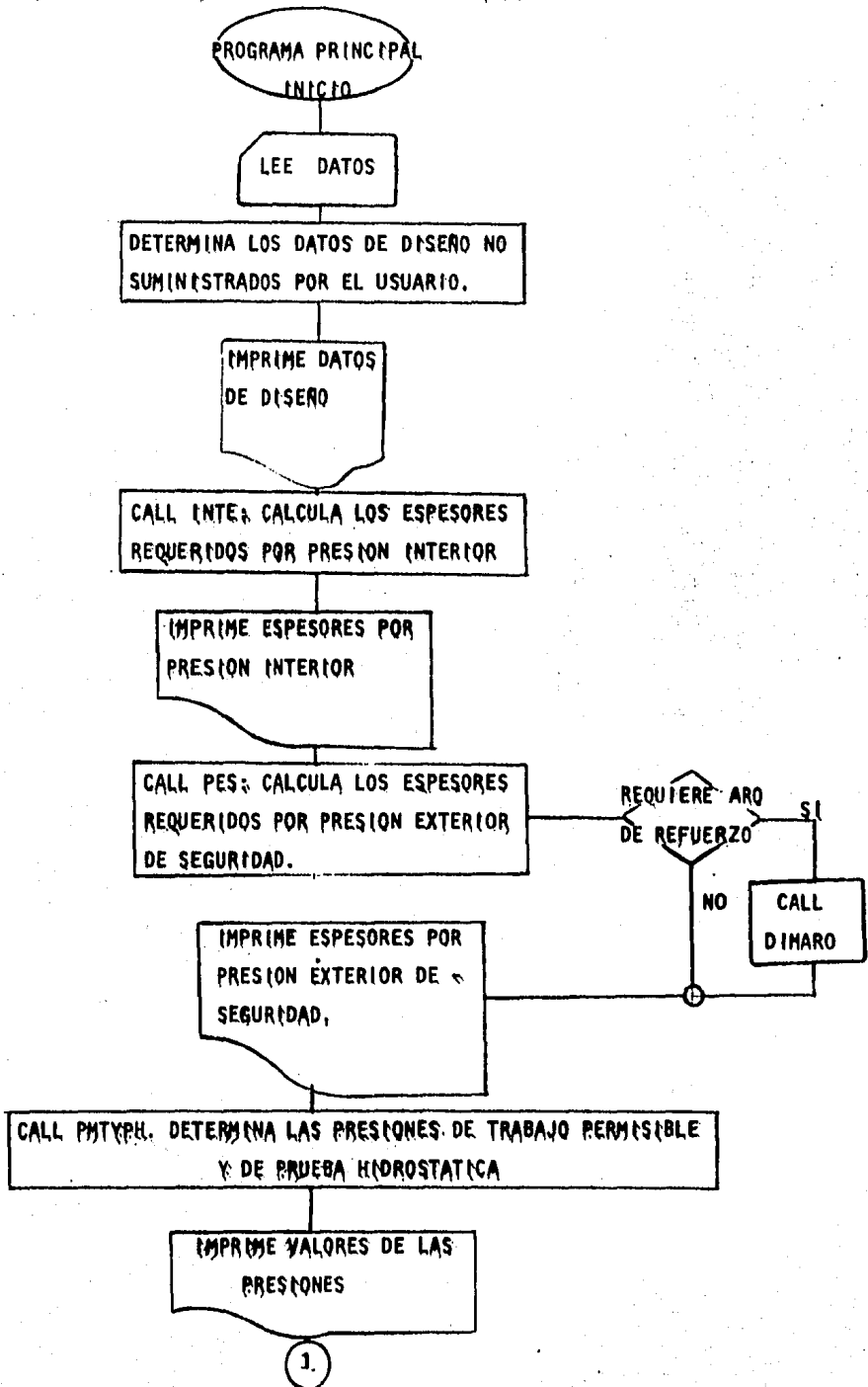
El subprograma "SOP" determina las dimensiones de las silletas a partir del análisis de las diferentes cargas y la combinación de éstas sobre las silletas, después devuelve el mando al programa principal para que imprima los valores.

III.3. DIAGRAMAS.

Los diagramas que a continuación se muestran describen los pasos a seguir en el programa de cómputo de acuerdo al procedimiento empleado.

En el siguiente diagrama se muestra la secuencia que sigue el programa

principal en el manejo de los diferentes subprogramas,



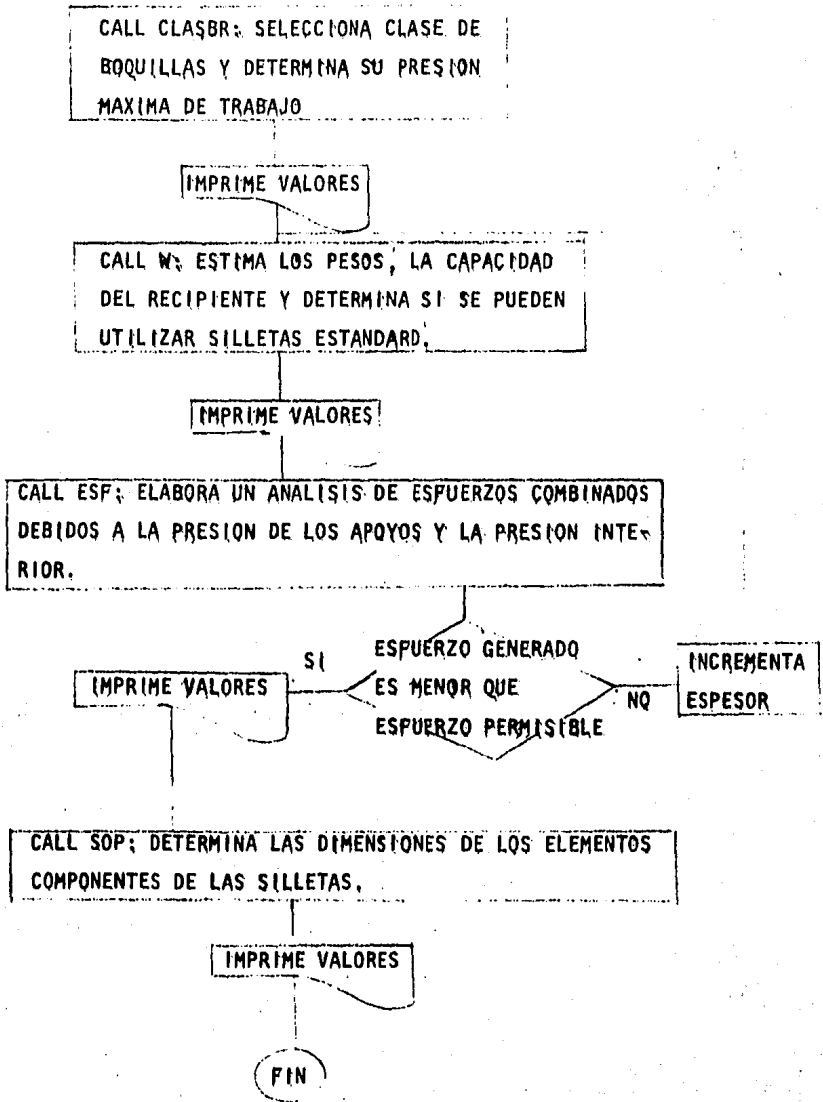


FIGURA DJ;
DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA PRINCIPAL.

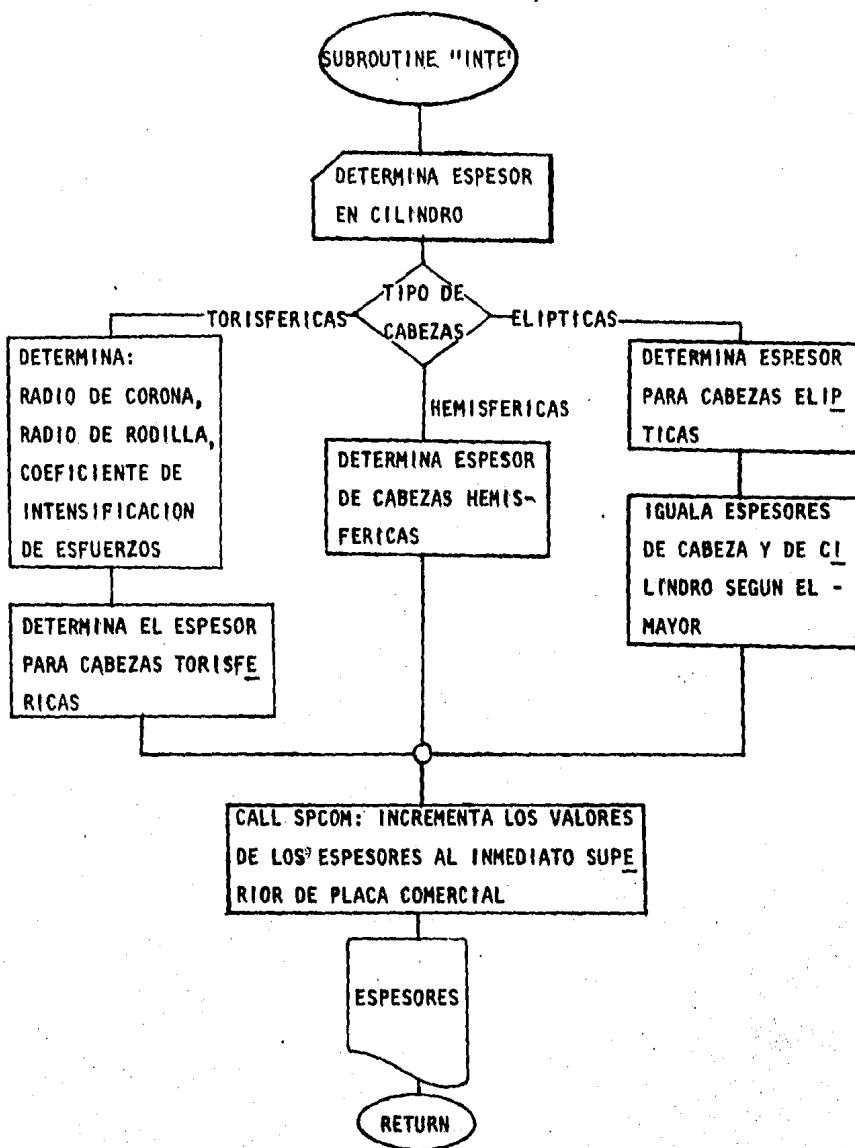


FIGURA D2.
 DIAGRAMA DE FLUJO PARA DETERMINAR LOS ESPESORES REQUERIDOS POR PRESION INTERNA.

SUBROUTINE "IPES"

DETERMINA ESPESOR t_c , DIAMETRO EXTERIOR DE Y LONGITUD EQUIVALENTE LEQ Y LAS RELACIONES DE/t_c Y LEQ/DE

EL MATERIAL ES ACERO AL CARBON

NO

EL USUARIO SUMINISTRA LOS VALORES DE "A" Y "B"

SI

CALL PEXA DETERMINA LOS VALORES DE "A" Y "B"

DETERMINA LA PRESION ADMISIBLE PARA CUALQUIERA DE LOS CASOS EXPUESTOS EN EL CAP. II EN CASCARONES CILINDRICOS

LA PRESION ADMISIBLE ES MAYOR QUE LA PRESION EXTERIOR DE SEGURIDAD

NO

CRITERIO ESPESOR-

AGREGAR ARO

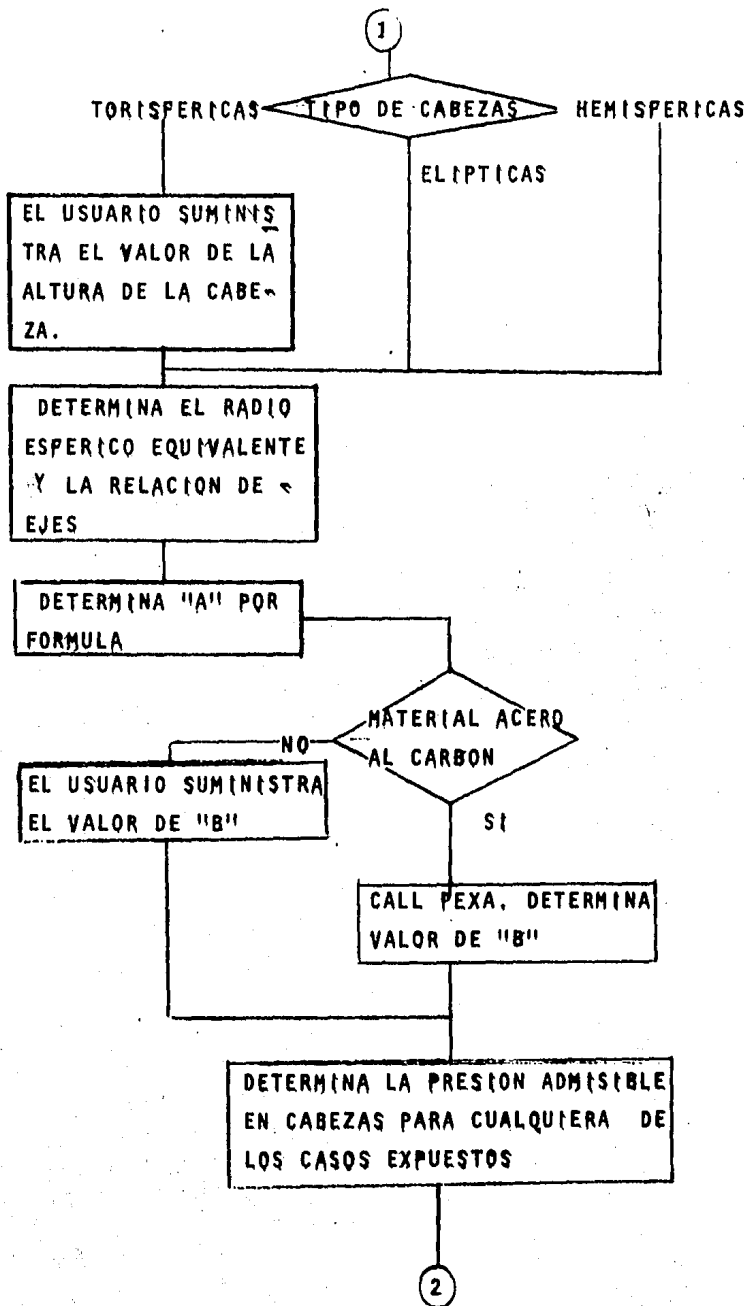
INCREMENTA UN ARO DE REFUERZO

INCREMENTA ESPESOR

SI

GUARDA EN MEMORIA EL ESPESOR DEL CILINDRO Y CANTIDAD DE AROS

1



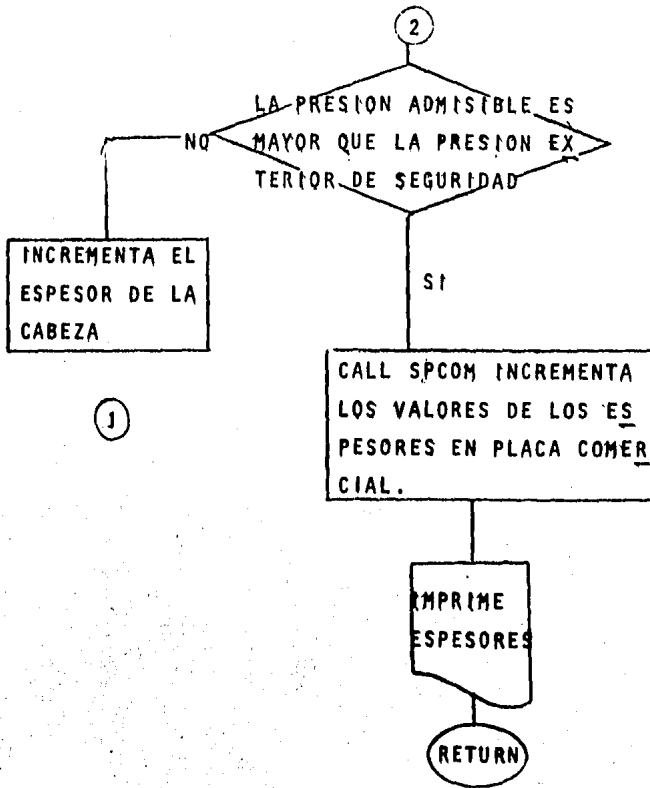


FIGURA 03,
DIAGRAMA DE FLUJO PARA DETERMINAR LOS ESPESORES REQUERIDOS
POR PRESION EXTERIOR DE SEGURIDAD.

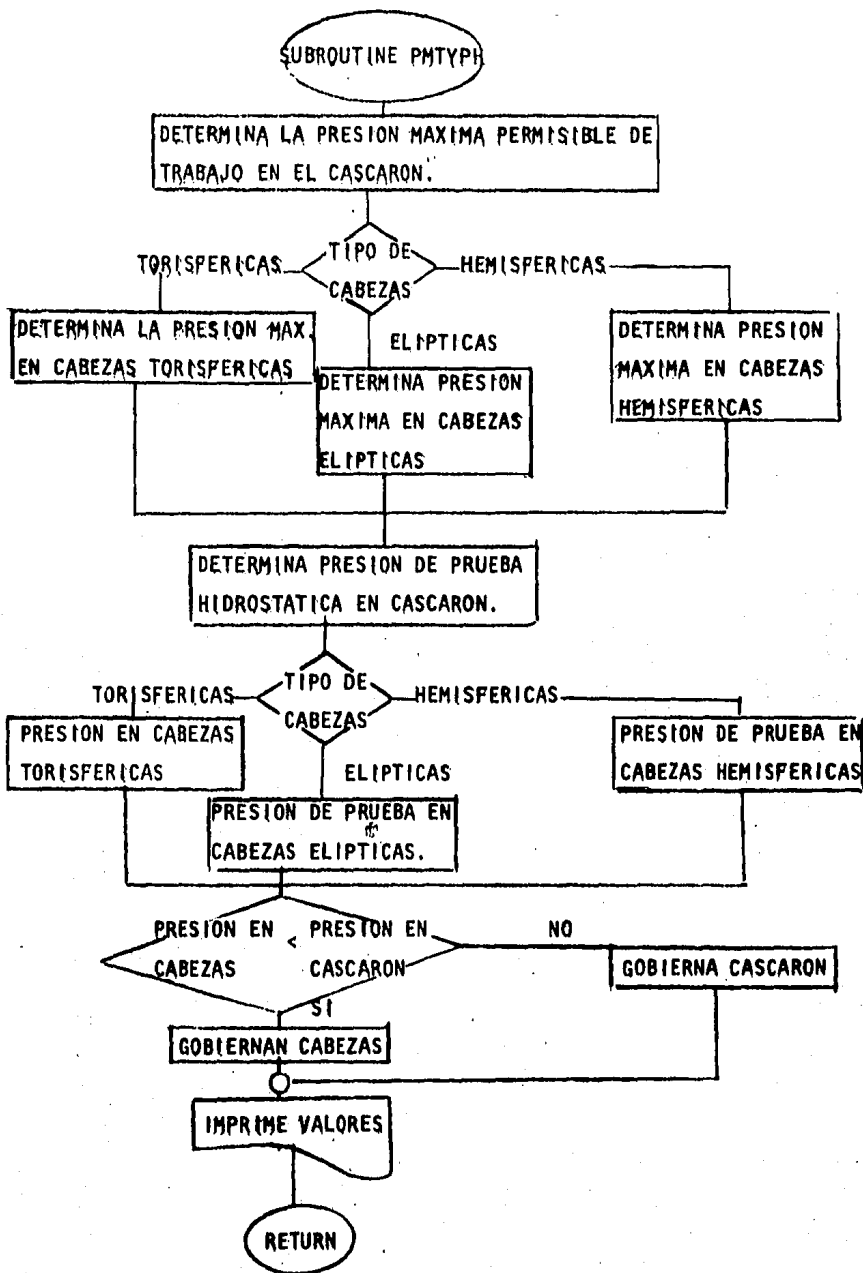
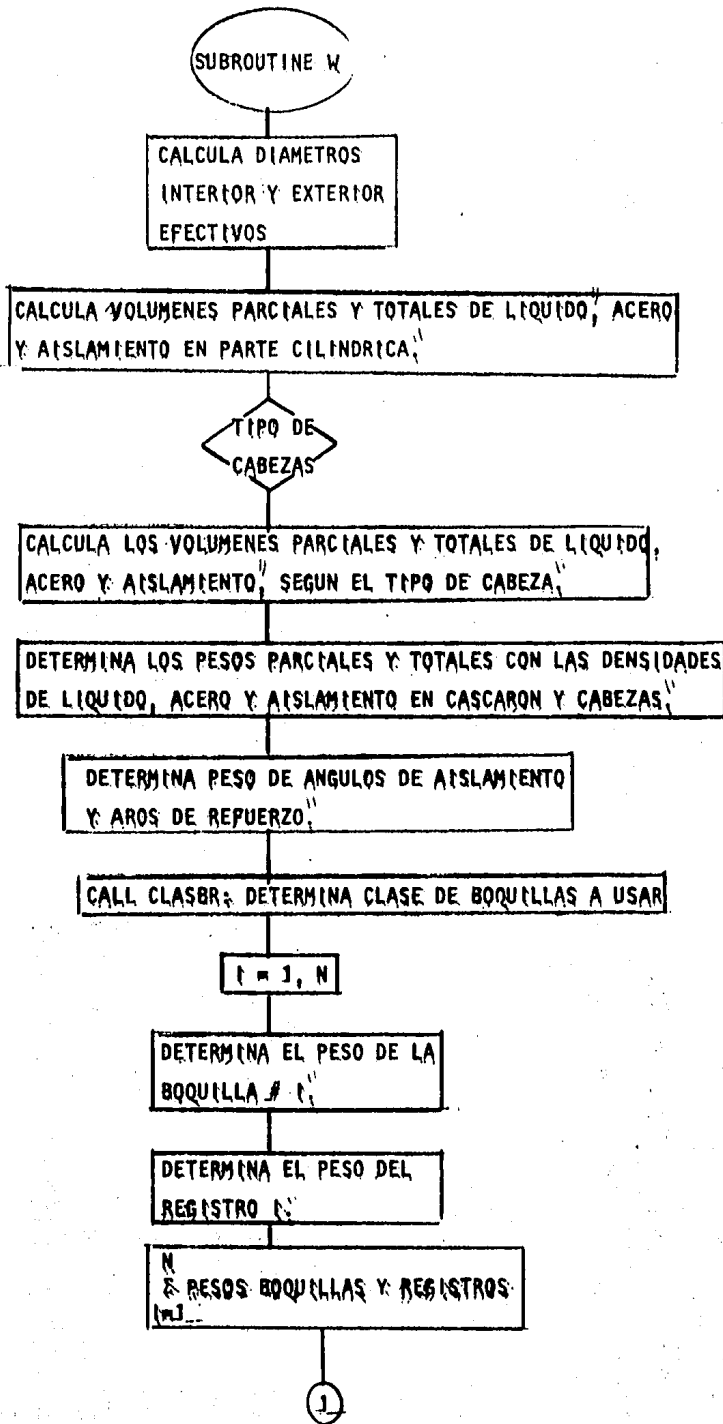


FIGURA D4.
 DIAGRAMA DE FLUJO PARA DETERMINAR LAS PRESIONES DE TRABAJO Y PRUEBA HIDROSTATICA.



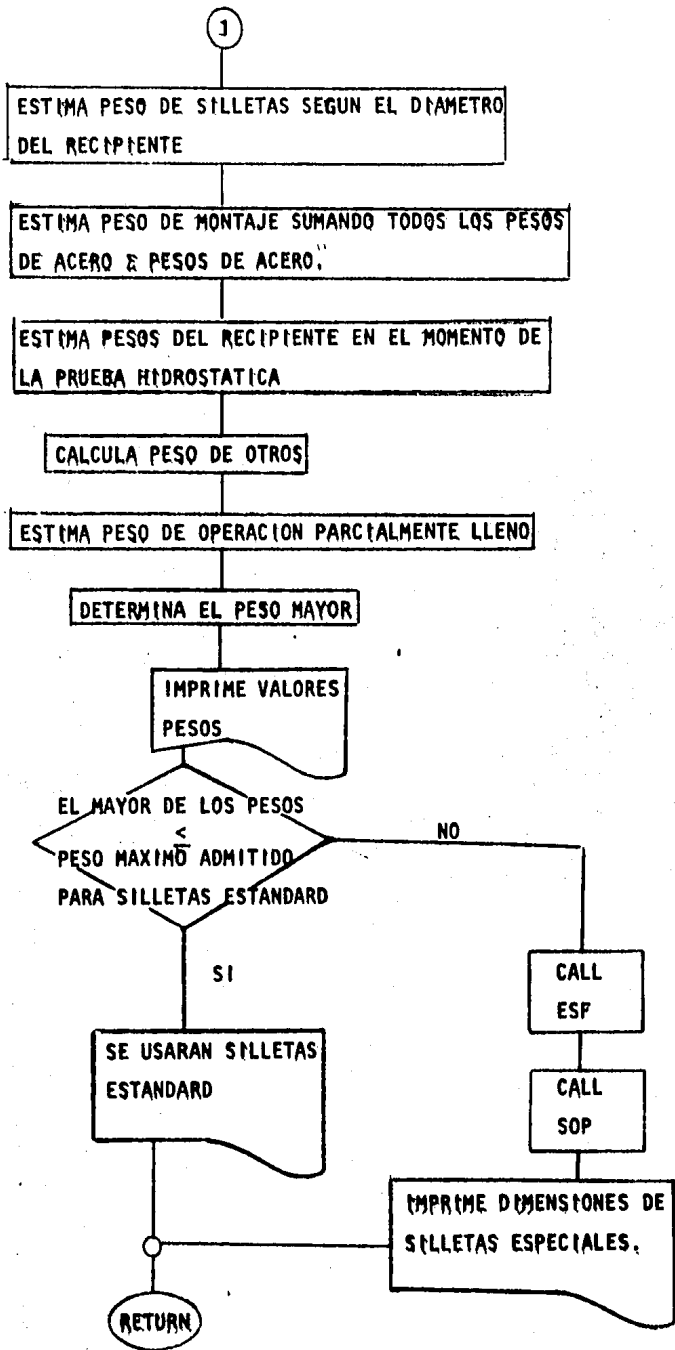


FIGURA D5:
 DIAGRAMA DE FUJO PARA DETERMINAR LOS PESOS ESTIMADOS EN RECIPIENTES HORIZONTALES Y SU CAPACIDAD.

SUBROUTINE ESF

DETERMINA TODOS LOS ESFUERZOS PERMISIBLES DEL MATERIAL DE CASCARON Y CABEZAS PARA LAS DIFERENTES CONDICIONES DE CARGA.

DETERMINA LOS ESFUERZOS CIRCUNFERENCIALES GENERADOS EN EL CASCARON EN EL CENTRO DEL CLARO Y EN EL PLANO DE LAS SILETAS.

EL MAXIMO ESFUERZO GENERADO < EL CORRESPONDIENTE ESFUERZO PERMISIBLE

INCREMENTA ESPESOR DE CASCARON

RETURN

SI APOYO CERCA DE LA CABEZA NO

DETERMINA ESFUERZO CORTANTE TANGENCIAL EN CASCARON, CABEZA Y ESFUERZO ADICIONAL EN CABEZA USADA COMO ATIEZADOR GENERADOS.

DETERMINA ESFUERZO CORTANTE TANGENCIAL EN CASCARON SEGUN LA DISTANCIA DE LA LINEA DE TANGENCIA AL APOYO

LOS ESFUERZOS GENERADOS < ESFUERZO PERMISIBLE

INCREMENTA ESPESORES

RETURN

ESFUERZO GENERADO < ESFUERZO PERMISIBLE

INCREMENTA ESPESOR DE CASCARON

RETURN

DETERMINA LOS ESFUERZOS CIRCUNFERENCIALES EN EL CUERNO DE LA SILETA BAJO ESTAS CONDICIONES

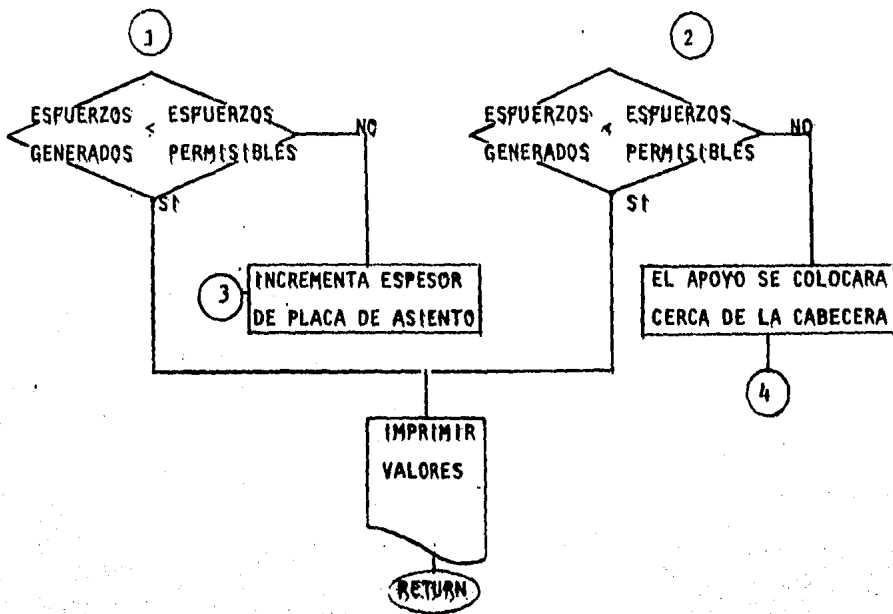
DETERMINA ESFUERZOS CIRCUNFERENCIALES EN EL CUERNO DE LA SILETA CUANDO EL APOYO ESTA LEJOS DE LA CABEZA

1

2

3

4



* SE REQUIERE ESTIMAR PESOS NUEVAMENTE;

FIGURA D6;

DIAGRAMA DE FLUJO PARA ELABORAR EL ANALISIS DE ESFUERZOS GENERADOS POR LOS APOYOS EN EL RECIPIENTE A PRESION HORIZONTAL.

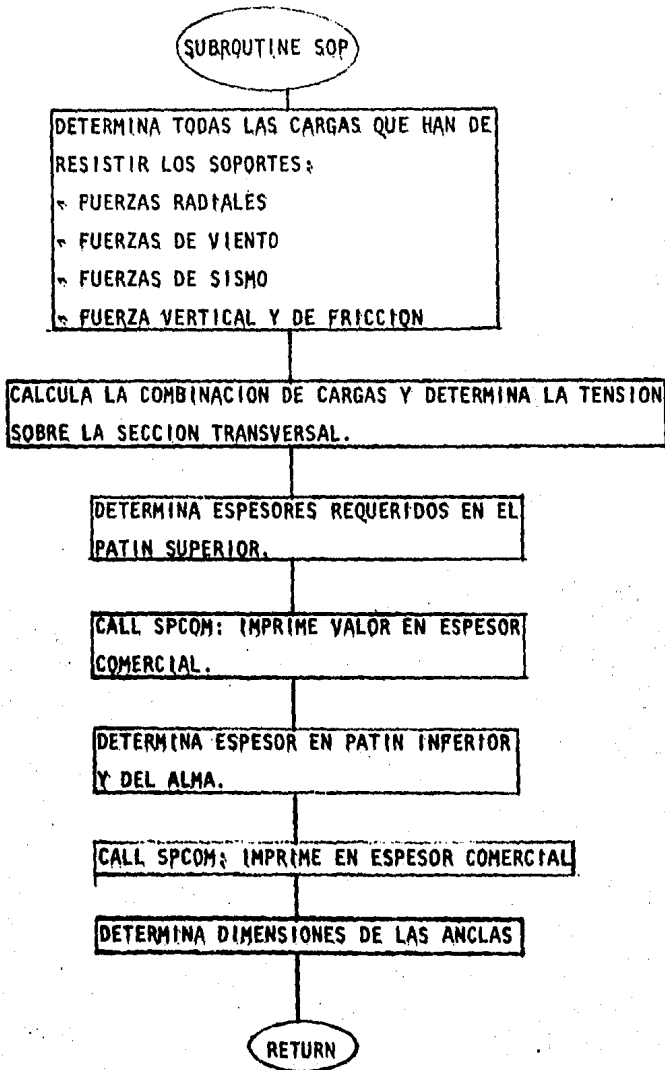


FIGURA D7.

DIAGRAMA DE FLUJO PARA DIMENSIONAR LAS SILLETAS REQUERIDAS PARA LOS RECIPIENTES HORIZONTALES.

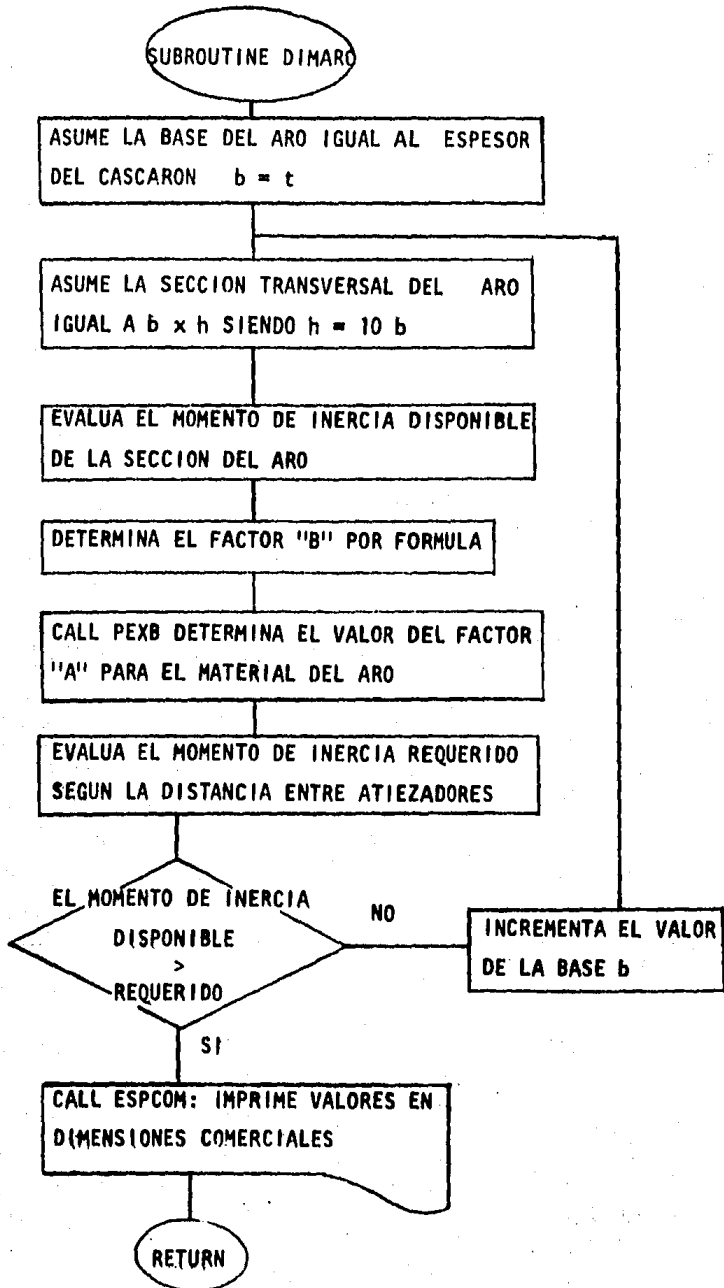


FIGURA D8:

DIAGRAMA DE FLUJO PARA DETERMINAR LAS DIMENSIONES DE LOS AROS DE REFUERZO.

III 4. ANALISIS DE RESULTADOS.

Ya que se ha concluido con la elaboración del Programa de Computadora se requiere de un período de prueba en el que se le somete a una simulación, variando todas las posibles alternativas que puedan presentarse en las características de los recipientes comprendidos, para detectar y así corregir las fallas que pueda tener el programa. Después de esto, se prueba el programa con algunos equipos ya calculados por el procedimiento manual y se comparan los resultados para determinar el grado de confiabilidad que puede darse al diseño por computadora.

El Programa elaborado fue probado con varios equipos que ya habían sido calculados en el IMP, los cuales incluyen las variantes que comprende el diseño bajo los criterios expuestos en el Capítulo II y se hizo la comparación de resultados que se expone en seguida.

ESPEORES, PRESIONES DE PRUEBA Y PERMISIBLE DE TRABAJO Y RANGOS DE BOQUILLAS.

Las diferencias que se encontraron fueron mínimas, lo cual se debe a -- que en ambos métodos se utilizan las mismas fórmulas y esas diferencias son solamente por el manejo de más, o menos dígitos después del punto decimal. En estos cálculos se puede tener plena confianza ya que es más exacto el cálculo por computadora.

PESOS ESTIMADOS:

Los pesos calculados por el Programa fueron casi siempre diferentes y menores de los calculados anteriormente por el método manual. Estas diferencias se deben principalmente a que los métodos de cálculo son diferentes: mientras que el programa calcula mediante las fórmulas expuestas en el Capítulo II, el cálculo manual se auxilia con tablas que contienen los pesos estimados de los diferentes elementos que componen al recipiente según el espesor y su geometría. Además, el programa considera más a fondo la estimación de pesos porque toma en cuenta los de algunos accesorios y misceláneos que por el método manual resulta muy tedioso y se pre-

fiere incrementar en un porcentaje el peso de montaje en consideración a de dichas misceláneos.

ESFUERZOS GENERADOS EN EL RECIPIENTE DEBIDO A LA PRESION DE LOS APOYOS Y DIMENSIONES DE LAS SILLETAS.

Las diferencias encontradas en el cálculo de los esfuerzos y en las dimensiones de las silletas son como las encontradas en la determinación de espesores y presiones, ya que también en estos casos, las fórmulas utilizadas por ambos métodos son las mismas.

En las tablas siguientes se muestran los resultados obtenidos en el diseño de algunos equipos por ambos métodos y se puede ver el porcentaje de las diferencias o de error.

Las siguientes hojas de computadora muestran los resultados arrojados por el diseño de un equipo utilizando el programa. En ellas se observa que el programa fue hecho para poder trabajarse en forma "conversacional" si así se desea; esto consiste en que la ejecución del programa se va haciendo por etapas; en las cuales, para leer cualquier dato que requiera primero se lo indica al usuario para que se lo suministre, de esta manera su manejo se vuelve muy sencillo y práctico ya que cuenta con un sistema que le permite corregir algún error en los datos suministrados. El Programa también puede "correrse" de la forma tradicional utilizando un archivo donde se almacenan los datos que sean necesarios en una "corrida" y que la máquina tomará conforme el Programa lo vaya requiriendo o bien suministrando los datos inmediatamente después de la instrucción de ejecución del Programa. Esta última es también muy sencilla y práctica, ya que el Programa está estructurado, tal que, solo lee una de cada dos líneas (o tarjetas) de datos, dejando así la oportunidad de colocar una línea que dé instrucciones al usuario sobre los datos que deberán escribirse en la siguiente línea.

Con respecto al formato de salida para los resultados, este es muy sencillo de analizar, pero en caso de que así se desee, se puede cambiar la presentación de los resultados según convenga al ingeniero diseñador usua

EQUIPO - CONTRATO	FA-2408 ~ 1188		FA-106 ~ 1242		FA-103 ~ 1227	
	COMP.	MANUAL	COMP.	MANUAL	COMP.	MANUAL
ESP. CASCARON (mm)	13	13	149	149	19	19
ESP. CABEZAS (mm)	13	13	76	76	19	19
PRES. TRAB. (kg/cm ²)	15.2	15.2	111.25	111.42	23.95	24.
PRES. PRUEBA (kg/cm ²)	29.71	29.74	170.4	170.21	42.74	42.72
PESO OPER. (kg)	9900.	9490	117000.	121500.	5020.	5870.
CAPACIDAD (m ³)	9.86	9.86	53.79	53.79	6.1	6.1

PORCENTAJE DE ERROR EN PESOS = 8.3%
 PORCENTAJE DE ERROR EN PRESSIONES = 0.05%
 PORCENTAJE DE ERROR EN ESPESORES = 0.0%

TABLA COMPARATIVA DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS POR LOS DOS MÉTODOS
 DE DISEÑO DE RECIPIENTES HORIZONTALES.

Una ventaja más que se encuentra al diseñar utilizando este Programa es que se puede ejecutar con varias alternativas de material de construcción y tipo de cabezas para que así se pueda observar y decidir por la opción más conveniente según las características requeridas y costo óptimo.

ESCRIBE LOS DATOS DE DISEÑO
EN UNIDADES DEL SISTEMA METRICO

ESCRIBE EL NUMERO DE CONTRATO Y LA CLAVE DEL EQUIPO
DESCRIPCION DEL EQUIPO

PRES. DISEÑO	PRES. OPER.	TEMP. DIS.	TEMP. OPER.
DIAMETRO	LONG.T.T.	CORROSION PERM.	DENSIDAD LIG.
EFIC. LONG.	P.E.S.	CANT. BOQ.	CANT. REG.
DIAM. BOQ.(1)	DIAM. BOQ.(2)	DIAM. BOQ.(3)	
DIAM. BOQ.(4)	DIAM. BOQ.(5)	DIAM. BOQ.(6)	
DIAM. BOQ.(7)	DIAM. BOQ.(8)	DIAM. BOQ.(9)	
DIAM. BOQ.(*)	DIAM. BOQ.(*)	DIAM. BOQ.(*)	
DIAM. REG.(1)			

ELIGE EL TIPO DE CABEZAS Y EL TIPO DE MATERIAL.

ELIPTICAS
HEMISFERICAS
TORISFERICAS

SA-515-70

SA-285-C

ESTE EQUIPO LLEVA AISLAMIENTO? SI O NO

ESCRIBE EL ESPESOR Y LA DENSIDAD DEL MATERIAL AISLANTE

LLEVA RECUBRIMIENTO?... SI O NO

ESCRIBE EL NIVEL NORMAL DEL LIQUIDO

CONTRATO NO. E-1223 DESPACHAFINADORA DE ACEITES LULF

CLAVE DEL EQUIPO FA-414

DESCRIPCION DEL EQUIPO TANQUE DE BALANCE

DATOS DE ENTRADA

NUMERO DE PAQUETE #1*

PRES. DISEÑO	3.200 KG/CM ²
PRES. OPER.	1.100 KG/CM ²
TEMP. DIS.	175.000 GRAD C
TEMP. OPER.	157.200 GRAD C
DIAMETRO	3962.000 MM
LONG.T.T.	7500.000 MM
CORROSION PERM.	3.200 MM
DENSIDAD LIG.	.795 GR/CM ³
EFIC. LONG.	1.000--
P.E.S.	1.050 KG/CM ²

CANT. BOQ. 11

CANT. REG. 1

DIAM. BOQ. (1)	51.000 MM
DIAM. BOQ. (2)	51.000 MM
DIAM. BOQ. (3)	102.000 MM
DIAM. BOQ. (4)	102.000 MM
DIAM. BOQ. (5)	76.000 MM
DIAM. BOQ. (6)	38.000 MM
DIAM. BOQ. (7)	38.000 MM
DIAM. BOQ. (8)	152.000 MM
DIAM. BOQ. (9)	152.000 MM
DIAM. BOQ. (10)	610.000 MM
DIAM. BOQ. (11)	610.000 MM
DIAM. REG. (1)	610.000 MM

NUMERO DE PAQUETE *2*

TIPO CABEZAS ELIPTICAS
MATERIAL SA-515-70
ESF. MAX. PERM. 1230.300 KG/CM2

NUMERO DE PAQUETE *3*

ESP. AISLAM. 38.000 MM
DENS. AISLAM. .098 GR/C.3
ESP. REC .000 MM

NIVEL NORMAL DEL LIQUIDO 1575.000 MM

ESTAN CORRECTOS LOS DATOS DE ENTRADA???,
=====

DISENO POR PRESION INTERIOR

ESPESOR DE CASCAJO: 10 MM (3/8)"
ESPESOR DE CABEZAS 10 MM (3/8)"

=====

DISENO POR PRESION EXTERIOR

ESPESOR DE CASCAJO: 16 MM (5/8)"
ESPESOR DE CABEZA 16 MM (5/8)"

CON 2 ARCS DE REFUERZO
DE LAS SIGUIENTES DIMENSIONES

BASE DEL ARO 19 MM (3/4)"
ALTURA DEL ARO 191 MM (7 1/2)"

=====

PRESIONES DE PRUEBA HIDROSTATICA Y MAXIMA DE TRABAJO

PRESION MAXIMA DE TRABAJO EN CASCARON = 9.7501807 KG/CM²
PRESION MAXIMA DE TRABAJO EN CABEZAS = 7.8528602 KG/CM²
GOBIERNAN CABEZAS CON 7.8528602 KG/CM²

PRESION DE PRUEBA HIDROSTATICA EN CASCARON = 17.598650 KG/CM²
PRESION DE PRUEBA HIDROSTATICA EN CABEZAS = 14.776911 KG/CM²
GOBIERNAN CABEZAS CON = 14.776911 KG/CM²

SE REQUIERE DISEÑO ESPECIAL DE SAILLETAS

PRESION DE TRABAJO PERMISIBLE EN BOQUILLAS 15.056 KG/CM²

SE USARAN BOQUILLAS DE CLASE : 10.5 KG/CM²

***EL PESO DEL RECIPIENTE EXCEDE DEL INDICADO
***EN ELE STANDARD Y DEBE HACERSE EL ANALISIS
***DE ESFUERZOS PARA DISEÑO DE SILLETAS ESP.

-----PESOS ESTIMADOS-----

PESO DE MONTAJE 21890 KG
PESO AISLAMIENTO 1520 KG
PESO DEL LIQUIDO 31750 KG
PESO DE OTROS 3870 KG
PESO DE OPERACION 59030 KG
PESO TOT. LLENO H₂O 130637 KG

CAPACIDAD 103.74775 M³

ANALISIS DE ESFUERZOS EN EL CASCARON

SE ENCONTRARON LOS SIGUIENTES ESFUERZOS

ESFUERZO LONGITUDINAL GENERADO

S1= 431.42100 KG/CM²

LOS ESFUERZOS LONGITUDINALES PERMISIBLES SON

A COMPRESION S= 906.54000 KG/CM²

A TENSION S= 913.00000 KG/CM²

CORTANTE TANGENCIAL GENERADO EN EL CASC.

S2= 465.29150 KG/CM²

COEFICIENTE FRACTURACION PERMISIBLE

S= 934.62000 KG/CM2

ESFUERZO CIRCUMFERENCIAL EN EL CUERNO DE LA SILLETA

S4= 769.81450 KG/CM2

ESF. CIRC. PERM. EN EL CUERNO DE LA SILLETA

S= 1045.3300 KG/CM2

ESF. CIRC. EN EL FONDO DEL RECIPIENTE

S5= 692.34100 KG/CM2

ESF. CIRC. PERM. EN EL FONDO DEL RECIPIENTE

S= 1335.8000 KG/CM2

====*

DISEÑO DE SILLETAS

DISTANCIA DE LA LINEA DE TANG. AL C.L. SILLETA

A=1500 MM

ANCHO DE LA PLACA DE ASIENTO = 250 MM

ANCHO DE LA PLACA DE BASE = 203 MM

ESPELOR DE LA PLACA DE ASIENTO = 25 MM

ESPELOR DE LA PLACA DE BASE = 22 MM

ESPELOR DEL ALMA = 13 MM

ESPELOR DE CARTABONES= 22 MM

ALTURA MAX. A 120 GRAD. = 1113 MM

LONGITUD DE LA PLACA DE ASIENTO = 3472 MM

DISEÑO DE LAS ANCLAS

C.L. DE ANCLAS = 1241 MM DEL C.L. DEL RECIPIENTE

RAJURAS EN LA PLACA DE BASE DE 102 X 69 MM

ALTURA DE RAJURAS EN EL ALMA = 102 MM

CUERNO DE LAS SILLETAS = 203 MM

***** ANALISIS CONCLUIDO, CORRECTO *****

DE JMC

III.5. ANALISIS ECONOMICO.

La investigación y el desarrollo de procedimientos en México aún se llevan a cabo, casi exclusivamente, en las empresas estatales, debido tal vez a que no ha habido el impulso suficiente para que los particulares confíen en los beneficios que pueden traerles este tipo de inversiones, que por lo regular es a largo plazo, pero que ponen a estas empresas en capacidad de competir en los mercados mundiales.

Por esta razón, es muy importante elaborar el análisis económico que comprenda una comparación de los costos que se han venido generando con los que se incurre utilizando el nuevo método, así como un estudio de viabilidad que muestra la utilización y la rentabilidad óptimas del nuevo proceso o prototipo.

En seguida se hace un análisis del presente trabajo, comprendiendo los factores más importantes: costos, tiempo y confiabilidad al llevar a cabo el diseño de un equipo, usando el programa descrito y el mismo diseño pero por el método manual.

a) Tiempo empleado para diseñar un recipiente*.

El tiempo que se emplea para emprender cualquier tarea, y en especial en el diseño de un recipiente, es un factor determinante, ya que muchas veces se requiere de datos o resultados inmediatos, además de ser casi siempre un factor que incrementa costos.

DISEÑO POR COMPUTADORA:

Consideremos las siguientes etapas para el diseño de un recipiente mediante el uso del programa de computadora expuesto:

1. Tiempo que emplea el ingeniero de diseño.

- ◀ Analizar los datos de diseño y prepararlos para poder ser suministrados a la máquina: 1 hora.

* Considérese tiempo efectivo promedio.

- Ejecución del programa de diseño ("corrida") alimentando a la máquina con los datos requeridos: 35 minutos* (incluyendo entrada al sistema cuando éste se encuentra en demanda normal) y obteniendo la impresión de resultados mediante la impresora adyacente (Hard-copy).
- Análisis e interpretación de los resultados arrojados por la "corrida": 45 minutos.

Entonces los resultados de un diseño estarán accesibles en un tiempo total de 2 horas y 20 minutos.

2. Tiempo que emplea la máquina,

- Tiempo utilizado por los periféricos (poner a disposición el programa e imprimir resultados): 35 minutos.
- Tiempo realmente utilizado en el cálculo de un equipo: 7 segundos.

El tiempo total empleado por la máquina es de 35 minutos.

DISEÑO MANUAL:

Para el diseño de un recipiente horizontal por el procedimiento manual se toman en cuenta las siguientes etapas:

1. Tiempo empleado por el ingeniero diseñador para el análisis y para fijar datos complementarios: 30 minutos.
2. Tiempo promedio para diseñar el equipo: 34.5 horas.

El tiempo total será entonces de 35 horas.

b) Costos al diseñar un recipiente.

DISEÑO POR COMPUTADORA:

1. Un ingeniero diseñador genera un costo de \$ 1,007.00 por hora empleada; y, siendo éste de dos horas con 20 minutos al elaborarse por computadora el costo será de \$ 2,349.67.

* Sería de 25 minutos si se utiliza la impresora extra rápida.

2. El costo por utilizar el C.P.U. de la Computadora UNIVAC 1100 en 7 segundos es de \$ 250.00.
 3. El costo por utilizar los periféricos en 35 minutos es de \$ 350.00
- Entonces, el costo por diseñar un equipo por computadora es de \$ 2,949.67.

DISENO MANUAL:

El costo por diseñar un equipo manualmente será de:

$$35 \text{ horas} \times 1,007,00 \text{ \$/hora} = 35,245.00$$

Comparando ambas alternativas tenemos que:

El diseño por computadora se lleva un 6.7 % del tiempo del diseño manual y un 8.7 % del costo del diseño manual; sin embargo, es necesario considerar que para elaborar el programa se requirió de un tiempo que generó a su vez un costo y que como se indicó en el objetivo, el programa será modificado cada vez que sea necesario según su uso y los cambios en el diseño por nuevas investigaciones, para lo cual se harán gastos que deberán cargarse al costo del diseño de los equipos.

INVERSION EN EL DESARROLLO DEL PROGRAMA.

La inversión o costo inicial en la elaboración del programa consiste de dos factores. El primero es el correspondiente al costo por tiempos de ingeniero que comprende 300 horas ó \$ 302,100.00 y el segundo corresponde al tiempo de máquina que comprende 100 horas de periféricos y aproximadamente 25 minutos de tiempo C.P.U. que generan un costo de \$70,000.00 y \$ 53,570.00 respectivamente.

Entonces, el costo total de la inversión en el proyecto es de \$425670.00

La figura G.1 muestra el comportamiento de los costos del diseño de varios recipientes, en función de la cantidad. Si solo se diseñara un recipiente, éste tendría que absorber el total del costo de la elaboración del programa, lo cual haría incosteable el uso de la computadora; pero si se diseñan más de tres equipos, la costeabilidad y el beneficio aumentará conforme sea mayor el número de éstos.

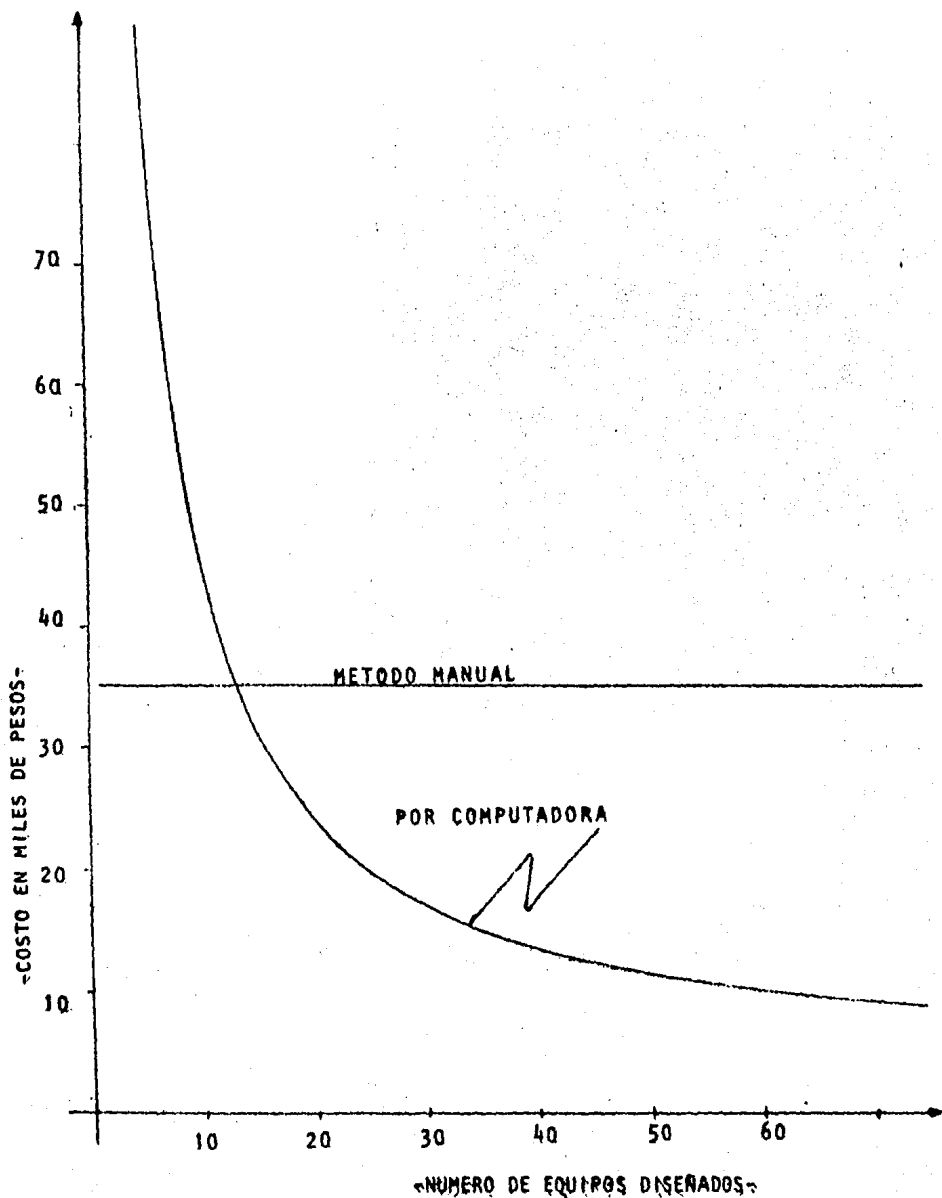


FIG. 61, COMPORTAMIENTO DEL COSTO DE DISEÑAR UN RECIPIENTE POR EL METODO MANUAL Y POR COMPUTADORA EN FUNCION DEL NUMERO DE EQUIPOS DISEÑADOS.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

El costo de la inversión inicial para la elaboración del Programa se justifica con el diseño de cuatro recipientes, y todos los demás diseños tendrán un costo muy bajo en relación al método manual.

El tiempo que se requiere para diseñar por computadora es muy corto, así que los resultados de un cálculo se podrán tener disponibles en el mismo día de su inicio.

Una vez que se ha probado el programa con todas las posibles alternativas para las cuales fue elaborado, los resultados arrojados serán de gran confiabilidad ya que al utilizar la máquina, se reduce al máximo la posibilidad de error.

Con la utilización de la computadora se logra la unificación de criterios, haciéndose más sencilla la revisión de los diseños.

El programa podrá ser modificado según las exigencias de las innovaciones en las normas y criterios de diseño, y el cálculo podrá hacerse para las diferentes alternativas de material utilizado y el tipo de cabezas, lográndose así que el ingeniero diseñador pueda elegir la mejor opción en cuanto a la optimización de los factores: costo, vida útil y confiabilidad de los equipos.

APENDICE (A)

APENDICE 'A'.

CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL EQUIPO SUPERSET.

- El sistema está orientado hacia la producción de gráficas de alta calidad en forma interactiva y está diseñado de manera que produzca estas gráficas en el menor tiempo posible.
- No admite la posibilidad de colocarle terminales adicionales ya que para garantizar el seguimiento del cursor, la velocidad de transmisión debe ser muy rápida.
- La comunicación entre el operador y el sistema se realiza en una consola separada, para que no interfiera con la gráfica en construcción.
- La tableta digitalizadora permite transferir datos de coordenadas de gráficas existentes en una forma muy rápida. Permite además utilizar el digitalizador como menú.
- Puede ser conectada a una Central de Cómputo.
- Los programas de soporte como Interact y Postgraph, son de acceso conversacional.

SISTEMA OPERATIVO.

- Procesador de 48 bits que permite manejar números con una precisión de 11 dígitos en punto flotante. En la UNIVAC actual, para lograr tales cifras se necesita manejar doble precisión, lo cual aumenta el tiempo de ejecución de los programas.
- Procesador frontal, el cual se encarga de todas las comunicaciones.
- Procesador de funciones de alta velocidad, el cual controla todas las operaciones del disco y puede realizar 5 millones de instrucciones por segundo.
- El sistema operativo permite que el usuario genere la configuración que más le convenga, para aumentar la velocidad de respuesta.
- Utiliza una arquitectura de memoria virtual.

PAQUETES DE PROGRAMAS DE SOPORTE (SOFTWARE).

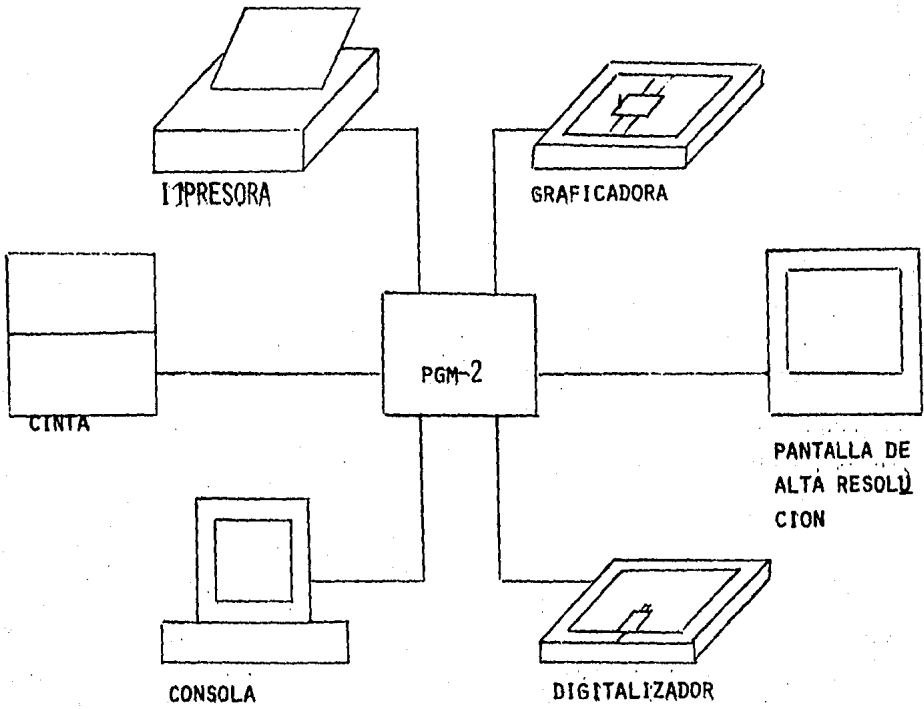
- DISSPLA - Programa para dibujar elementos en 2 ó 3 dimensiones, contornos, letras sombreadas, etc.
- INTERAC - Programa para el manejo interactivo de gráficas. Capacidad

de ampliación de áreas de interés.

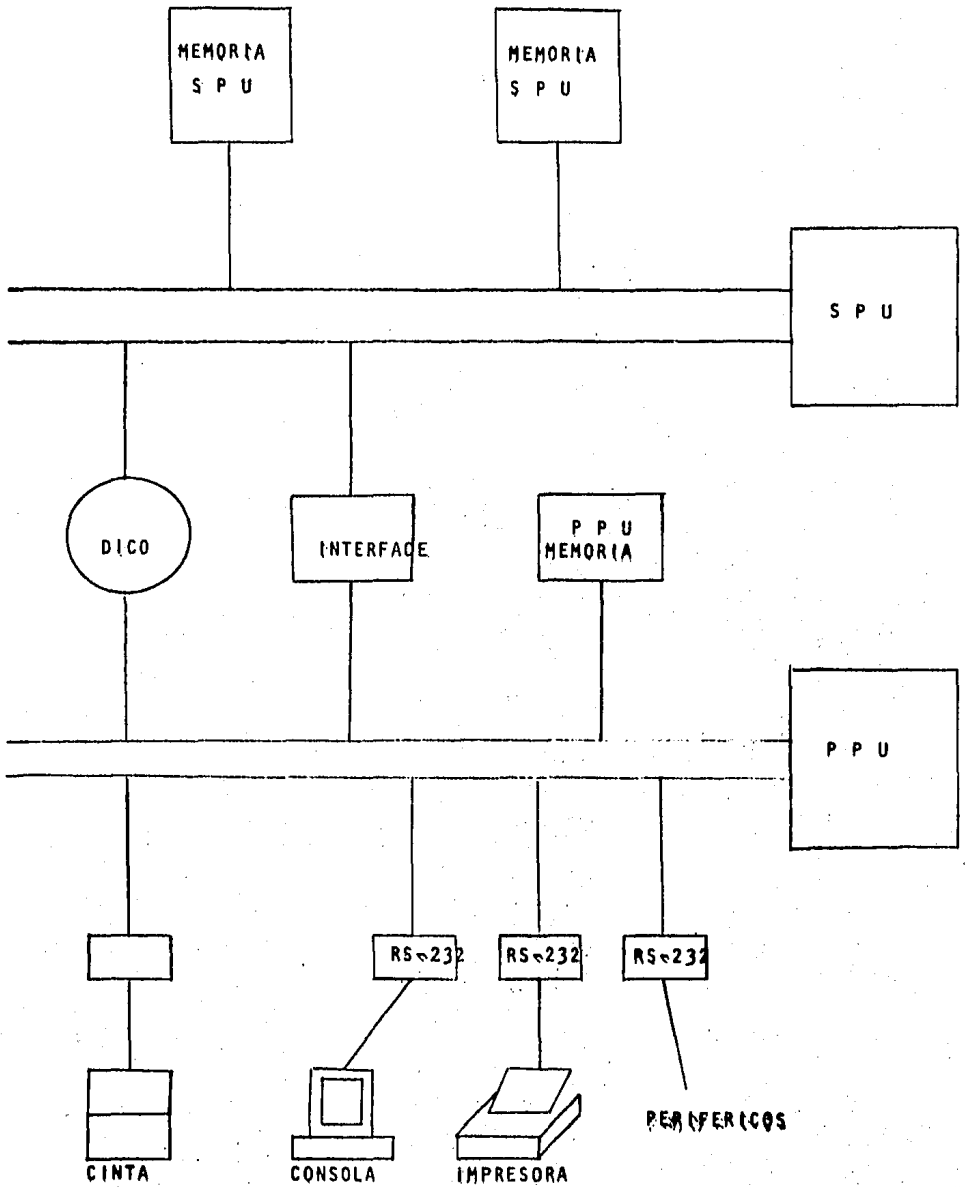
POSTGRAPH - Sistema gerencial de graficación. Para almacenar, recuperar y producir gráficas.

DOC - Sistema de procesamiento de documentos, proporciona capacidad de escritura tipo máquina de escribir.

DIGIFONT - Programa interactivo para la creación de estilos diferentes de letras.



COMPUTADORA SUPERSET;



PGM2.

REFERENCIAS

PRESSURE VESSEL HANDBOOK. Henry H. Bednar. First Edition. Van Nostrand Reinhold Co., New York, 1981.

ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE. Section VIII. División 1. Rules for Construction of Pressure Vessels. ASME, New York, 1983.

ANSI B16.5. STEEL PIPE AND FLANGED FITTINGS. ASME, New York, 1977.

DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT. Selected Topics. Kanti K. Mahajan P.E. Pressure Vessel handbook Publishing Inc.

PROCESS EQUIPMENT DESIGN. Lloyd E. Brownell and Edwin H. Young. John Wiley and Sons, Inc., New York, 1959.

(1) LUKENS SPUN HEADS. LUKENS STEEL COMPANY. Coatesville. Pennsylvania.

(2) ZICK, L.P. El método de diseño de soportes para recipientes horizontales es basado en el análisis de L.P. Zick, presentado en 1951. La ASME ha publicado el trabajo de Zick (Diseño de Recipientes y Tubos a Presión) como práctica recomendada. La API estándar 2510 hace referencia al análisis de Zick. El British Standard 1515 adopta este método con ligeras modificaciones y refuerzos adicionales.