

12
2 es



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ARAGON**

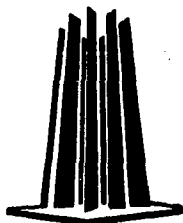
**ANALISIS DE ESFUERZOS EN UNA
VALVULA DE PRODUCCION**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

P R E S E N T A

EDUARDO GARCIA ALVAREZ



ENEP ARAGON

SAN JUAN DE ARAGON, EDO. DE MEX.

1993

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



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.

C O N T E N I D O

INTRODUCCION.

CAPITULO UNO.

1.- Conceptos de Mecánica de Materiales:

- 1.1. Definición de esfuerzo.
- 1.2. Esfuerzos normales:
- 1.3. Tensor de esfuerzo.
- 1.4. Ecuaciones diferenciales de equilibrio.
- 1.5. Deformación.
- 1.5.1 Deformación lineal.
- 1.6. Tensor deformación.
- 1.7. Relación de Poisson.
- 1.8. Ley de Hooke
- 1.8.1 Ley de Hooke para materiales isotropicos.
- 1.9. Esfuerzos principales.
- 1.10. Diagrama de esfuerzo-deformación.
- 1.11. Esfuerzo permisible.
- 1.12. Momento de inercia de un área.
- 1.13. Principio de superposición.

CAPITULO DOS:

2.- Teoría de fallas.

- 2.1 Teoría de Rankine.
- 2.2 Teoría de Tresca.
- 2.3 Teoría de cedencia de Von Mises.
- 2.4 Comparación de teorías.
- 2.5 Esfuerzo local.
- 2.6 Esfuerzo de discontinuidad.
- 2.6.1 Método de análisis.
- 2.6.2 Procedimiento de análisis por discontinuidad.

CAPITULO TRES:

3.- Válvulas de producción.

- 3.1 Diferentes tipos de válvulas.
- 3.2 Válvula de producción.
- 3.2.1 Componentes de una válvula de producción.
- 3.3 Clasificación de componentes:
 - 3.3.1 Contenedor de presión.
 - 3.3.2 Controlador de presión.
- 3.4 Procedimiento de ensamble.
- 3.5 Prueba hidrostática.

CAPITULO CUATRO:

4.- Códigos de diseño y materiales recomendados.

- 4.1 Generalidades del código A S M E referentes a los recipientes a presión.
- 4.2 Sección VIII División 2.
- 4.3 Apéndice 4.
- 4.4 Tipos de servicio.
- 4.5 Materiales para cuerpo.
- 4.6 Materiales para asiento.
- 4.7 Materiales para compuerta.
- 4.8 Materiales para vástago.

CAPITULO CINCO:

5. - Criterio de diseño.

- 5.1 Teoría del cortante máximo.
- 5.2 Categorías de esfuerzos.
 - 5.2.1 Esfuerzo primario,
 - 5.2.2 Esfuerzo secundario,
 - 5.2.3 Esfuerzo pico.
- 5.3 Límites básicos de intensidad de esfuerzo.

CAPITULO SEIS:

6. - Desarrollo de ecuaciones y memoria de cálculo.

- 6.1 Ecuaciones para el asiento.
 - 6.1.1 Memoria de cálculo para el asiento.
- 6.2 Ecuaciones para la compuerta.
 - 6.2.1 Memoria de cálculo para la compuerta.
- 6.3 Ecuaciones para el cuerpo.
 - 6.3.1 Memoria de cálculo para el cuerpo.
- 6.4 Ecuaciones para el vástago.
 - 6.4.1 Memoria de cálculo para el vástago.
- 6.5 Ecuaciones para la funda de vástago.
 - 6.5.1 Memoria de cálculo para la funda de vástago.
- 6.6 Ecuaciones para los birlos.
 - 6.6.1 Memoria de cálculo para los birlos.

CONCLUSIONES.

REFERENCIAS.

APENDICE.

- A Factores a cosiderar para seleccionar un válvula.
- B Arreglo de materiales para válvulas de producción.

INTRODUCCION.

El utilizar códigos que estandarizan los cálculos para recipientes a presión, provoca que en ocasiones los diseñadores subevaluen algunos efectos que podrían tener estos recipientes debido a que los códigos o especificaciones tocan estos de una manera muy superficial, como es el caso de algunos aditamentos que se utilizan en el recipiente a presión.

Los recipientes a presión son contenedores herméticos. Que pueden tener cualquier forma, desde un cilindro hasta una forma caprichosa como las que se encuentran en los elementos generadores de energía, o bien para nuestro caso una válvula.

Cuando se trata de un elemento de forma regular, o bien amparado por un código, se nos simplifica el desarrollo de los cálculos, utilizando un modelo matemático que de algún modo gobierna la respuesta o comportamiento del componente en estudio. Cuando se desea estudiar o diseñar un elemento que nos permite la aplicación de estos métodos es necesario llevar a cabo un estudio de elasticidad más profundo, que de acuerdo con la teoría de la elasticidad se obtienen 15 ecuaciones, las cuales gracias al FEA (Finite Element Analysis) son fáciles de resolver con la ayuda de una computadora que sea capaz de operar con este paquete de análisis de esfuerzos.

Anteriormente el análisis de esfuerzos en una válvula de producción se llevaba a cabo con la ayuda de la especificación API (American Petroleum Institute) 15a. edición, la que establecía que para el análisis de los esfuerzos se considerará como esfuerzo de membrana permitido un tercio del esfuerzo último del material o bien dos tercios del esfuerzo de cedencia del material, tomando como el de mayor valor en magnitud.

Al estar aplicando esto, se efectuaba el análisis por medio del criterio de deformación, considerando que el elemento en estudio continuaba operando siempre y cuando tuviera alguna deformación muy grande. Con el tiempo el Instituto Americano Del Petróleo (API) efectuó ciertos cambios en la especificación API; editando así la especificación API 16a ed., en la que consideraba que la magnitud de la prueba de casco sería ahora de 0.83 Sm en lugar de 0.90 Sm continuando con el criterio de diseño de considerar el valor mayor de el esfuerzo último o el esfuerzo de cedencia en sus partes correspondientes.

En el año de 1991, es emitido un cambio importante en la especificación API, en el que se establecía que para condiciones de diseño debería de ser considerado unicamente $\frac{2}{3}$ del esfuerzo de cedencia, quedando descartado el valor de $\frac{1}{3}$ del esfuerzo último del material. Debido a este cambio fue necesario desarrollar nuevamente los diseños de las válvulas de producción para verificar que estas cumplen con lo establecido en dicha especificación; que es el objetivo principal de este trabajo: Analizar una válvula de producción de 2 1/16 - 5000 psi, bajo las nuevas condiciones diseño de la especificación API.

El desarrollo de este trabajo comienza con la recopilación de la información teórica requerida por mecánica de materiales, los que van enfocados a el estudio de análisis de esfuerzos de un elemento mecánico así como las diferentes teorías para el análisis de fallas.

Dentro del capítulo tres se abarca la clasificación de los diferentes tipos de válvulas mas comunmente utilizadas en la industria petrolera, así como también la descripción de una válvula de producción y los componentes que la integran, cubriendo también la clasificación de los componentes y las pruebas correspondientes a una válvula de éste tipo.

Con lo que respecta al capítulo 4 se cubre la parte referente a los diferentes tipos de materiales que se pueden emplear o bien que son permitidos por la especificación API y por el código ASME. Así como los artículos correspondientes de cada una de estas normas que serán usadas para el desarrollo de el análisis de los esfuerzos.

En el capítulo 5 que corresponde al criterio de diseño, se establecen las diferentes teorías de falla que están involucradas en la especificación API para el análisis de los esfuerzos, las cuales fueron establecidas en febrero de 1991, en el seminario llamado en el centro del Tepayac, (Requerimientos de diseño por la norma API 6A 16a. ed. para equipos de cabeza de pozo.)

Por lo que respecta a el último capítulo es el desarrollo de las ecuaciones así como la memoria de cálculo para cada uno de los componentes de la válvula de producción, en las que se utilizan las condiciones establecidas por API y ASME para llevar a cabo este análisis.

CAPITULO UNO.

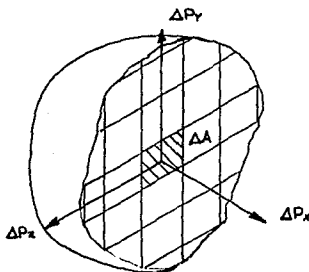
CONCEPTOS BASICOS DE MECANICA DE MATERIALES.

1.1. ESFUERZO.

En forma muy general puede definirse como la relación entre la carga aplicada y el área de la sección.

$$\text{ESFUERZO} = \frac{\text{FUERZA}}{\text{AREA}}$$

Una definición mas exacta es la que se da a continuación, cuando se considera unicamente un solo punto; como se muestra en la figura 1.1:



$$\sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta P_x}{\Delta A} ; \quad \tau_{xy} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta P_y}{\Delta A} ; \quad \tau_{xz} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta P_z}{\Delta A}$$

FIGURA 1.1.

En este caso la fuerza aplicada ha sido compuesta en sus componentes normal y paralelos a la sección transversal, lo que facilita su estudio analítico.

1.2 ESFUERZOS NORMALES O AXIALES.

a) Esfuerzo de tensión:

Es la intensidad de la fuerza de tracción perpendicular o normal a la sección.

b) Esfuerzo de compresión:

Son aquellos que actúan o presionan contra la sección transversal en forma normal a ella.

c) Esfuerzo cortante:

Son los componentes que actúan tangencialmente a él plano del elemento de área.

1.3 TENSOR DE ESFUERZOS.

Observando un cubo infinitesimal que fue obtenido de un elemento se pueden ver los esfuerzos que actúan en él, como se muestra en la figura 1.2 :

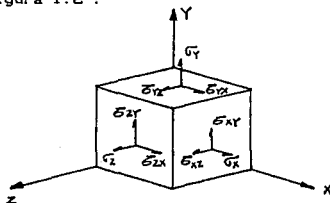


FIGURA 1.2

Analogicamente como se agrupa un vector columna se agrupan los esfuerzos "n" en forma matricial, lo cual se conoce como tensor de esfuerzos. Como el que se muestra a continuación:

$$P = \begin{bmatrix} P_x \\ P_y \\ P_z \end{bmatrix} P_y$$

$$\begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

De la figura anterior se puede deducir que la matriz generada es simétrica por lo que los esfuerzos cortantes en los planos τ_{ij} y τ_{ji} , son iguales.

1.4 ECUACIONES DIFERENCIALES DE EQUILIBRIO.

Las ecuaciones diferenciales de equilibrio para un caso bidimensional, se muestran a continuación:

$$\frac{\delta \sigma_x}{\delta x} + \frac{\delta \tau_{xy}}{\delta y} + X = 0$$

$$\frac{\delta \tau_{xy}}{\delta x} + \frac{\delta \sigma_y}{\delta y} + Y = 0$$

En las dos ecuaciones anteriores X , Y representan las fuerzas del cuerpo, es decir, las fuerzas debidas al peso.

Existen dos estados o condiciones para el caso bidimensional: Esfuerzos planos y Deformación plana. Como se observa en al figura 1.3:

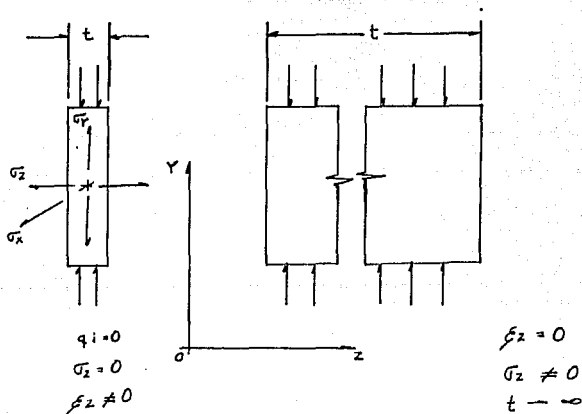


FIGURA 1.3

1.5 DEFORMACION.

Es la variación de magnitudes originales que experimenta un cuerpo debido a la acción de fuerzas externas o por efecto de cambios de temperatura.

1.5.1 DEFORMACION LINEAL.

Se representa con la letra griega "ε", y es el alargamiento que se observa por unidad de longitud, es decir: la intensidad de deformación, se expresa matemáticamente como se observa a continuación:

$$\epsilon = \int_{l_0}^l \frac{dl}{l_0} = \frac{\Delta l}{l_0}$$

l es la longitud observada (o final), y

l_0 es la longitud original,

por lo que Δl es igual a $l - l_0$.

La deformación lineal puede tener otras direcciones y en estudios analíticos se toman perpendiculares entre sí.

La definición matemática de la deformación se puede obtener a partir de la figura 1.4:

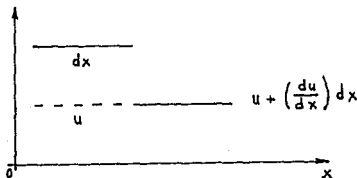


FIGURA 1.4

Si tenemos un elemento dx de una viga larga, al ser sometido a la acción de una fuerza axial, este sufrirá un desplazamiento u en su extremo izquierdo, mientras que el lado derecho sufrirá un desplazamiento $u + du$; entonces:

$$\epsilon = \frac{u + \frac{du}{dx} dx - u}{dx} = \frac{du}{dx}$$

para tres dimensiones la notación es la siguiente:

$$\epsilon_x = \frac{\delta u}{\delta x} ; \quad \epsilon_y = \frac{\delta u}{\delta y} ; \quad \epsilon_z = \frac{\delta u}{\delta z}$$

Además de las deformaciones lineales de un cuerpo, se pueden presentar deformaciones angulares, dicha deformación inclinará los lados del elemento deformado con respecto a los ejes x , y , z .

Para cambios angulares pequeños la deformación es:

$$\gamma_{xy} = \gamma_{yx} = \frac{\delta_y}{\delta_x} + \frac{\delta_u}{\delta_y}$$

$$\gamma_{zx} = \gamma_{xz} = \frac{\delta_z}{\delta_x} + \frac{\delta_u}{\delta_z}$$

$$\gamma_{yz} = \gamma_{zy} = \frac{\delta_w}{\delta_y} + \frac{\delta_y}{\delta_z}$$

1.6 TENSOR DEFORMACION.

Las deformaciones normales y angulares, representan en conjunto el tensor deformación, el cual guarda cierta analogía con el tensor de esfuerzo, ya mencionado. La deformación angular concentrada esta repartida como se muestra en la figura 1.5:

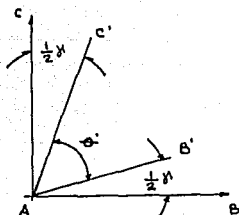


FIGURA 1.5

Por lo que para obtener un tensor entidad que obedezca a ciertas leyes de transformación se considera que:

$$\epsilon_{xy} = \epsilon_{yx} = -\frac{\delta_{xy}}{2} = -\frac{\delta_{yx}}{2}$$

$$\epsilon_{yz} = \epsilon_{zy} = -\frac{\delta_{yz}}{2} = -\frac{\delta_{zy}}{2}$$

$$\epsilon_{zx} = \epsilon_{xz} = -\frac{\delta_{zx}}{2} = -\frac{\delta_{xz}}{2}$$

Quedando el tensor deformación en la forma de matriz como sigue:

$$\begin{bmatrix} \epsilon_{xx} & \frac{\gamma_{xy}}{2} & \frac{\gamma_{zx}}{2} \\ \frac{\gamma_{yx}}{2} & \epsilon_{yy} & \frac{\gamma_{yz}}{2} \\ \frac{\gamma_{zx}}{2} & \frac{\gamma_{zy}}{2} & \epsilon_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \epsilon_{xx} & \epsilon_{xy} & \epsilon_{xz} \\ \epsilon_{yx} & \epsilon_{yy} & \epsilon_{yz} \\ \epsilon_{zx} & \epsilon_{zy} & \epsilon_{zz} \end{bmatrix}$$

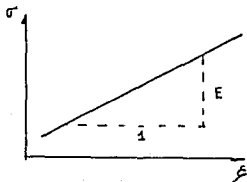
1.7 RELACION DE POISSON.

Es la relación que existe entre las deformaciones unitarias laterales contra la deformación axial; como se ve en la siguiente expresión:

$$\nu = - \frac{\epsilon_y}{\epsilon_x} = - \frac{\epsilon_z}{\epsilon_x}$$

1.8 LEY DE HOOKE.

Es la relación lineal entre el esfuerzo y la deformación, es decir que la fuerza es proporcional al alargamiento.



$$E = \frac{\sigma}{\epsilon}$$

Cuando todos los esfuerzos salvo uno, el normal, son nulos, E se convierte en una constante de proporcionalidad que relaciona el esfuerzo con la deformación lineal, tomando por ello el nombre de módulo de elasticidad o módulo de Young.

La expresión de la ley de Hooke en su forma más general, también es llamada como Ecuaciones Constitutivas en condiciones triaxiales para un medio elástico anisotrópico es:

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & A_{14} & A_{15} & A_{16} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{24} & A_{25} & A_{26} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & A_{34} & A_{35} & A_{36} \\ A_{41} & A_{42} & A_{43} & A_{44} & A_{45} & A_{46} \\ A_{51} & A_{52} & A_{53} & A_{54} & A_{55} & A_{56} \\ A_{61} & A_{62} & A_{63} & A_{64} & A_{65} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tau_{XX} \\ \tau_{YY} \\ \tau_{ZZ} \\ \tau_{XY} \\ \tau_{YX} \\ \tau_{ZX} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \epsilon_X \\ \epsilon_Y \\ \epsilon_Z \\ 1/2 \gamma_{XY} \\ 1/2 \gamma_{YX} \\ 1/2 \gamma_{ZX} \end{bmatrix}$$

1.8.1 LEY DE HOOKE PARA MATERIALES ISOTROPICOS.

Se considera como material Isotrópico aquel que tiene las mismas propiedades en todas sus direcciones la ecuación general de la ley de Hooke se simplifica como sigue:

$$\begin{aligned} \epsilon_X &= \frac{\sigma_X}{E} - \nu \frac{\sigma_Y}{E} - \nu \frac{\sigma_Z}{E} \\ \epsilon_Y &= -\nu \frac{\sigma_X}{E} + \frac{\sigma_Y}{E} - \nu \frac{\sigma_Z}{E} \\ \epsilon_Z &= -\nu \frac{\sigma_X}{E} - \nu \frac{\sigma_Y}{E} + \frac{\sigma_Z}{E} \end{aligned}$$

$$\gamma_{XY} = \frac{\sigma_{XY}}{G} = \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{XY}$$

$$\gamma_{YZ} = \frac{\sigma_{YZ}}{G} = \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{YZ}$$

$$\gamma_{ZX} = \frac{\sigma_{ZX}}{G} = \frac{2(1+\nu)}{E} \tau_{ZX}$$

Donde G es módulo de rigidez al cortante:

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

1.9 ESFUERZOS PRINCIPALES.

Generalmente los ejes de referencia para el análisis de un cuerpo se toman en función de la simetría de éste, o de la dirección de las fuerzas aplicadas, y se calculan los esfuerzos normales y cortantes, pero éstos no son precisamente los esfuerzos máximos o mínimos a los que está sometido el cuerpo.

Los esfuerzos normales máximos se hallarán en un plano $x'-y'$ 0 grados con respecto al eje original de referencia $x-y$.

Los esfuerzos normales máximos, también llamados Esfuerzos Principales son:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

En el plano en que actúan no existe esfuerzo cortante sin embargo, en un plano diferente del cuerpo existe un esfuerzo cortante máximo y se expresa como sigue:

$$\tau_{\max} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

1.10 DIAGRAMA DE ESFUERZO DEFORMACION.

Este se obtiene a partir de una prueba de tracción efectuada en una maquina para dicha prueba utilizando una probeta de ciertas características (estandarizada) del material en estudio, en dicho diagrama se muestra una gráfica de la carga aplicada contra la deformación real de la probeta como se muestra en la figura 1.6:

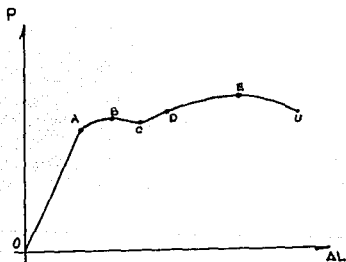


FIGURA 1.6

- OA Dependencia lineal.
- B Carga máxima dentro de el limite elástico
- C Punto de fluencia.
- CD Escalon de fluencia.
- E Carga máxima.
- U Carga ultima.

Utilizando las cargas típicas señaladas en el diagrama y conociendo el área de la sección de la probeta se determinan las características principales de la resistencia del material.

1.11 ESFUERZO PERMISIBLE.

Es el valor que se fija en base al esfuerzo ultimo considerablemente más bajo que el y dentro de el limite elástico. es importante establecerlo porque rara vez se conocen con exactitud las fuerzas que pueden actuar sobre la superficie diseñada, ademas de que los materiales no son completamente uniformes.

A partir de lo anterior se relaciona la carga ultima y la carga admisible para obtener un cociente que se llamara: Factor de Seguridad, y siempre tiene que ser mayor que Uno.

1.12 MOMENTO DE INERCIA DE UN AREA.

La expresión matemática de momento de inercia es: $\int r^2 da$ ya que ella se subdivide en diferenciales de area las cuales se multiplican por la distancia al cuadrado a un eje y luego se suman.

En un plano X-Y las expresiones quedan como sigue:

$$I_x = \int Y^2 da$$

$$I_y = \int X^2 da$$

1.13 PRINCIPIO DE SUPERPOSICION.

Este principio expresa que: "los esfuerzos y desplazamientos internos de un cuerpo elástico son independientes del orden de aplicación del sistema de fuerzas exteriores." Es decir, si un cuerpo se encuentra sometido a un sistema de cargas se pueden determinar los esfuerzos, desplazamientos y deformaciones de cada fuerza por separado y sumar algebraicamente, los resultados correspondientes de cada fuerza, obtenidos así, el resultado de la acción de todas ellas, como se muestra en la figura 1.7:

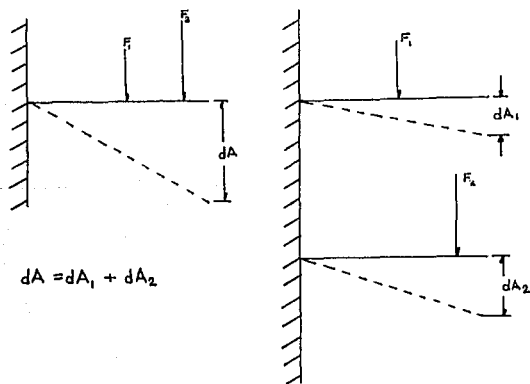


FIGURA 1.7

Gracias a este principio se pueden obtener coeficientes de influencia, para constituir una matriz de flexibilidad o matriz de rigidez que gobierne el comportamiento elástico de un objeto.

CAPITULO DOS

TEORIA DE FALLAS.

Generalmente las propiedades mecánicas de los materiales utilizados en estructuras y recipientes a presión, se obtienen de un ensayo a tensión (esfuerzo uniaxial), sin embargo, esto no es suficiente para el diseño; puesto que un recipiente a presión tendrá que soportar cargas adicionales y en consecuencia esfuerzos adicionales en diferentes direcciones.

Al emplear Teorías de Fallas es más sencillo resolver los problemas en dos o tres direcciones auxiliandonos de los resultados de un simple ensayo a tensión.

2.1 TEORIA DE RANKINE.

También es conocida como "TEORIA DEL EFF. MAXIMO" Es la teoría más antigua, la cual esta basada en los esfuerzos principales, la que nos dice que:

"LA FALLA O FRACTURA DE UN MATERIAL OCURRE CUANDO EL ESFUERZO NORMAL MAXIMO EN UN PUNTO ALCANZA UN VALOR CRITICO SIN TENER EN CUENTA LOS OTROS ESFUERZOS."

La evidencia experimental indica que esta teoría es aplicable para todos los materiales frágiles en todos los rangos de esfuerzos indicando la existencia de un esfuerzo principal.

En la figura 2.1 se muestra la forma de fractura basada en la Teoría del Esfuerzo Máximo.

Es importante hacer notar que la TEORIA DEL ESFUERZO MAXIMO puede ser insegura para materiales dúctiles.

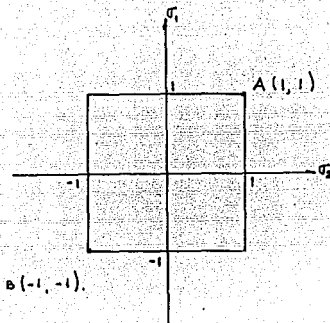


FIGURA 2.1
 CRITERIO DE DISEÑO BASADO EN LA TEORIA DE RANKINE

Esta teoría nos indica que la falla ocurrirá si:

$\sigma_1 > \sigma_2 \text{ ó } \sigma_3$ la falla ocurre cuando $\sigma_1 = +/- \sigma_{YP}$

$\sigma_2 > \sigma_1 \text{ ó } \sigma_3$ la falla ocurre cuando $\sigma_2 = +/- \sigma_{YP}$

$\sigma_3 > \sigma_1 \text{ ó } \sigma_2$ la falla ocurre cuando $\sigma_3 = +/- \sigma_{YP}$

2.2 TEORIA DE TRESCA.

Esta también es conocida como "TEORIA DEL CORTANTE MAXIMO" esta basada en la observación de la fluencia en materiales dúctiles causada por el deslizamiento del material a lo largo de superficies oblicuas y es debido principalmente a esfuerzos cortantes.

Esta teoría sugiere que la cedencia de un material depende únicamente del esfuerzo cortante máximo. En la figura 2.2 que se muestra a continuación se puede observar la cedencia del material debida a la teoría del cortante máximo.

Elementos sólidos con esfuerzos principales dentro del contorno de la figura podrían NO CEDER. De otro modo; La teoría del cortante máximo predice la cedencia de elementos sólidos con un esfuerzo principal sobre o fuera de la línea del contorno de la figura:

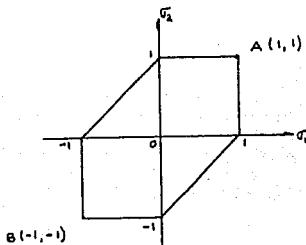


FIGURA 2.2

Criterio de cedencia basado sobre la Teoría del Cortante Máximo.

Comparando la Teoría del Cortante Máximo con la Teoría de Distorsión Máxima de la Energía; es ligeramente conservadora, debido a la simplicidad de aplicación de la Teoría del Cortante Máximo.

En esta teoría la falla ocurre cuando:

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_{YP}$$

$$\sigma_2 - \sigma_3 = \sigma_{YP}$$

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_{YP}$$

2.3 TEORIA DE CEDENCIA DE VON MISES

También es conocida como Teoría de la Energía de Distorsión Máxima o Teoría del Cortante octaédrico.

Este es otro criterio de cedencia para materiales Isotrópicos o dúctiles; la que dice:

UNA ESTRUCTURA ES DADA SEGURA SIEMPRE Y CUANDO EL VALOR MAXIMO DE LA ENERGIA DE DISTORSION POR UNIDAD DE VOLUMEN DE DICHO MATERIAL SEA MENOR QUE LA ENERGIA DE DISTORSION REQUERIDA PARA CAUSAR FLUENCIA.

En un estado triaxial de esfuerzos el punto de cedencia se puede obtener en términos de los esfuerzos principales para un material ideal plástico, se tiene que:

$$2\sigma_{yp}^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2$$

Para el plano $\sigma_3 = 0$ Entonces la ecuación se transforma en la ecuación de una elipse:

$$\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_y}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_1 \sigma_2}{\sigma_y}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)^2 = 1$$

La cuál se muestra en la figura 2.3 Cualquier esfuerzo que este dentro de la elipse indica que el material esta en comportamiento Elástico, puntos (esfuerzos) sobre la línea de la elipse nos indican que el material esta cediendo.

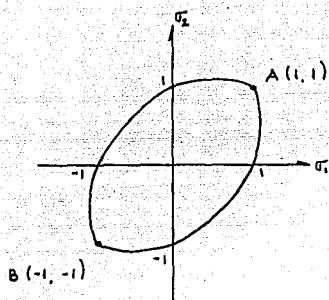


FIGURA 2.3

En la teoría de Von Mises la falla ocurre cuando:

$$2\sigma_{YP}^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2$$

2.4 COMPARACION DE TEORIAS DE FALLAS.

Una representación gráfica para los tres criterios de fallas aceptado se muestra en la figura 2.4:

En los siguientes párrafos se hace una comparación entre estos criterios:

- 1.- La teoría del esfuerzo normal máximo es aplicado para materiales frágiles.
- 2.- El uso de la teoría del esfuerzo normal máximo con materiales dúctiles puede ser insegura.
- 3.- Para materiales dúctiles la teoría de distorsión de energía es más precisa que la teoría del cortante máximo.
- 4.- La teoría del cortante máximo es ligeramente conservadora cuando se compara con la teoría distorsión máxima.

5.- Como los materiales dúctiles decrecen, la aplicabilidad de la teoría del cortante máximo también decrece.

En el código para recipientes a presión ASME, sección III y VIII división 2, el criterio de diseño está basado en la teoría del cortante máximo, ya que:

- Es más conservadora que la teoría de la energía de distorsión máxima.
- Es más fácil de aplicar.
- Ofrece más ventajas de aplicación de análisis por fatiga.
(Bibliografía 7)

— T. Rankine.
- - - T. Tresca.
- · - T. Von Mises

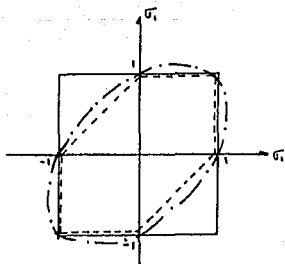


FIGURA 2.4
COMPARACION DE TEORIAS.

2.5 ESFUERZO LOCAL:

Como se mencionó en el capítulo anterior los esfuerzos están siempre acompañados por deformaciones. Si estas deformaciones tienen lugar con la misma rapidez uniforme en elementos contiguos, no ocurren esfuerzos adicionales diferentes de los lados, considerando la ecuación:

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

Pero sin embargo, si se interrumpe la uniformidad del área transversal del miembro, o si la fuerza que se aplica en un área muy pequeña del miembro, ocurre una perturbación en los esfuerzos porque en un estado de deformación de los elementos contiguos deben de ser físicamente continuos. Estas deformaciones resultan por deformaciones lineales o de corte que intervienen en las propiedades de los materiales: E, G, ν , y en las fuerzas aplicadas para obtener la distribución de estos esfuerzos alterados se trata de la teoría de la elasticidad^M, dentro de la cuál solo se pueden resolver los problemas más sencillos.

La mayoría de los miembros estructurales, por necesidad tienen discontinuidades tales como aberturas y cambios en la sección transversal. Los esfuerzos en esas discontinuidades pueden ser mucho más grandes que los que serían ordinariamente calculados. En ciertas discontinuidades regulares (tales como agujeros, fajas, muescas), el esfuerzo máximo puede ser calculado usando valores conocidos como factores de concentración de esfuerzo, los cuales han sido obtenidos de una forma experimental, aplicando cargas de diferentes valores en un determinado material para conocer su comportamiento.

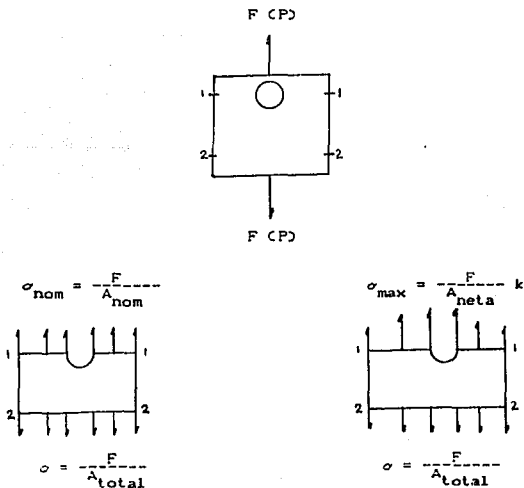
* (PROCEDIMIENTO NUMERICO APROXIMADO, FORMULADO CON BASE EN ELEMENTOS FINITOS O EC. DIFERENCIALES FINITAS, ACTUALMENTE SE UTILIZA PARA RESOLVER PROBLEMAS COMPLEJOS UTILIZANDO COMPUTADORA.)

Un factor de concentración de esfuerzos puede ser definido como la relación entre el mayor esfuerzo que existe en una discontinuidad y el esfuerzo calculado sobre la base de la sección neta usualmente designado como k el que se puede expresar como:

$$k = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{nom}}}$$

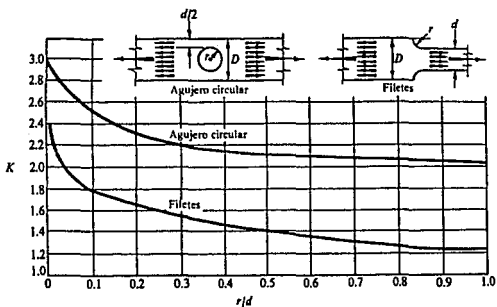
Donde: σ_{nom} = máximo esfuerzo en la discontinuidad.
 σ_{\max} = esfuerzo nominal calculado sin considerar los efectos de concentración de esfuerzo.

El resultado de la concentración de esfuerzos se muestra en la figura 2.5:



Para propósito de diseño, factores para muchos tipos de discontinuidades pueden ser obtenidos através de diagramas. Es importante hacer notar que el factor k no solo depende de las dimensiones relativas del miembro sino también del tipo de carga al que este sometido, las que pueden ser axial, torsión, flexión.

En la siguiente gráfica se muestran los factores de concentración de esfuerzo para miembros cargados axialmente:



2.6 ESFUERZO POR DISCONTINUIDAD.

En un recipiente a presión se presentarán esfuerzos de discontinuidad en donde haya un cambio brusco de geometría. En el caso de una geometría irregular como una válvula existen esfuerzos de discontinuidad en el cambio del ducto a la brida, o del ducto a el cuerpo de la misma; Si cada elemento se expandiera libremente como una sección separada bajo presión interna y cargas externas existiría un desplazamiento radial y una rotación en el borde, puesto que su geometría es diferente, pero debido a que ambos elementos están fuertemente unidos, la deformación radial y la rotación deben ser iguales en ambos elementos para que haya continuidad en el cascarón, es decir, que los bordes de ambos elementos se desplacen igualmente, tendrán que existir esfuerzos inducidos por tal interacción en ambos elementos.

Los esfuerzos inducidos por un cambio abrupto de geometría del recipiente o por una discontinuidad estructural son llamados: "Esfuerzos de Discontinuidad".

Un recipiente a presión generalmente contiene regiones donde existen cambios abruptos de geometría, materiales o cargas ocurridas estas regiones son conocidas como: "Discontinuidades", donde las áreas y esfuerzos asociados con ellas son conocidos como discontinuidad de esfuerzos. La discontinuidad de esfuerzos se requiere para satisfacer la deformación de esa región.

En este capítulo se describe un procedimiento general para el análisis de esfuerzos por discontinuidad. Para determinar los esfuerzos principales por discontinuidad es necesario evaluar los esfuerzos causados por:

- a) Presión,
- b) Cargas mecánicas,
- c) Cargas térmicas,
- d) Cargas discontinuas.

Para efectuar satisfactoriamente un análisis por discontinuidad se debe conocer la siguiente información:

- 1) Dimensiones del recipiente,
- 2) Propiedades del material (E , ν , α), módulo de elasticidad, relación de Poisson, coef. térmico de expansión,
- 3) Cargas mecánicas, cargas de pernos, cargas de línea,
- 4) Distribución de temperatura en las partes componentes.

2.6.1 METODO DE ANALISIS.

a) El análisis de un recipiente a presión que contiene discontinuidad de áreas puede ser desarrollada de una manera similar estandar de una estructura estáticamente determinada. El análisis es iniciado separadamente por cada uno de los elementos de simple geometría (como anillos, cilindros, etc.) de los cuales es conocido su comportamiento. La presión, cargas mecánicas y térmicas actúan sobre la estructura del recipiente y son aplicadas sobre los elementos con un sistema de fuerzas requerido para mantener el equilibrio estático de cada elemento. Estas fuerzas y cargas causan deformaciones en cada elemento.

Las deformaciones en el límite de un elemento se definen como:

- 1.- Desplazamiento radial,
- 2.- Rotación.

Un redundante momento y una fuerza cortante deben existir generalmente sobre los límites extremos de un elemento en orden de tener compatibilidad de deformaciones y restaurar la discontinuidad en la estructura.

b) En cada junta de discontinuidad, se pueden escribir dos ecuaciones que expresen la igualdad de las deformaciones combinadas debidas a todas las cargas aplicadas, momentos y fuerzas redundantes. Una ecuación puede expresar la igualdad de rotación, la otra ecuación de igualdad de desplazamiento de los elementos adyacentes. El resultado es un sistema de ecuaciones simultaneo que puede ser resuelto para obtener el momento y fuerza cortante en cada unión.

2.6.2 PROCEDIMIENTO DE ANALISIS POR DISCONTINUIDAD.

Lo que se enuncia a continuación son los pasos básicos para obtener el momento y la fuerza cortante que debe de existir en la discontinuidad de un recipiente a presión:

- 1.- Separar del recipiente en las formas individuales donde exista discontinuidad.
- 2.- Calcular las deformaciones en el limite de cada elemento causados por la fuerza cortante y el momento en cada limite. Estos valores son conocidos como coeficientes de influencia.
Las deformaciones debidas a flexiones locales pueden ser consideradas en los cálculos de esos coeficientes.
- 3.- Calcular las deformaciones del limite de cada elemento causados por cargas.
- 4.- Calcular las deformaciones en el limite de cada elemento causados por disturbios de temperatura.
- 5.- En cada junta de dos elementos, igualar el desplazamiento radial total y la rotación de cada elemento.
- 6.- Resolver el sistema de ecuaciones simultaneas para momentos y fuerzas cortantes.

Cuando los valores de la fuerza cortante y del momento hayan sido calculados, el resultado de las cargas redundantes pueden ser computadas por métodos convencionales. El esfuerzo final de cada elemento está determinado por la combinación de esos esfuerzos con los que podria existir en cada forma individual del paso 1.

CAPITULO TRES.

VALVULA DE PRODUCCION.

Existe una gran variedad de definiciones para una válvula, pero la más apropiada, es decir la más formalmente aceptada es:

"Válvula: puede ser definida como el dispositivo mecánico que nos sirve para controlar el flujo de un fluido através de una tubería, o ducto."

El instalar un válvula tiene por objeto el control de flujo que puede dividirse de la siguiente forma:

- a) Obstruir o permitir el flujo.
 - 1.- Hermeticidad total.
 - 2.- Hermeticidad relativa.

- b) Regular el flujo:
 - 1.- Volumen,
 - 2.- Temperatura,
 - 3.- Presión, y
 - 4.- Dirección.

3.1 DIFERENTES TIPOS DE VALVULAS.

La siguiente clasificación es de acuerdo a el tipo de cierre que presenta cada válvula:

- a.- Válvulas de compuerta:

Se caracterizan porque su cierre o su apertura se efectua mediante un elemento móvil que se desliza en un plano paralelo a los asientos de la válvula, cortando el flujo transversalmente. Este tipo de válvula no se utiliza para regular o estrangular el flujo, ya que debe de utilizarse totalmente abierta o totalmente cerrada.

Algunas variantes de está son:

- Válvula de compuerta solida tipo cufia,
- Válvula de compuerta solida de caras paralelas,
- Válvula de compuerta flexible tipo cufia,
- Válvula de compuerta de expansión de caras paralelas,
- Válvula de compuerta doble disco y caras paralelas.

b. - Válvulas de globo:

Su principal característica es que regulan el flujo de un fluido, mediante un elemento móvil que se aleja o se acerca del asiento en la misma dirección del fluido.

Diferentes tipos de estas son:

- Válvula de globo de disco esférico,
- Válvula de globo de disco cónico,
- Válvula de aguja,
- Válvula de ángulo.

C. - Válvulas macho:

Las válvulas tipo macho se caracterizan por el corte o cambio de dirección del fluido, lo cual se logra mediante un elemento móvil con uno o varios conductos, y que gira sobre un eje, de manera que en determinadas posiciones estos conductos quedan comunicados o incommunicados con los conductos del cuerpo de la válvula.

Diferentes tipos de estas son:

- Válvula macho cónico,
- Válvula macho cilíndrico,
- Válvula macho esférico o bola,
- Válvula macho varios puertos o vías,

d. - Válvulas de mariposa:

Este tipo de válvulas se caracteriza porque la regulación del flujo se efectúa mediante un eje montado que gira sobre un eje aletado que gira sobre su eje, cuya forma es igual al contorno interior de cuerpo de la válvula.

e. - Válvulas de diafragma:

En este tipo de válvulas la regulación del flujo se efectúa mediante una membrana deformable que al ser presionada corta el flujo transversalmente.

f. - Válvulas de retención (No retorno):

Este tipo de válvula solo permite el flujo en una sola dirección, mediante un elemento móvil que se aleja o se acerca del asiento. Los diferentes tipos de válvula se enuncian a continuación:

- Válvula de retención tipo columpio,
- Válvula de retención tipo pistón,
- Válvula de retención de balón.

g. - Válvulas automáticas:

Las válvulas automáticas se caracterizan por ser vivs. que integran los elementos de cierre, de actuación y medición, que les permite regular en forma automática:

- presión.
- temperatura.
- flujo.
- nivel.
- velocidad del fluido.

De las válvulas mencionadas con anterioridad ninguna se considera como viv. automática ni aún cuando se operen con un actuador neumático o hidráulico, ya que en este caso no sería más que una válvula auto-operante en virtud de que no cuenta con elementos propios de señal.

Algunos tipos son:

- Válvulas reguladoras de presión y/o temperatura,
- Válvulas de seguridad y alivio,
- Válvulas termostáticas de expansión.

3.2 VALVULA DE PRODUCCION.

Considerese a una válvula de producción como el conjunto de elementos mecánicos que se emplea para controlar el flujo de un fluido, que esta siendo extraído de un pozo petrolero, la que puede tener diferentes dimensiones en el diámetro de paso por donde se conduce el fluido, y este puede ser de las siguientes dimensiones:

2 1/16" , 2 9/16" , 3 1/16" y 4 1/16"

Las que pueden operar en diferentes presiones y que van desde: 2 000, 3 000, 5 000, 10 000, 15 000 y 20 000 psi; y que para cada una de estas se cuenta con diferentes características tanto en materiales como en configuración de las mismas.

En la figura 3.1 se muestra un dibujo esquemático de una válvula de producción:

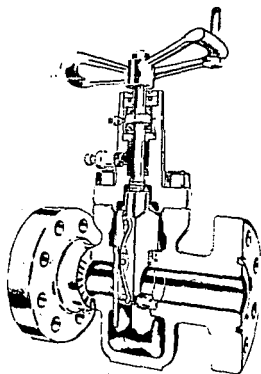


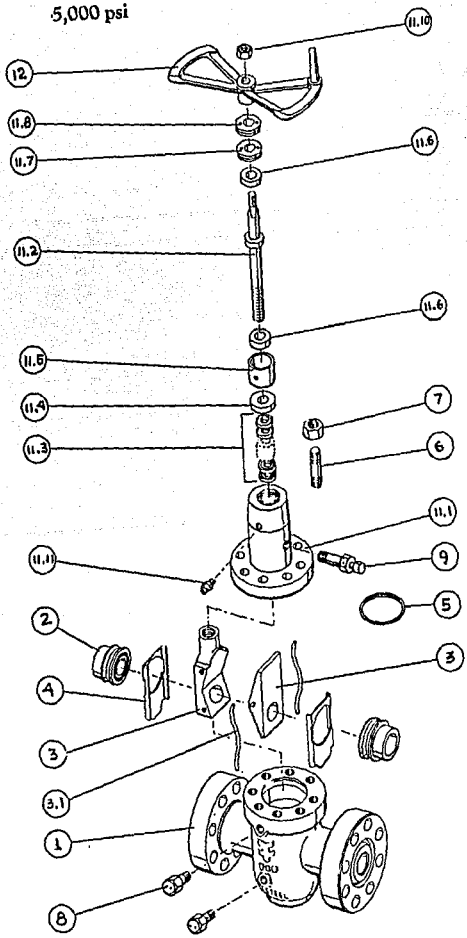
FIGURA 3.1
VALVULA DE PRODUCCION.

3.2.1 COMPONENTES DE UNA VALVULA DE PRODUCCION.

Una valvula de producción esta constituida por una gran cantidad de elementos, los cuales se listan y se muestran a continuación:

Número	Descripción:
1	Cuerpo.
2	Asiento.
3	Compuerta y Segmento.
4	Guia de compuerta.
5	Anillo sellador.
6	Esparrago.
7	Tuerca.
8	Grasera.
9	Alimentador de empaque.
10	Placa de identificación (no indicada).
11	Funda de vástago (Subensamble).
11.1	Funda de vástago.
11.2	Vastago.
11.3	Empaque de vastago.
11.4	Retén de empaque.
11.5	Camisa de rodamientos.
11.6	Balero.
11.7	Tuerca retén.
11.8	Tuerca cierre.
11.9	Roldana plana.
11.10	Tuerca de 1/2.
11.11	Grasera de 1/8.
11.12	Empaque plástico.
12	Volante.
13	Tapón de 1/2.

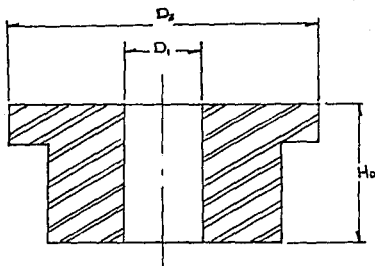
5,000 psi



De todos los elementos mostrados en la figura anterior, los elementos principales para nuestro estudio son los que se listan a continuación:

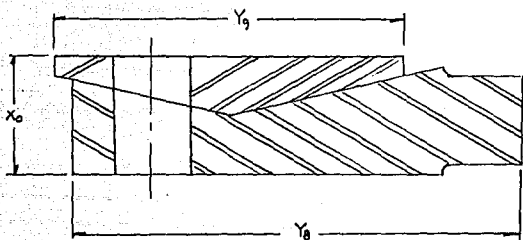
- 1.- Asiento.
- 2.- Compuerta.
- 3.- Cuerpo.
- 4.- Vástago.
- 5.- Funda de vástago (Bonete)
- 6.- Birlos.

Estos elementos son considerados como elementos principales para el análisis de esfuerzos en una válvula de producción, como se vera en los siguientes capítulos. Cada uno de estos se puede apreciar en las figuras que siguen:



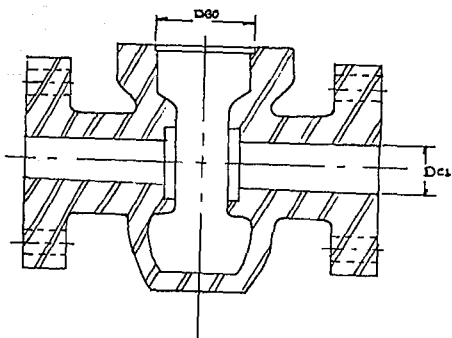
ASIENTO DE VALVULA.

FIGURA 3.2



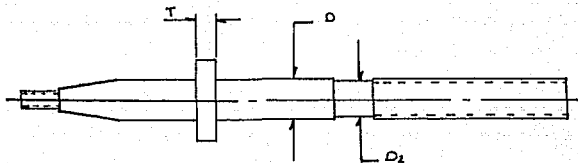
COMPUERTA DE VALVULA.

FIGURA 3.3



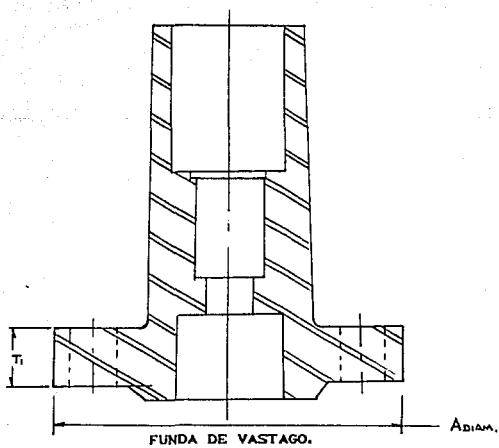
CUERPO DE VALVULA.

FIGURA 3.4



VASTAGO DE VALVULA.

FIGURA 3.5



FUNDA DE VASTAGO.

FIGURA 3.6

3.3 CLASIFICACION DE LOS COMPONENTES.

Como ya se mencionó anteriormente una válvula de producción esta formada por diferentes componentes y a su vez estos estan clasificados en dos grupos de acuerdo con la norma API 6a 18a ed. y estos grupos son:

Partes contenedoras de presión, y

Partes controladoras de presión.

Iniciaremos por definir cada grupo de partes arriba mencionados:

Partes contenedoras de presión: Son aquellos mecanismos o elementos que en caso de que llegasen a fallar o a sufrir una fractura escape el fluido contenido hacia la atmósfera.

Partes controladoras de presión: Son aquellos mecanismos que controlan o regulan el movimiento de el fluido presurizado dentro del recipiente a presión y que generalmente son mecanismos de sello.

Una vez definidos los dos diferentes tipos de componentes que componen una válvula de producción (recipiente a presión), podemos dar paso a la clasificación de los elementos principales que constituyen una válvula de producción, y es como sigue:

Partes contenedoras de presión:

- a) Cuerpo.
- b) Funda de vástago (Bonete), y
- c) Vástago.

Partes controladoras de presión:

- a) Asiento, y
- b) Compuerta.

De acuerdo con la norma API 6A 16a. es como se definen los componentes que constituyen el análisis de esfuerzos que se desarrollará en este trabajo y también acorde con esta cada recipiente a presión fabricado bajo sus condiciones requiere sea probado antes de ser enviado a campo, que es próximo subtema.

3.4 PROCEDIMIENTO DE ENSAMBLE.

El procedimiento de ensamble de una válvula de producción consiste de:

1. - Generalidades:

a) Todos los componentes deberán ser inspeccionados visualmente que no les falte nada de maquinaria y que cumplen con los acabados adecuados para su ensamble.

b) Todos los componentes deberán ser examinados con el fin de que no tengan filos vivos o rebabas perjudiciales, de ser así es necesario eliminarlos.

c) Se debe tener cuidado de no dañar ninguna superficie de sello, así como el ser identificadas todas y cada una de las piezas componentes del ensamble.

2. - Procedimiento de ensamble:

a) Subensamble del cuerpo:

- Usando una prensa colocar a presión los asientos en la caja de estos en el cuerpo, aplicando a los asientos en su diámetro exterior una capa de lubricante y en la cara posterior de sello una capa de sellador.

- Asegúrese de que los asientos se ajustaron al cuerpo y que no se dañaron las superficies de sello y que los dos están paralelos uno respecto del otro.

- Coloque la guía de compuerta (dos piezas) aplicando en la superficie de sello un poco de lubricante.

- Coloque la compuerta aplicando en las superficies de sello una ligera capa de lubricante, asegurándose de que el segmento quede del lado derecho viendo de frente las letras del cuerpo.

- Coloque los espárragos en la brida boca del cuerpo y apriete firmemente.

- Coloque el anillo sellador.

b) Subensamble de la funda de vástago:

- Coloque el empaque de vástago tipo V, el anillo macho en el fondo de la caja y sobre él los de presión con los labios hacia abajo.

- Coloque el empaque de plástico en tira sobre el empaque de vástago.

- Coloque 2 empaques de presión con los labios hacia abajo.

- Coloque el retén de empaque, presionando hasta que asiente en la parte alta de la caja de empaques.

- Coloque la camisa de rodamientos o espaciador, asegurándose de que el barrenos coincida con el de la funda, para obtener así una mejor lubricación.

- Coloque el balero con la cara de rodamientos hacia arriba.

- Introduzca el vástago en la funda, girándolo de derecha a izquierda, hasta que ajuste en el balero.

- Coloque el otro balero con la cara de rodamientos hacia abajo.

- Coloque la tuerca retén apretándola firmemente.

- Coloque la contratuerca retén apretándola firmemente, generalmente queda al ras de la funda de vástago.

c) Ensamble de la funda en el cuerpo:

- Para que esta asiente rosque el vástago en la compuerta girandolo en sentido contrario a las manecillas del reloj.
- Asegurese de que el barreno del inyector de empaque quede alineado con las brida de salida del cuerpo del lado derecho.
- Coloque las tuercas en los esparragos y apriete firmemente en cruz aplicando el torque indicado en la tabla número 1, hasta lograr que la funda selle con el cuerpo.
- Coloque las graseras en el cuerpo apretando firmemente.
- Coloque el inyector de empaque, así como el tapón macho en la funda de vástago apretando firmemente.
- Coloque el volante del vástago.
- Coloque la tuerca retén del volante apretandola firmemente.
- Gire el volante para asegurarse que la válvula tiene una operación libre y fácil.

T A B L A 1

TAMAÑO DE LA VALVULA.	MEDIDA DE LA TUERCA.	TORQUE APROX. REQUERIDO PARA UNIR CPO. Y BONETE	
		MINIMO	MAXIMO
PRESION DE TRABAJO. [PSI]		[LB/PULO]	
2 000			
2 1/16	1/2 - 13UNC	35	49
2 9/16	5/8 - 11UNC	58	120
3 1/16	3/4 - 10UNC	102	204
4 1/16	7/8 - 9UNC	280	320
3 000/5 000			
2 1/16	7/8 - 9UNC	280	320
2 9/16	7/8 - 9UNC	280	320
3 1/16	1 - 8UNC	428	490
4 1/16	1 3/8 - 8UNC	1190	1360

3.5 PRUEBA HIDROSTATICA.

La prueba hidrostática para una válvula de producción consta de los siguientes pasos:

1.- Generalidades:

a) Los manómetros de prueba deberán tener una precisión de por lo menos +0.5 % de la escala completa y con un mínimo de caratula de 4 1/2 pulg.

b) Las mediciones de precisión serán hechas NO a menos de un 25 % y NO mas de un 75 % del rango del manometro de prueba.

c) La prueba debe ser efectuada antes de aplicar el recubrimiento o pintura.

d) La prueba debe ser efectuada sin aplicar grasa o sellante.

e) El tiempo de duración de la prueba debe iniciarse a contar hasta que la presión de prueba sea alcanzada y se mantenga estable.

2.- PRUEBA DE OPERACION.

a) Ciclar la válvula desde completamente cerrada hasta completamente abierta un mínimo de tres veces. Esto deberá hacerse con el cuerpo de la válvula sin presión.

b) Verificar que opera suavemente en ambas direcciones, si se detecta una operación irregular el ensamble debe ser rechazado.

3. - PRUEBA DE SONDA.

a) Operar la válvula hasta la posición de totalmente abierta.

b) Pasar la sonda apropiada por el conducto de la válvula desde un extremo hasta otro, en ambas direcciones.

4. - PRUEBA HIDROSTATICA DEL CASCO DE LA VALVULA.

a) La válvula deberá ser abierta parcialmente durante la prueba, llenar con agua todos los ductos y cavidades. "Purgar hasta asegurarse de que no existe aire atrapado."

b) Aplicar presión de prueba de acuerdo a la tabla 2 y mantenerla durante 3 minutos mínimo.

c) Reducir enseguida la presión.

d) Reaplicar presión de prueba y mantenerla durante 3 minutos mínimo.

" Cualquier fuga será causa de rechazo. "

TABLA 2

PRESION MAXIMA DE TRABAJO. [LB/PULO ²]	PRESION DE PRUEBA DE CASCO. [LB/PULO ²]
2 000	4 000
3 000	6 000
5 000	10 000
10 000	15 000
20 000	30 000

5.-PRUEBA HIDROSTATICA DE ASIENTOS.

a) Con la compuerta parcialmente abierta, llenar con agua todas las cavidades y purgar hasta asegurarse de que no exista aire atrapado, cerrar completamente la compuerta y destapar un conducto a la atmósfera.

b) Aplicar presión de prueba de asiento por el conducto no ventilado según tabla 3 y mantener durante tres minutos mínimo.

"Cualquier fuga es causa de rechazo."

c) Reducir la presión a cero.

d) Reaplicar la presión de prueba de los asientos y mantenerla durante tres minutos mínimo.

"Cualquier fuga es causa de rechazo."

e) Reducir la presión a cero

f) Repetir los incisos anteriores en el otro extremo de la válvula.

TABLA 3

PRESION MAXIMA DE TRABAJO. [LB/PULO ²]	P. PRUEBA HIDROSTATICA PARA ASIENTOS. [LB/PULO ²]
2 000	2 000
3 000	3 000
5 000	5 000
10 000	10 000
15 000	15 000
20 000	20 000

CAPITULO CUATRO.

CODIGOS DE DISEÑO Y MATERIALES RECOMENDADOS.

4.1 GENERALIDADES DEL CODIGO A S M E. REFERENTES A RECIPIENTES DE PRESION.

El código ASME (American Society of Mechanicals Engineers) es una serie de reglas, formulas, tablas, gráficas y características específicas que se deben cumplir para el diseño y construcción de recipientes a presión y calderas.

Antes que se establecieran las reglas, los diseños de recipientes a presión y calderas eran hechos sin medir los efectos reales de cargas externas e internas puesto que la mecánica de materiales aún no se había desarrollado en los E.U.

A finales del siglo XIX y principios del XX la explosión de calderas era muy frecuente, pero lo que en realidad obligó a que se reglamentaran las construcciones de recipientes a presión y calderas fue una serie de explosiones en calderas de fábricas de zapatos en los primeros años de 1900 en el estado de Massachussets. El comité encargado de realizarlo emitió una serie de reglas agrupadas en un informe que tenía una extensión de tres paginas.

En 1911 el comité de la American Society of Mechanicals Engineers (ASME), empezó a trabajar formalmente en el diseño de calderas y recipientes a presión, para poder editar una serie de reglas que fueran agrupadas para formar un código.

A la fecha el código ASME para calderas y recipientes a presión es una cantidad tan grande de información que se ha dividido en varias secciones y estas a su vez en subdivisiones y apendices.

En lo que respecta a el diseño y construcción de calderas y recipientes a presión las secciones involucradas son:

Sección I	Calderas de poder.
Sección III	División 1 Componentes para plantas nucleares.
	División 2 Recipientes de concreto para reactor.
Sección IV	Calderas de bajo poder.
Sección VIII	División 1 Recipientes a presión.
	División 2 Reglas alternativas para recipientes a presión.
Sección X	Recipientes plásticos a presión reforzados con fibra de vidrio.

4.2 SECCION VII DIVISION 2 (REGLAS ALTERNATIVAS)

En general los recipientes diseñados por el código ASME división 1, se calculan con fórmulas que no requieren de una evaluación detallada de todos los esfuerzos, debido a los altos factores de seguridad que se manejan.

Mientras que el código da fórmulas para espesor y esfuerzos en componentes, es tarea del diseñador seleccionar los procedimientos analíticos apropiados para determinar los esfuerzos debidos a cargas externas sufridas en el recipiente.

En la sección VIII división 2, el código utiliza reglas alternativas para el diseño por análisis de recipientes a presión y sus componentes. Estas reglas alternativas están basadas en un criterio en que se requiere un estudio detallado de los recipientes y sus componentes. En esta sección el criterio de diseño por análisis consiste de 3 apéndices:

- Apéndice 4 Diseño basado en el análisis de esfuerzos.
- Apéndice 5 Diseño basado en el análisis de fatiga.
- Apéndice 6 Análisis experimental de esfuerzos.

La sección 1 no considera explícitamente los efectos de esfuerzos combinados, ni tampoco métodos detallados. Por otro lado la división 2 provee guías específicas para esfuerzos combinados y esfuerzos permisibles para diferentes categorías de esfuerzos.

El análisis de esfuerzos en la división 2 considera todos los esfuerzos en un estado triaxial de esfuerzos de acuerdo con la teoría del esfuerzo cortante máximo.

De acuerdo con el código ASME sección VIII división 2, se cuenta con diferentes tipos de esfuerzos los que se pueden dividir como se menciona a continuación:

- a) Esfuerzos primarios;
 - 1.- Esfuerzo primario general de membrana,
 - 2.- Esfuerzo primario local de membrana,
 - 3.- Esfuerzo primario local de flexión.
- b) Esfuerzo secundario,
- c) Esfuerzo pico.

a) Los esfuerzos primarios son producidos por cargas mecánicas fijas, excluyendo esfuerzos de discontinuidad y concentraciones de esfuerzos. Su principal característica es que no son autolimitantes, esto es que no son reducidos en magnitud por la deformación que ocasionan.

1.- El esfuerzo primario general de membrana es ocasionado por el equilibrio de fuerzas mecánicas externas e internas. Cuando empieza a fluir el material, los esfuerzos no se distribuyen continuando la fluencia y ocasionando deformaciones graves que pueden ser ejemplificados con los causados por presión interna o externa.

2.- El esfuerzo primario local de membrana, tiene una característica autolimitante, pero la deformación que produce en caso de fluencia son inaceptables. Una característica importante es que el esfuerzo máximo permanece localizado y disminuye rápidamente con la distancia al punto de aplicación de carga. Ejemplos de este tipo de esfuerzos son los debidos a soportes y los que aparecen en discontinuidades estructurales por presión interna.

b) Esfuerzo secundario: La característica principal de este tipo de esfuerzo es que son autolimitantes. Una pequeña fuerza reducirá las fuerzas causantes de esfuerzos excesivos ejemplos de estos son: los debidos por la expansión térmica.

c) Esfuerzo pico: Es el más alto esfuerzo que se presenta en algún punto, en caso de falla los esfuerzos pico no causarán deformación apreciable, pero pueden ser fuentes de grieta por fatiga, ejemplos de estos son las concentraciones de esfuerzos debidas a discontinuidades estructurales tales como ranuras, agujeros y soldaduras de penetración incompleta.

4.3 APENDICE 4.

El apéndice 4 del código ASME sección VIII división 2 consiste de nueve diferentes artículos. En el primer artículo 4.1 el criterio de diseño de la división 2 es a través de la clasificación de esfuerzos y límites de la intensidad de los esfuerzos dados.

En los demás artículos del 4.2 al 4.9 se dan las reglas de diseño para varios tipos de recipientes a presión, en cada artículo las reglas consisten de:

- * Signos de conversión tomados en este artículo,
- * Fórmulas para calcular:
 - Intensidad de esfuerzo primario,
 - Intensidad de esfuerzo primario mas secundario, y
 - Desplazamiento radial y angular bajo varias condiciones de carga.

Estos artículos son:

- 4.1 Bases de diseño sobre análisis de esfuerzos,
- 4.2 Análisis de formas cilíndricas,
- 4.3 Análisis de formas esféricas,
- 4.4 Criterio de diseño y fórmulas para cabezas de forma elíptica y toriesférica,
- 4.5 Análisis de cabezas circulares planas,
- 4.6 Esfuerzos en aberturas por evaluación de fatiga,
- 4.7 Discontinuidad de esfuerzos,
- 4.8 Esfuerzos térmicos,
- 4.9 Esfuerzos en placas planas perforadas.

En la aplicación de las reglas, el diseño ingenieril ha sido muy cuidadoso en la aplicación de la fórmula correcta para cada tipo de esfuerzo. Además para asegurar la validez del análisis se pueden desarrollar varios chequeos, por diferentes ingenieros diseñadores, logrando al final un resultado igual en cada uno de estos análisis.

4.4 TIPOS DE SERVICIO.

Una válvula de producción está sujeta a diferentes tipos de servicio, el tipo de servicio está definido por el tipo de fluido que se va a manejar y de acuerdo a este fluido se determina el tipo de servicio y a su vez los materiales a emplear para la fabricación de la válvula de producción. Así como también el rango de temperatura a manejar es otro factor importante para determinar los materiales a emplear para la vlv. Pero el factor principal para definir el tipo de materiales es "el fluido a manejar".

De acuerdo a la especificación API 6A 16a. ed. el tipo de fluido clasifica los servicios para cualquier recipiente fabricado bajo esta norma, y éstos son:

Servicio: AA, BB, CC, DD, EE, FF, y HH

Para cada uno de estos corresponde un material específico que define la norma como se muestra en la tabla 4.1:

CLASE DE MATERIAL	PARTE CONTENEDORA	PARTE CONTROLADORA
AA SERVICIO ORAL.	BAJA ALEACION DE ACERO.	BAJA ALEACION DE ACERO.
BB SERVICIO ORAL.	BAJA ALEACION DE ACERO.	ACERO INOXIDABLE.
CC SERVICIO ORAL.	ACERO INOXIDABLE.	ACERO INOXIDABLE.
DD SERV. AMARGO *	BAJA ALEACION DE ACERO **	BAJA ALEACION DE ACERO **
EE SERV. AMARGO *	BAJA ALEACION DE ACERO **	ACERO INOXIDABLE **
FF SERV. AMARGO *	ACERO INOXIDABLE	ACERO INOXIDABLE **
HH SERV. AMARGO *	CRAS **	CRAS **

* Como lo define la norma NACE MR-01-75

** De acuerdo a la norma NACE MR-01-75

TABLA 4.1
MATERIALES MINIMOS RECOMENDADOS.

De acuerdo con la tabla anterior continuaremos por definir cada tipo de servicio:

Servicio AA: También es conocido como servicio estándar y este es utilizado para el manejo de productos no corrosivos tales como: Aceites crudos y refinados, gas natural y refinado, así como otros hidrocarburos refinados. El rango de temperatura va desde -20°F hasta 250°F (28°C hasta 121°C), es utilizado en las líneas de distribución.

Servicio BB: Este tipo de servicio tiene básicamente las mismas aplicaciones que un servicio AA, sin embargo las partes internas de la válvula ofrecen un incremento de la resistencia a la corrosión al ser fabricadas de acero inoxidable (13 % Cr), estas pueden ser utilizadas en servicios moderadamente corrosivos y en situaciones que se permite una corrosión limitada de las superficies internas. El rango de temperatura va desde -20°F hasta 250°F , generalmente.

Servicio CC: Es para aplicaciones corrosivas limitadas a la resistencia de el acero al 13 % de cromo. Este tipo de servicio puede ser utilizado para fluidos con contenido de CO_2 y sin contenido de H_2S (ácido sulfhídrico), de igual manera la temperatura que se emplea generalmente es de -20°F a 250°F .

Servicio DD: Es utilizado para el manejo de gases amargos así como aceites amargos donde los materiales a emplear requieren de dureza controlada para la resistencia a la fragilización (cristalización), por efecto del ácido sulfhídrico (H_2S), de igual manera puede ser utilizado para fluidos como los hidrocarburos que contengan H_2S . Generalmente el rango de temperatura va desde los -20°F a los 250°F .

Servicio EE: Es empleado para el manejo de gases amargos así como aceites amargos para los cuales los materiales empleados requieren de dureza controlada así como la resistencia a la corrosión en partes internas de la válvula, así como también a la fragilización por efecto del H_2S , pero No con una alta concentración de H_2S (menor a lo que marca la norma NACE MR-01-75)

Servicio FF: Para este tipo de servicio tanto las partes internas como las externas requieren ser de acero inoxidable y con dureza controlada, es utilizada para fluidos que contienen un alto contenido de CO_2 y H_2S . Además de resistencia a la corrosión y resistencia a la fragilización provocada por el ácido sulfhídrico, generalmente la temperatura de trabajo va desde $-20^{\circ}F$ hasta los $250^{\circ}F$.

Servicio HH: Es considerado como el servicio extremo en el cual se tiene un alto contenido de CO_2 y H_2S , así como la mezcla de diferentes gases en varias fases (gases multifases) y que los materiales deben de cumplir con CRAS, esto es aleaciones resistentes a la corrosión, elaboradas de materiales con base No ferrosa y donde los materiales aleados en combinación exceden el 50 %, estos materiales son: Titanium, Nickel, Cobalto, Cromo, y Molibdeno.

De acuerdo a la norma NACE se tiene que:

a) Un acero de baja aleación es definido por la norma NACE como sigue:

Se considera acero de baja aleación aquel que contiene menos del 5 % del total de los elementos contenidos para la aleación, pero más que el especificado, por un acero al carbón aunque no generalmente se considera una baja aleación de acero, de acuerdo a esta norma un acero con menos del 11 % de Cr debe ser considerado como baja aleación de acero.

b) Un acero Inoxidable es el acero que contiene 10.5 % o mas de Cr. Para alcanzar resistencia a la corrosión otros elementos deben ser agregados así como propiedades especiales.

c) Ambiente Amargo: Se define como un fluido que contiene agua como liquido y en él sulfuro de hidrogeno excede el límite que se indica a continuación:

d) Gas amargo: Los materiales deben de ser seleccionados para resistir el SSC (Sulfide Stress Cracking) o el ambiente podria ser controlado si, el gas que esta siendo manejado tiene una presión total de 65 PSIA (448 Kpa) o mayor y si la presión parcial del ácido sulfhídrico (H_2S) es mayor que 0.05 PSIA (0.34 KPa). Los sistemas que estan operando debajo de 0.05 PSIA de H_2S estan fuera de el alcance de la norma NACE MR-01-75. La presión parcial es determinada por la multiplicación de la fracción mol ($\%mol / 100$) de H_2S en el gas por la presión total de el sistema.

Lo que esta norma recomienda para el control del SSC es por medio de las siguientes medidas:

a) Utilizando los materiales recomendados por esta norma, como lo son:

- 1.- Bajas aleaciones de acero con un máximo de 22 Rc
- l Rolados en caliente,
- ll Normalizados,
- lll Templados,
- lv Normalizados y templados,
- v Normalizados, austenitizados y templados.

4.5 MATERIALES PARA EL CUERPO.

Los materiales utilizados para el cuerpo de una válvula de producción que se enuncian a continuación están de acuerdo a la norma API 6A 16a ed. según sus secciones 300 y 400.

Para las presiones de trabajo de 2 000, 3 000, 5 000, y 10 000 PSI los materiales son los siguientes:

MATERIAL	ESF. ULT. A 100 °F [PSI]	ESF. CED. A 100 °F [PSI]	ESF. CED. A 250 °F [PSI]	DUREZA [BHN]	CLASE MAT.
A-487 GR 4A	90 000	60 000	55 000	174-237	AA BB DD EE
AISI 4140	85 000	60 000	55 000	174-237	AA BB DD EE
A-487 CA 15	90 000	60 000	55 000	174-237	FF
INOX 410	85 000	60 000	55 000	174-237	FF

Para presiones de trabajo de 2 000, 3 000, y 5 000 se puede emplear AISI-1040 con un esfuerzo de cedencia de 60 000 psi a 100 °F.

Para presiones de trabajo de 15 000 psi los materiales a emplear son:

MATERIAL	ESF. ULT. A 100 °F [PSI]	ESF. CED. A 100 °F [PSI]	ESF. CED. A 250 °F [PSI]	DUREZA [BHN]	CLASE MAT.
AISI 4140	95 000	75 000	70 000	197-237	AA BB DD EE
INOX 440	95 000	75 000	70 000	197-237	FF

4.6 MATERIALES PARA ASIENTOS.

Los materiales recomendados para ser utilizados en asientos de las diferentes presiones de 2 000, 3 000, 5 000, 10 000, y 15 000 son los siguientes:

MATERIAL	ESF. ULT. A 100 °F [PSI]	ESF. CED. A 100 °F [PSI]	ESF. CED. A 250 °F [PSI]	DUREZA [BHN]	CLASE MAT.
A-186 OR F6	85 000	60 000	55 000	174-237	BB CC DD EE FF
A-105	70 000	56 000	50 000	140-237	AA
AISI 4140	95 000	75 000	70 000	197-275	AA

4.7 MATERIALES PARA COMPUERTA.

Los mas comunmente empleados para la fabricacion de compuertas en presiones de 2 000, 3 000, 5 000, 10 000, y 15 000 PSI se indican en la siguiente tabla:

MATERIAL	ESF. ULT. A 100 ° F [PSI]	ESF. CED. A 100 ° F [PSI]	ESF. CED. A 250 ° F [PSI]	DUREZA [BRN]	CLASE. MAT.
A-182 GR Fd	85 000	60 000	55 000	174-237	BB CC DD EE FF
AISI 4140	95 000	75 000	70 000	197-275	AA

Nota: Se emplean los mismos materiales tanto para presiones desde 2 000 psi hasta 15 000 psi, la unica diferencia es el espesor del material a emplear, es decir lo que se modifica de una presión a otra es la dimension del elemento.

4.8 MATERIALES PARA VASTAGO.

Los materiales empleados para la fabricación de vástagos en las diferentes presiones de: 2 000, 3 000, 5 000 PSI, son los que se nombran a continuación:

MATERIAL	ESF. ULT. A 100 ° F [PSI]	ESF. CED. A 100 ° F [PSI]	ESF. CED. A 250 ° F [PSI]	DUREZA [BHN]	CLASE MAT.
A-185 OR Fd	25 000	75 000	70 000	197-275	BB CC
AISI 4140	25 000	75 000	70 000	197-275	AA
MONEL K-500	145 000	105 000	100 000	286-311	DD EE

Para presiones de 10 000 y 15 000 PSI los materiales a emplear son los siguientes:

MATERIAL	ESF ULT. A 100 ° F [PSI]	ESF. CED. A 100 ° F [PSI]	ESF. CED. A 250 ° F [PSI]	DUREZA [BHN]	CLASE MAT.
A-182 OR Fd	25 000	75 000	70 000	197-275	BB CC
A-564 ORD90	135 000	105 000	100 000	275-311	DD EE

CAPITULO CINCO.

CRITERIO DE DISEÑO.

El diseño por criterio de análisis de esfuerzos es cubierto en detalle por el código ASME, sección VIII, división 2. La teoría fundamental de falla, es el procedimiento de categorización de esfuerzos y la intensidad de esfuerzos básicos.

Iniciaremos por hechar un vistazo a todo lo que comprende el código ASME:

El código ASME comprende 11 diferentes secciones las cuales son:

- I Calderas de poder.
- II Especificaciones de material,
 - Parte A: Materiales ferrosos.
 - Parte B: Materiales No ferrosos.
 - Parte C: Electrodos y metales de aporte.
- III Componentes de plantas nucleares de poder,
 - Subsección NCA Requerimientos generales para división 1 y división 2.
 - División 1
 - Subsección NB: Componentes clase 1
 - Subsección NC: Componentes clase 2
 - Subsección ND: Componentes clase 3
 - Subsección NE: Componentes clase MC
 - Subsección NF: Componentes de soporte
 - Subsección NG: Estructuras de soporte.
 - Apéndices.
 - División 2
 - Código para recipientes y contenedores de concreto.
- IV Calderas de bajo poder.
- V Examinación NO destructiva (pruebas no destructivas)

- VI Reglas recomendadas para el cuidado de calderas de poder.
- VIII Recipientes a presión
 - División 1: Reglas para construcción de recipientes a presión.
 - División 2: Reglas alternativas.
- IX Calificación de soldadura.
- X Recipientes a presión de plástico reforzados con fibra de vidrio.
- XI Reglas para inspección de componentes de plantas de poder nucleares.
Calderas y recipientes a presión.
Componentes nucleares.

Los recipientes a presión, diseñados, fabricados, probados, instalados y reparados bajo el código ASME usando una o más secciones de las arriba listadas; requiere de diferentes niveles o márgenes de seguridad; el código ASME nos proporciona diferentes criterios y reglas para cumplir con la variedad de aplicación del código. Aquí nos enfocamos a la sección VIII división 2 en particular.

5.1 TEORIA DEL CORTANTE MAXIMO.

La teoría del cortante máximo es una base para el diseño por criterio de análisis de la sección VIII división 2. La teoría del cortante máximo, indica que la cedencia inicia cuando el esfuerzo máximo es:

$$\tau = 1/2 (\tau_{MAX} - \tau_{MIN})$$

alcanzando valores críticos como τ_{MAX} .

En una prueba uniaxial ya sea tensión o compresión, como se observa en la figura 5.1:

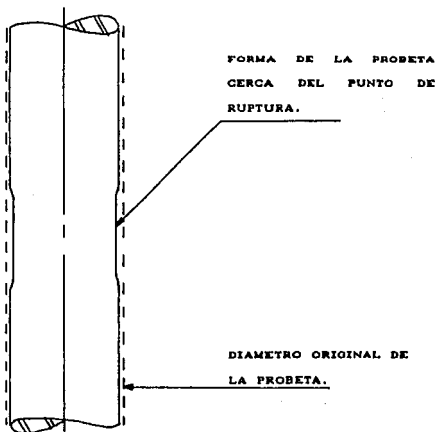


FIGURA 5.1

CONTRACCION TIPICA DE PROBETA DE ACERO SUAVE CERCA DEL PUNTO DE RUPTURA.

$$\tau_1 = \tau \quad ; \quad \tau_2 = \tau_3 = 0$$

$$\tau_{\text{MAX}} = 1/2 (\tau - 0)$$

por lo tanto:

$$\tau_{\text{max}} = 1/2 \tau$$

La cedencia inicia cuando el esfuerzo uniaxial τ alcanza el de cedencia $\tau = \tau_y$; donde τ_y es el esfuerzo de cedencia del material, como se muestra en la figura 5.2:

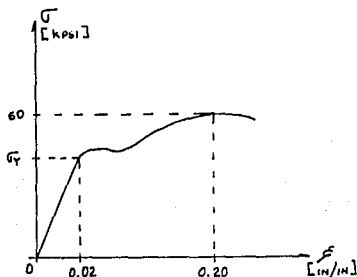


FIGURA 5.2

DIAGRAMA DE ESFUERZO DEFORMACION DEL ACERO.

$$\tau_{\text{max}} = 1/2 (\tau_{\text{MAX}} - \tau_{\text{MIN}}) \quad ; \quad \tau_{\text{MIN}} = 0$$

$$\tau_{\text{max}} = 1/2 \tau_y$$

Para un estado triaxial de esfuerzos el esfuerzo cortante máximo indica que la cedencia inicia cuando:

$$\tau_{\text{max}} - \tau_{\text{MIN}} = \tau_y$$

ó:

$$\tau_1 - \tau_3 = \tau_y \quad \text{para} \quad \tau_1 > \tau_2 > \tau_3$$

A la diferencia de $\tau_1 - \tau_3$ se le conoce como intensidad de esfuerzos. Para materiales que no poseen un punto de cedencia bien definido, el esfuerzo de cedencia se toma del valor correspondiente al 0.2 % como se muestra en la figura 5.3:

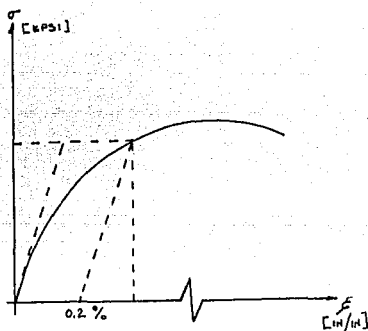


FIGURA 5.3
DIAGRAMA DE ESFUERZO DEFORMACION.

Si: $\tau_1 - \tau_3 = \tau_y$ la teoría del cortante máximo implica que:

- 1.- La cedencia ocurre sin tomar en cuenta la localización del eje vertical τ_y .
- 2.- La cedencia ocurre sin tomar en cuenta la magnitud exacta de τ_2 considerando que: $\tau_3 < \tau_2 < \tau_1$.

En otras palabras la nota 1 indica que imponiendo un esfuerzo hidrostático (tensión/compresión) No altera el punto de cedencia pero el código ASME sección VIII división 2, provee un límite especial en la suma algebraica de los esfuerzos principales como sigue:

$$\tau_1 + \tau_2 + \tau_3 < 4 S_m$$

Donde S_m es la intensidad de esfuerzos dada en el código ASME en las tablas de propiedades. Este límite provee un factor contra esfuerzos excesivos en la estructura.

5.2 CATEGORIAS DE ESFUERZOS.

En áreas de discontinuidad y en cambios geométricos (hasta los bien diseñados) de recipientes a presión y estructuras, los esfuerzos son mucho mayores que en áreas adyacentes, en algunos casos puede exceder el esfuerzo de cedencia. Estos esfuerzos se desarrollan porque el material en esas áreas debe acomodarse debido a los desplazamientos impuestos en diferentes partes del recipiente/estructura. En un recipiente/estructura bien diseñado, esos esfuerzos bajan después del primer par de aplicaciones de las cargas de prueba de trabajo y que son llamados shakedown del recipiente o estructura, de otra manera, si el esfuerzo de zuncho en un recipiente a presión excede la cedencia del material el recipiente podría fallar por cedencia por la primera aplicación de carga. Así los diferentes tipos de esfuerzos requieren de diferentes tipos de límites, y antes de establecer esos límites es necesario clasificar o categorizar los esfuerzos de la siguiente forma:

A) Esfuerzo primario:

- Esfuerzo primario general de membrana P_m
- Esfuerzo primario local de membrana P_L
- Esfuerzo primario de flexión P_b

B) Esfuerzo secundario Q

C) Esfuerzo pico

En varios casos donde no es fácil identificar que tipo de esfuerzo se presenta o bien dejarlo a el buen criterio del diseñador existen códigos y normas que nos indican que tipo de de esfuerzo se presenta; para lo que utilizamos las siguientes definiciones extraídas del código ASME sección VIII división 2:

a) Intensidad de esfuerzo: Es la diferencia algebraica entre el esfuerzo principal mas largo y el esfuerzo algebraico mas corto en un punto. Los esfuerzos de tensión se consideran positivos y los de compresión negativos.

b) Esfuerzo de membrana: Es el componente del esfuerzo normal el cuál esta uniformemente distribuido atravez del espesor de la sección en consideración.

c) Esfuerzo térmico: Es un esfuerzo autobalanceado, producido por una distribución No uniforme de temperatura o por diferentes coeficientes térmicos de expansión. Un esfuerzo térmico se desarrolla en un cuerpo sólido dondequiera que el volumen o la forma del cuerpo sufra cambios debidos a la temperatura.

Básicamente existen dos tipos de esfuerzos térmicos, dependiendo de él volumen o área donde la distorsión toma lugar, esto es:

1.- Esfuerzo térmico general: Este es asociado con la distorsión de la estructura, si un esfuerzo de este tipo produce concentración de esfuerzos y excede dos veces el esfuerzo de cedencia, el análisis elástico puede ser invalido y sucesivamente los ciclos térmicos pueden incrementar la distorsión, al ocurrir este tipo de esfuerzo se clasifica como secundario. Ejemplos de esfuerzo térmico de este tipo son:

- Esfuerzos producidos por distribución de temperatura axial en una forma cilíndrica.
- Esfuerzos producidos por diferencias de temperatura entre una articulación y la estructura para ser agregada.

2.- Esfuerzo local térmico que es asociado con la mayor parte de de expansión diferencial y entonces produce una distorsión insignificante.

Ejemplos de este tipo de esfuerzo son:

- La diferencia entre el esfuerzo real y el esfuerzo lineal equivalente resultando de una distribución radial de temperatura en una forma cilíndrica.
- Esfuerzo térmico en un material de revestimiento que posee un coeficiente de expansión diferente que el de metal base.

5.2.1 ESFUERZO PRIMARIO.

Un primario es un esfuerzo normal o un esfuerzo cortante desarrollado por la imposición de una carga y necesariamente debe cumplir con las leyes del equilibrio de fuerzas externas e internas así como de los momentos.

La característica básica de un esfuerzo primario es que no es autolimitante. Un esfuerzo primario que excede considerablemente el esfuerzo de cedencia provocaría una falla o por lo menos una distorsión en el espesor. Un esfuerzo térmico no es considerado como esfuerzo primario.

El esfuerzo primario de membrana es dividido en dos categorías: General y Local. Un esfuerzo general primario de membrana es que está distribuido sobre la estructura y no hay redistribución de cargas como resultado de cedencia. Algunos ejemplos de esfuerzos primarios de membrana son:

- Esfuerzo general de membrana en una estructura cilíndrica o esférica debido a presión interna.
- Esfuerzo de flexión en la porción central de una cabeza plana debida a presión.

Esfuerzo primario local de membrana: Este tipo de esfuerzos son producidos por cargas mecánicas o de presión y son asociados con discontinuidades. Si no se limitan, producen una distorsión excesiva en la zona de transferencia de carga hacia otras porciones de la estructura.

Un ejemplo de un esfuerzo primario local de membrana en una estructura producido por una carga externa y un momento en el soporte permanente o una articulación.

5.2.2 ESFUERZO SECUNDARIO.

El esfuerzo secundario es un esfuerzo normal o un esfuerzo cortante por la contracción de partes adyacentes o por autocontracción de una estructura.

La característica básica de un esfuerzo secundario es que es autolimitante.

La cedencia local y distorsiones menores pueden satisfacer la condición que cause el esfuerzo para generar una falla de una aplicación de esfuerzos que no son esperados.

Ejemplos de esfuerzo secundarios son:

- Esfuerzo térmico general
- Esfuerzo de flexión en una discontinuidad estructural.

5.2.3 ESFUERZO PICO.

La característica básica del esfuerzo pico es que no causa alguna distorsión notable y es cuestionable solo como una posible fuente de ruptura por fatiga o por endurecimiento.

Un esfuerzo que no es altamente localizado cae dentro de esta categoría si éste es el tipo que no puede causar distorsión notable.

Ejemplos de esfuerzo pico son:

- Esfuerzo térmico en un acero austenítico de revestimiento de un recipiente de acero al carbón.
- Un esfuerzo térmico en la pared de un recipiente o tubo causado por un cambio rápido en la temperatura del fluido contenido.

5.3 LIMITES BASICOS DE INTENSIDAD DE ESFUERZO.

En la tabla 5.4. se muestran los límites básicos de los esfuerzos y se muestran los múltiplos del esfuerzo de cedencia y el esfuerzo último los que no deben ser excedidos, de acuerdo a como lo indica el código ASME.

INTENSIDAD DE ESFUERZO	VALOR TABULADO	ESFUERZO CEDENCIA	ESF. ULT. A TENSION
PRIMARIO ORAL. DE MEMBRANA	S_m	$\leq 2/3 S_y$	$\leq 1/3 S_u$
PRIMARIO LOCAL DE MEMBRANA	$1.5 S_m$	$\leq S_y$	$\leq 1/2 S_u$
PRIMARIO LOCAL DE MEMBRANA + FLEXION.	$1.5 S_m$	$\leq S_y$	$\leq 1/2 S_u$
PRIMARIO + SECUNDARIO	$3 S_m$	$\leq 2 S_y$	$\leq S_u$

TABLA 5.4
LIMITES BASICOS DE INTENSIDAD DE ESFUERZO.

El criterio primario de un diseño de una estructura adecuada para resistir esfuerzos, como se determinan por cálculo de esfuerzos o análisis experimental de esfuerzos No deben de exceder los valores arriba señalados. Si no se especifica otra cosa todos los cálculos deben realizarse en la suposición del comportamiento elástico del material.

CAPITULO SEIS.

DESARROLLO DE ECUACIONES Y MEMORIA DE CALCULO.

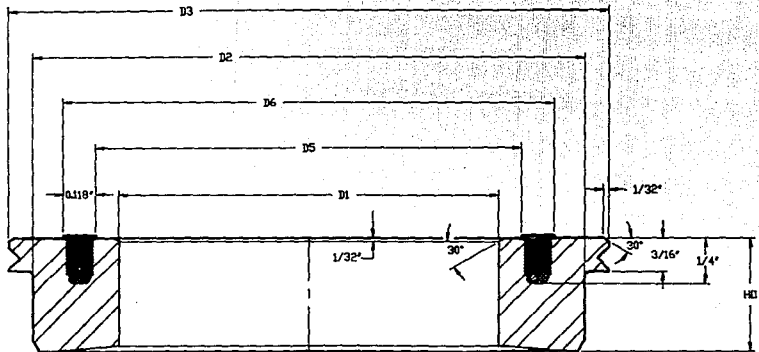
6.1 ECUACIONES PARA ASIEN TO.

Como se explico en el capitulo tres, el asiento de una válvula de producción, es un elemento controlador de presión, del grupo de componentes en análisis de una válvula este es el primero en ser analizado en los esfuerzos a los que es sometido al estar en operación la válvula, y a la temperatura de trabajo de 250 °F que es considerada para todos los elementos en estudio. El objetivo es comprobar que estos esfuerzos producidos por la presión interna estan dentro de los límites permitidos por el estandar API despues de la revisión de 1991, donde establecio nuevos límites de esfuerzos de membrana.

Para iniciar con el análisis de esfuerzos en este elemento necesitamos contar con los siguientes datos:

- D_1 = Diámetro de paso.
- P = Presión de trabajo.
- S_y = Esfuerzo de cedencia del material.
- S_M = Esfuerzo de membrana.
- s_c = Esfuerzo de contacto ($S_c = 15\ 000\ \text{psi}$)
- f = Coeficiente de fricción ($f = 0.2$)

En la figura 6.1 se muestra el dibujo representativo de un asiento para una válvula de producción API. en de este dibujo se indican la variables principales a considerar para determinar los esfuerzos a los que esta sometido este componente mecánico de la válvula:



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

E. N. E. P.

TITULO

ASIENTO DE VALVULA API



EDUARDO GARCIA ALVAREZ
8539578-2

FIGURA No. 6.1

ARAGON

Al estar cerrada la válvula se produce presión aguas arriba dentro del ducto de la válvula, así como en el cuerpo de la válvula, dentro de el asiento se coloca un anillo de teflón que es el lugar donde debe de sellar el asiento contra la compuerta este diámetro es D_s , el cual utilizando trigonometría lo podemos determinar de la siguiente manera:

$$D_s = D_1 + 0.486 \text{ pulg} \dots\dots\dots 6.1$$

Por otro lado esfuerzo de contacto máximo entre la compuerta y el asiento es:

$$S_c = \frac{F_1}{0.7854 (D_2^2 - D_1^2)}$$

También sabemos que: $P = \frac{F_1}{A}$; donde:

$A = 0.7854 D_s^2$; que al sustituir y despejar F_1 de la ecuación anterior tenemos que:

$$F_1 = P (0.7854 D_s^2);$$

sustituyendo está en la ecuación de él esfuerzo de contacto y despejando del diámetro exterior del anillo de teflón D_2 tenemos que:

$$D_2 = \sqrt{\frac{D_s^2 P}{S_c} + D_1^2} \text{ pulg} \dots\dots 6.2$$

Una vez obtenidos los diámetros anteriores se compara D_2 con D_s , tomando en cuenta la siguiente desigualdad:

Si $D_2 < D_s$ entonces $F_1 = 0.7854 D_s^2 P \dots\dots\dots 6.3$

Por lo tanto $F_z = F_1$ y $D_s = D_z$

En caso contrario: $F_1 = 0.7854 D_z^2 P \dots\dots\dots 6.4$

Por lo tanto $F_1 = F_2$; Donde:

F_1 = Fuerza de contacto asiento/compuerta,

F_2 = Fuerza de contacto asiento/caja del cuerpo.

La fuerza inicial para mover la compuerta esta dada por:

$$F_o = f F_1$$

Para determinar el diámetro mayor del asiento D_s se parte de:

$$S_c = F_1 / A_s$$

Donde A_s es el área efectiva del asiento en el plano x-y, por lo A_s queda determinada por:

$$A_s = 0.7854(D_s^2 - 2(0.031)^2) - 0.7854(D_s^2 + 0.108)^2 - 0.7854(D_s^2 - 0.118)^2$$

Como sabemos que $A_s = F_1 / S_c$; sustituyendo el valor de A_s se tiene que:

$$F_1 / S_c = 0.7854 [(D_s - 0.062)^2 - (D_s + 0.108)^2 - (D_s - 0.118)^2]$$

De la ecuación anterior despejando el diámetro que nos interesa que es D_s , la ecuación finalmente queda como:

$$D_s = \frac{F_1 / S_c + [(C D_1 + 0.108)^2 + (C D_s - C D_s - 0.118)^2]^{1/2} + 0.082}{0.7854} \dots \dots \dots 6.5$$

El esfuerzo máximo de contacto real esta dado por;

$$S_{CR} = - F_1 / A_R \dots \dots \dots 6.6$$

Donde $A_R = A_1 - A_2 - A_3$;

Siendo: $A_1 = 0.7854 (D_s - 0.082)^2 \dots \dots \dots t$

$A_2 = 0.7854 (C D_1 + 0.108)^2 \dots \dots \dots tt$

$A_3 = 0.7854 (C D_s - 0.118) 0.118 \dots \dots \dots ttt$

Para determinar la altura del asiento H_o se inicia apartir del esfuerzo de membrana, el cual esta determinado por:

$$S_M = (F_o / 2) / A ; \text{ ademas } F_o = F_1 f ;$$

por lo que el esfuerzo de membrana queda como:

$$S_M = \frac{f F_1}{2 A}$$

donde el área viene dada por:

$$A = (D_2 - D_1) H_o - (2(0.118)(0.250))$$

$$A = H_o (D_2 - D_1) - 0.059 ;$$

que al ser sustituida en la ecuación del esfuerzo de membrana y además despejar H_o llegamos a que:

$$H_o = \left[\frac{F_1 f}{2 S_M} + 0.082 \right] \frac{1}{D_2 - D_1} \dots \dots \dots 6.7$$

$$S_{m1} = - \frac{F_1 f}{2 [(D_2 - D_1) H_0 - 0.0957]} \dots\dots 6.8$$

Como manera de comprobación se llevará acabo un análisis por pandeo. De acuerdo con el apéndice 4 de código ASME, división 2 podemos utilizar fórmulas o reglas alternativas. De acuerdo a el libro Roark's, de la tabla XV caso 14 se tiene que:

Primero debemos de determinar la carga unitaria PUC la cual está dada por:

$$PUC = \frac{E I}{R_m^3} - (K^2 - 1)$$

- Donde: E = Módulo de elasticidad,
 I = Momento de inercia,
 R_m = Radio medio,
 K = 3 para 90°

$$PUC = \frac{8 E I}{R_m^3} \dots\dots\dots 6.9$$

Se continua por determinar el momento de inercia, para lo cual requerimos primeramente de el centroide de la figura 6.1.1

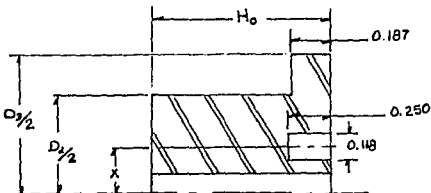


FIGURA 6.1.1

$$x = \frac{H_0 \frac{D_2 - D_1}{2} \frac{D_2 - D_1}{4} + \frac{D_2 - D_2}{2} 0.187 + \frac{D_3 - D_2}{4} -}{H_0 \frac{D_2 - D_1}{2} + \frac{D_2 - D_2}{2} (0.187) - (0.250)(0.118) - (0.250)(0.118) \frac{D_2 - D_1}{2} - \frac{0.118}{2}} \dots \dots \dots 8.10$$

Una vez determinado el centroide se procede a calcular el momento de inercia, de acuerdo a la geometría se tiene que:

$$I_x = \frac{H_0 \left(\frac{D_2 - D_1}{2} \right)^3}{12} + H_0 \left(\frac{D_2 - D_1}{2} \right) \left(\frac{D_2 - D_1}{2} - x \right)^2 + \frac{\left(\frac{D_3 - D_2}{2} * 0.187 \right)^3}{12} + \frac{D_2 - D_2}{2} (0.187) * \left(\frac{D_2 - D_1}{2} - x + \frac{D_3 - D_2}{2} \right)^2 - \frac{(0.250 * 0.118)^3}{12} - (0.250 * 0.118) \left(\frac{D_2 - D_1}{2} - x - \frac{0.118}{2} \right) \dots \dots \dots 8.11$$

$$R_m = x - \frac{D_1}{2} \dots \dots \dots 8.12$$

Por otro lado la carga real unitaria esta dada por:

$$PUR = \frac{F_1}{2 R_m} \dots \dots \dots 8.13$$

La ecuación 8.13 esta sujeta a la siguiente condición:

$$PUR \leq 0.5 PUC$$

El esfuerzo producido por la presión directa en asiento se determina utilizando el Roark's, tabla XIII casos 33 y 35, para cilindros de pared gruesa, para esto nos auxiliaremos de la figura 6.1.2, que se muestra a continuación:

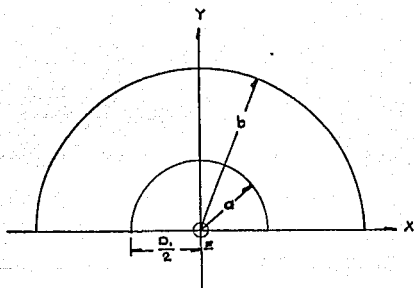


FIGURA 6.1.2

$$S_{CIR} = P \left(\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} \right)$$

$$S_L = P \left(\frac{2}{b^2 - a^2} \right) \dots \dots \dots 6.14$$

$$S_R = -P \left(\frac{b^2}{b^2 - a^2} \right)$$

Donde: $a = \frac{D_1}{2}$ y $b = \frac{D_2}{2}$

S_c = Esfuerzo circunferencial.

S_L = Esfuerzo radial en todas direcciones.

S_R = Esfuerzo radial debido a la presión radial.

Por lo que los esfuerzos quedan definidos como:

$$S_x = S_R, \quad S_y = S_{CR} + S_M, \quad S_z = S_c + S_L$$

Por último la para determinar las intensidades de esfuerzo se emplean las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} S_{rx} &= S_x - S_y \\ S_{rz} &= S_x - S_z \dots\dots\dots 6.15 \\ S_{ry} &= S_y - S_z \end{aligned}$$

6.1.1 MEMORIA DE CALCULO PARA EL ASIEN TO.

De acuerdo con la especificación API 8a. 16a. edición, y refiriéndonos a la tabla 4.8 en el capítulo 4 donde se especifican los materiales a emplear, se puede apreciar que el material de menor esfuerzo de cedencia corresponde a el A-105, esto es debido a que al estar calculando los esfuerzos en el material de menor esfuerzo de cedencia estamos corroborando que para los materiales que tienen un mayor valor del esfuerzo de cedencia estarán protegidos contra la posible falla de cedencia al estar operando la válvula de producción; entonces los datos que requerimos son:

- D_1 = 2.062 pulg.
- P = 5000 psi.
- S_y = 30 000 psi.
- S_M = 20 000 psi.
- S_c = 15 000 psi.

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

Es importante recordar que de acuerdo al código ASME sección VIII división 2, el esfuerzo de contacto máximo permisible es el indicado de 15 000 psi; una vez establecido lo anterior se procede a efectuar los cálculos para las ecuaciones establecidas previamente, por lo que tenemos:

De la ecuación 8.1:

$$D_s = 2.082 + 0.486$$

$$D_s = 2.548 \text{ pulg.}$$

El diámetro exterior del asiento en la caja del cuerpo esta determinado por la ec. 8.2:

$$D_z = \frac{(2.548)^2 (5000)}{15\ 000} + (2.082)^2$$

$$D_z = 2.532 \text{ pulg.}$$

De acuerdo a la condición establecida para los diámetros, se tiene que $D_z < D_s$ por lo que F_z se determina con 8.3

$$F_1 = 0.7854 (2.548)^2 (5000)$$

$$F_1 = 25\ 495.218 \text{ lb.}$$

El diámetro mayor exterior del asiento D_s , se determina utilizando la ecuación 8.5:

$$D_s = \frac{\frac{25\ 495.218}{15\ 000} + 0.7854 ((2.082 + 0.108)^2 + (2.548 - (2.548 - (2.548 - 0.118))^2)}{0.7854} + 0.062$$

$$D_s = 3.086 \text{ pulg.}$$

De la ecuación 6.6 podemos determinar el esfuerzo máximo de contacto real; procediendo a calcular primero las áreas establecidas en tal ec.

$$\begin{aligned} \text{I } A_1 &= 0.7854 (3.088 - 0.062)^2 & A_1 &= 7.178 \text{ pulg}^2 \\ \text{II } A_2 &= 0.7854 (2.062 + 0.108)^2 & A_2 &= 3.696 \text{ pulg}^2 \\ \text{III } A_3 &= 0.3707 (2.548 - 0.118)^2 & A_3 &= 0.000 \text{ pulg}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_R &= 7.184 - 3.696 - 0.0 \\ A_R &= 2.581 \text{ pulg}^2 \end{aligned}$$

Al sustituir estos valores en la ec. se tiene que:

$$\begin{aligned} S_{CR} &= - \frac{25,495.218 \text{ lb}}{2.581 \text{ pulg}^2} \\ S_{CR} &= - 9,877.350 \text{ lb/pulg}^2 \end{aligned}$$

La altura del asiento se calcula apartir de la ec. 6.7

$$\begin{aligned} H_o &= \frac{(25,495.218) 0.2}{2 (24,000)} + 0.059 \frac{1}{(2.532 - 2.062)} \\ H_o &= 0.351 \text{ pulg} \end{aligned}$$

El esfuerzo de membrana está determinado por la ecuación 6.8, teniendo que:

$$\begin{aligned} S_{MI} &= - \frac{25,495.218 (0.2)}{2 ((2.532 - 2.062) (0.351) - 0.0957)} \\ S_{MI} &= - 21,788.458 \text{ psi} \end{aligned}$$

La carga unitaria la determinamos apartir de la ec. 6.9; para lo cual primero se desarrolla el cálculo de el centroide y de el momento de inercia de la figura 6.1.1:

$$x = \frac{0.351 \left(\frac{2.532-2.062}{2} \right) \left(\frac{2.532-2.062}{4} \right) + \frac{3.086-2.532}{2} * 0.187}{0.351 \left(\frac{2.532-2.062}{2} \right) + \left(\frac{3.086-2.532}{2} \right) (0.187)} - \frac{\left(\frac{3.086-2.532}{4} \right) - 0.0295 \left(\frac{2.548-2.062}{2} - \frac{0.118}{2} \right)}{0.295}$$

$$x = 0.289 \text{ pulg.}$$

El momento de inercia queda como:

$$I_x = \frac{0.351 \left(\frac{2.532-2.062}{2} \right)^3}{12} + 0.351 \left(\frac{2.532-2.062}{2} \right) \left(\frac{2.532-2.062}{2} \right)^2 - 0.289^2 + \left(\frac{3.086-2.532}{2} \right)^2 * 0.187 + \left(\frac{3.086-2.532}{2} \right)^2 * 0.187 \left(\frac{2.532-2.062}{2} - 0.289 \right) + \left(\frac{3.086-2.532}{2} \right)^2 - \left(\frac{0.250 * 0.118}{12} \right)^3 - 0.0295 \left(\frac{2.548-2.062}{2} - 0.289 \right) - \left(\frac{0.118}{2} \right)^2$$

$$I_x = 2.86 \times 10^{-3} \text{ pulg}^4$$

El radio medio queda entonces como:

$$R_M = 0.289 + \frac{2.062}{2}$$

$$R_M = 1.32 \text{ pulg}$$

Por lo que finalmente la carga unitaria tiene un valor de:

$$PUC = \frac{8 \times 2.85 \times 10^{-3} \times 3 \times 10^7}{1.32^3}$$

$$PUC = 298\ 838.39 \text{ lb.}$$

La carga real unitaria esta dada por la ecuacion 6.13; teniendo que:

$$PUR = \frac{25\ 495.218}{2(1.32)}$$

$$PUR = 9\ 657.279 \text{ lb.}$$

Los esfuerzos producidos por la presión quedan definidos utilizando el grupo de ecuaciones 6.14:

$$a = 1.031 \text{ pulg} \quad a^2 = 1.062 \text{ pulg}^2$$

$$b = 1.268 \text{ pulg} \quad b^2 = 1.602 \text{ pulg}^2$$

$$S_{CIR} = 5000 \left(\frac{1.602 + 1.062}{1.602 - 1.062} \right) \quad S_{CIR} = 24\ 666 \text{ psi.}$$

$$S_L = 5000 \left(\frac{1.062}{1.602 - 1.062} \right) \quad S_L = 9833 \text{ psi}$$

$$S_R = -5000 \left(\frac{1.602}{1.602 - 1.062} \right) \quad S_R = -14\ 833 \text{ psi}$$

$$S_x = S_x = -14\ 833 \text{ psi}$$

$$S_y = 24\ 666 - 21\ 788 \quad S_y = 2878 \text{ psi}$$

$$S_z = -9877 + 9833 \quad S_z = -44 \text{ psi}$$

Para determinar las intensidades de los esfuerzos se utiliza el grupo de ecuaciones 6.15:

$$S_{II} = 14\ 833 - 2878$$

$$S_{II} = 11\ 955 \text{ psi} \quad \vee \quad 20\ 000 \text{ psi}$$

$$S_{12} = 14\ 833 \quad - \quad - \quad 44$$

$$S_{12} = 14\ 789 \text{ psi} < 20\ 000 \text{ psi}$$

$$S_{13} = 2878 \quad - \quad - \quad 44$$

$$S_{13} = 2834 \text{ psi} < 20\ 000 \text{ psi}$$

Por lo que las dimensiones calculadas son los valores mínimos aceptados para una válvula de producción de 2 1/16" - 5000. Generalmente lo que se hace es elevar estos valores a un valor estandar cerrado en fracción de pulgada o pulgada, esto es debido a que es más sencillo dar maquinado a medidas estandar que a los valores obtenidos numericamente, además de que estamos obteniendo un margen de seguridad al dar valores mayores para estos elementos.

Como se estableció en el capítulo 5 el criterio de aceptación es que las intensidades de los esfuerzos sean menores que 2/3 del esfuerzo de membrana, lo cual se ha cumplido y podemos concluir que las dimensiones obtenidas son aceptadas.

6.2 ECUACIONES PARA LA COMPUERTA.

El siguiente elemento a estudio de analisis de esfuerzos en una válvula de producción es el mecanismo llamado compuerta, este de igual manera que el asiento es un mecanismo de sello, y las dimensiones de importancia para el analisis de esfuerzos son representadas en la figura 6.2:

Para efectuar el analisis de esfuerzos en la compuerta requerimos de los siguientes datos:

- D_1 = Diámetro de paso del asiento,
- D_2 = Diámetro exterior asiento/cuerpo,
- D_3 = Diámetro exterior asiento/compuerta,
- D_4 = Diámetro interior de la caja de teflon,
- D_5 = Diámetro exterior de la caja de teflon,
- H_0 = Altura del asiento,
- F_0 = Fuerza de arrastre de la compuerta,
- S_y = Esfuerzo de cedencia.

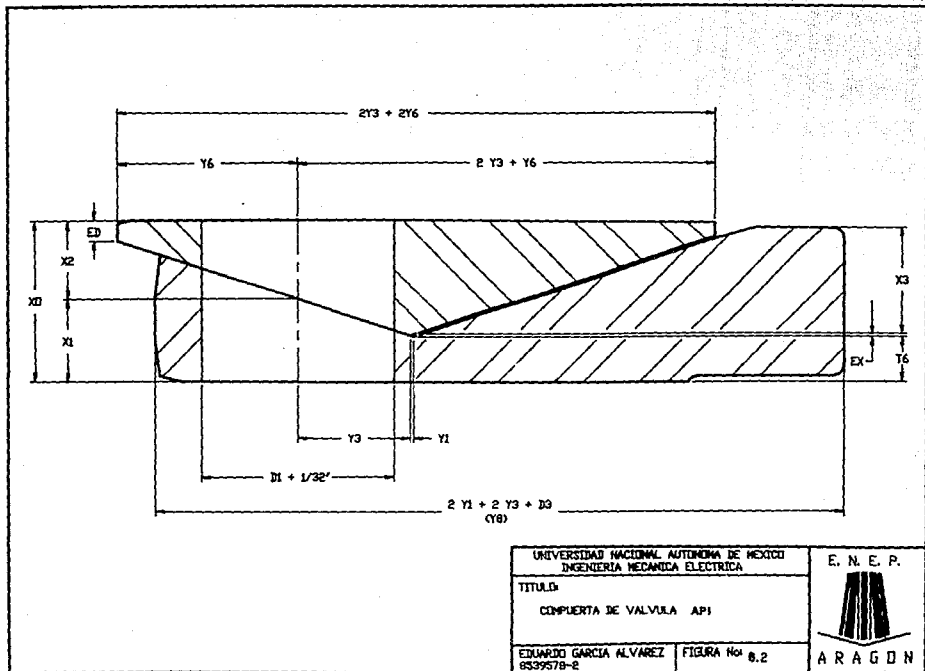
Debido a la experiencia obtenida por años el diámetro de paso de la compuerta/segmento esta definido como:

$$D_{01} = D_1 + 0.031 \text{ pulg.} \dots\dots\dots 6.16$$

Como ancho de la compuerta tomamos el diámetro del asiento/caja en el cuerpo, esto es:

$$D_2 = W_0$$

Debido a los estudios realizados por años, para determinar el angulo AB, de la compuerta, se llevo a el resultado de que el angulo AB es igual a 18° , considerando a este como valor optimo de dicho angulo.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO INGENIERIA MECANICA ELECTRICA	
TITULO: COMPUERTA DE VALVULA API	
EQUARDO GARCIA ALVAREZ 853957B-2	FIGURA No. 8.2

E. N. E. P.

ARAGON

La fuerza de deflexión de la compuerta esta dada por :

$$\omega = 0.7854 D_i^2 P \text{ lb} \dots\dots\dots 6.17$$

El valor de Poisson para los aceros de este tipo es considerado como:

$$\nu = 0.3 \text{ , el valor inverso } 1/\nu = 3.333$$

La expansión considerada para las compuertas de las válvulas de producción de fip, es:

$$E_x = 0.015 \text{ pulg.}$$

Debido a esto el deslizamiento vertical por expansión viene dado por la ecuación, que se enuncia, la cual se obtiene con la aplicación de trigonometría, quedando:

$$Y_1 = \frac{E_x}{\text{tang AB}} \dots\dots\dots 6.18$$

La distancia del punto de trabajo del segmento fuera del anillo de teflones dada por:

$$Y_2 = \frac{D_z - D_s}{2} \dots\dots\dots 6.19$$

La distancia del punto de trabajo del segmento a la línea de centros del diámetro de paso es:

$$Y_3 = Y_2 + \frac{D_s}{2} \dots\dots\dots 6.20$$

La carrera del segmento es obtenida por:

$$Y_4 = 2 Y_3 \dots\dots\dots 6.21$$

La carrera de la compuerta se obtiene con:

$$Y_5 = Y_4 + 2 Y_1 \dots\dots\dots 6.22$$

La distancia del fondo del segmento a la línea de centros del diámetro de paso es:

$$Y_d = \frac{D_s}{2} + 0.250 \dots\dots\dots 6.23$$

La distancia del tope del segmento a la línea de centros del diámetro de paso es:

$$Y_7 = 2 Y_s + Y_d \dots\dots\dots 6.24$$

La longitud de la cara de la compuerta es:

$$Y_8 = 2 Y_1 + 2 Y_2 + D_s \dots\dots\dots 6.25$$

La longitud del segmento es:

$$Y_p = 2 Y_s + 2 Y_d \dots\dots\dots 6.26$$

Del libro Roark's el espesor mínimo del segmento a la altura del diámetro del barreno es de acuerdo a la tabla X caso 1:

$$S_F = \frac{3\omega}{8\pi M t^2} ((3M + 1) - (M + 3) \frac{r^2}{a^2})$$

Al considerar el esfuerzo máximo al centro el último factor se elimina, al despejar el valor del espesor mínimo t, la ecuación se transforma en:

$$t = \left(\frac{3\omega (3M + 1)}{8\pi M S_M} \right)^{1/2} \dots\dots\dots 6.27$$

Donde $t = X_{10}$

El espesor del segmento en la parte inferior es:

$$E_p = t - \left(Y_d - \frac{D_{o1}}{2} \right) \text{ tang AB} \dots\dots\dots 6.28$$

Si $E_D < 3/32$ entonces $E_D = 3/32$; en caso contrario se toma el valor obtenido del cálculo.

El espesor del segmento en la línea de centros del diámetro de paso de determina con:

$$X_2 = E_D - Y_0 (\text{tang AB}) \dots\dots\dots 8.29$$

La ecuación de la excentricidad de la fuerza de arrastre actuando en T_0 es dado por:

$$Ecc = \frac{X_0}{2} - \frac{T_0}{2}$$

$$Ecc = \frac{X_1 + X_2}{2} - \frac{T_0}{2} = 1/2 (X_1 + X_2 - T_0)$$

$$Ecc = 0,5 ((Y_0 + Y_1) \text{ tang AB} + T_0) + X_2 - T_0$$

$$Ecc = 0,5 ((Y_0 + Y_1) \text{ tang AB} + X_2) \dots\dots\dots 8.30$$

Sabemos que el esfuerzo permisible es $2/3$ del esfuerzo de cedencia por lo que se hace:

$$S_M = S_2 = \frac{F_0}{W_0 + T_0} + \frac{6 \cdot Ecc \cdot F_0}{W_0 \times T_0^2}$$

Factorizando en T_0 , la ecuación anterior y despejando T_0 (espesor de la compuerta), finalmente se obtiene que:

$$T_0 = \frac{F_0 + (F_0^2 - 4 S_M W_0 \pm 6 Ecc \pm F_0)^{1/2}}{2 S_M W_0} \dots\dots\dots 8.31$$

El espesor de la compuerta en la línea de centros del diámetro de paso es:

$$X_1 = T_0 + (Y_0 + Y_1) \text{ tang AB} \dots\dots\dots 8.32$$

El espesor de la compuerta/segmento expandida es:

$$X_0 = X_1 + X_2 \dots\dots\dots 6.33$$

El espesor de la compuerta colapsada es:

$$X = X_0 - E_x \dots\dots\dots 6.34$$

Por lo que el espesor mínimo del segmento es:

$$X_a = E_b + \text{tang AB} (Y_c + Y_d) \dots\dots\dots 6.35$$

La verificación de esfuerzos, se lleva acabo como sigue:

$$\begin{aligned} S_x &= - P \\ S_z &= - P \\ S_y &= \frac{F_a}{W_a * T_a} + \frac{6 E_{cc} F_e}{W_a * T_a^2} \end{aligned} \dots\dots\dots 6.36$$

Las intensidades de los esfuerzos serán:

$$\begin{aligned} S_1 &= |S_y| - |S_x| \\ S_2 &= |S_y| - |S_z| \dots\dots\dots 6.37 \\ S_3 &= |S_x| - |S_z| \end{aligned}$$

Una vez obtenidos los valores de las intensidades de esfuerzos se comparan con el valor del esfuerzo de membrana permisible, las tres deberán ser menores que dicho esfuerzo, lo cual fue establecido en el capítulo 5.

6.2.1 MEMORIA DE CALCULO PARA LA COMPUERTA.

Una vez establecidas las ecuaciones para el análisis de esfuerzos, se efectúan los cálculos correspondientes, para determinar el esfuerzo de cedencia de la compuerta se selecciona el material de menor esfuerzo de cedencia de la tabla 4.7, correspondiéndole el ASTM 182 Gr F8, al que le corresponde un S_y de 60 000 psi.

Los datos que requerimos para proceder con los cálculos de los esfuerzos en la compuerta son:

$D_1 = 2.062$ pulg.
 $D_2 = 2.866$ pulg.
 $D_3 = 3.086$ pulg.
 $D_4 = 2.312$ pulg.
 $H_0 = 0.351$ pulg.
 $F_0 = 5099.043$ lb.
 $S_y = 60\ 000$ psi
 $S_M = 36\ 666$ psi

Auxiliándonos de la figura 6.2 que representa una compuerta seccionada, para una válvula de producción se tiene que:

El diámetro de paso de la compuerta/segmento se obtiene de la ec. 6.16:

$$D_{a1} = 2.062 + 0.031$$
$$D_{a1} = 2.093 \text{ pulg.}$$

El ancho de la compuerta es el diámetro del asiento D_2 , por lo que:

$$W_0 = 2.866 \text{ pulg.}$$

La fuerza de deflexión de 6.17:

$$\omega = 0.7854 (2.062)^2 (50000)$$
$$\omega = 16\ 896.952 \text{ psi}$$

El deslizamiento se determina con la ecuación 6.18:

$$Y_1 = \frac{0.015}{\tan 18^\circ} ; Y_1 = 0.0461 \text{ pulg.}$$

De la ecuación 6.19 obtenemos el valor de la distancia al punto de trabajo del segmento fuera del anillo de teflón:

$$Y_2 = \frac{2.866 - 2.548}{2} ; Y_2 = 0.0795 \text{ pulg}$$

La distancia del punto de trabajo del segmento a la L. C. de 6.20:

$$Y_3 = 0.0795 + \frac{2.548}{2} ; Y_3 = 1.353 \text{ pulg.}$$

La carrera del segmento es, de la ec. 6.21:

$$Y_4 = 2(1.353) ; Y_4 = 2.707 \text{ pulg.}$$

La carrera de la compuerta es, de la ec. 6.22:

$$Y_5 = 2.707 + 2(0.0461) . Y_5 = 2.799 \text{ pulg.}$$

La distancia del fondo del segmento a la L. C. del diámetro de paso es de la ec. 6.23:

$$Y_6 = \frac{3.083}{2} + 0.25 , Y_6 = 1.793 \text{ pulg.}$$

La distancia del tope del segmento a la L. C. de 6.24:

$$Y_7 = 2(1.353) + 1.793 , Y_7 = 5.000 \text{ pulg.}$$

La longitud de la cara de la compuerta es obtenida de 8.26:

$$Y_a = 2(0.0461) + 2(1.353) + 3.086$$
$$Y_a = 5.884 \text{ pulg.}$$

La longitud del segmento de la ec. 8.28:

$$Y_p = 2(1.353) + 2(1.793) \quad , \quad Y_p = 5.292 \text{ pulg.}$$

El espesor mínimo del segmento en el diámetro de paso se obtiene de la ec. 8.27:

$$t = \left(\frac{3 (16\ 696.952) (9.999 + 1)}{8 \pi (3.333) 40\ 000} \right)^{1/2}$$
$$t = 0.405 \text{ pulg}$$

El espesor del segmento en la parte inferior del segmento de la ec. 8.28:

$$E_D = 0.405 - (1.793 - \frac{2.093}{2}) \text{ tang } 18^\circ$$
$$E_D = 0.162 \text{ pulg.}$$

Como el valor obtenido de E_D es mayor a $3/32$ es el que se toma para efectuar los cálculos.

El espesor del segmento en la L.C. del diámetro de paso se obtiene de 8.29:

$$X_z = 0.162 + 1.793 (\text{tang } 18^\circ) \quad , \quad X_z = 0.745 \text{ pulg}$$

La excentricidad se obtiene de la ec. 8.30:

$$E_{cc} = 0.5 ((1.353 + 0.0461) \text{ tang } 18^\circ + 0.745)$$
$$E_{cc} = 0.599 \text{ pulg.}$$

El espesor de la compuerta lo obtenemos de 6.31:

$$T_a = \frac{5099.043 + \left((5099.043)^2 + 24(40000)(2.866)(0.899)(5099.043) \right)^{1/2}}{2(40000)(2.866)}$$

$$T_a = 0.405 \text{ pulg.}$$

El espesor de la compuerta en la línea de centros del diámetro de paso es según ec. 6.32:

$$X_1 = 0.405 + (1.353 + 0.0461) \tan 18^\circ$$

$$X_1 = 0.859 \text{ pulg}$$

Espesor de la compuerta/segmento expandida de la ec. 6.33:

$$X_o = 0.859 + 0.745 ; \quad X_a = 1.604 \text{ pulg}$$

Espesor de la compuerta/segmento colapsada de la ec. 6.34:

$$X = 1.604 - 0.015 ; \quad X = 1.589 \text{ pulg.}$$

El espesor mínimo del segmento es obtenido de la ec. 6.35:

$$X_b = 0.182 + (1.793 + 1.353) \tan 18^\circ$$

$$X_b = 1.184 \text{ pulg}$$

Del grupo de ecuaciones 6.36 establecemos los esfuerzos a los que esta sometida la compuerta/segmento de una válvula de producción, teniendo que:

$$S_x = - 5000 \text{ psi}$$

$$S_y = \frac{5099.043}{(2.866)(0.451)} + \frac{6(5099.043)(0.899)}{(2.866)(0.451)}$$

$$S_y = 18\ 122.868\ \text{psi}$$

$$S_z = - 5000\ \text{psi}$$

Verificando las intensidades de esfuerzo a las que está sometida la compuerta tenemos lo siguiente; de 6.37:

$$\begin{array}{lll} S_1 = |18\ 122.868| - |- 5000| & S_1 = 13\ 122.868\ \text{psi} \\ S_2 = |18\ 122.868| - |- 5000| & S_2 = 13\ 122.868\ \text{psi} \\ S_3 = |- 5000| - |- 5000| & S_3 = 0\ \text{psi} \end{array}$$

Como se puede observar las intensidades de los esfuerzos obtenidas son mucho menores que $2/3 S_y$, que es el esfuerzo de membrana permisible; por lo que podemos concluir que las dimensiones obtenidas de la compuerta son correctas así como los esfuerzos a los que está sometida.

6.3 ECUACIONES PARA EL CUERPO.

El cuerpo de una válvula de producción es el principal contenedor de presión de está.

Los datos que se requieren para hacer el análisis de los esfuerzos de el cuerpo son:

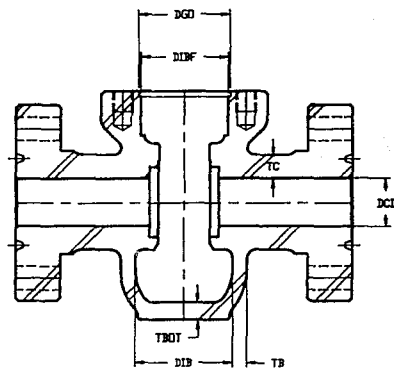
- Syr = Esfuerzo de cedencia a la temperatura de trabajo,
- Sm = Esfuerzo de membrana permitido a la temperatura de trabajo.
- P = Presión de trabajo,
- Di = Diámetro interior del asiento,
- Fo = Fuerza de arrastre de la compuerta,
- Wa = Ancho de la compuerta,
- Xo = Ancho de la compuerta,
- Dco = Diámetro exterior del conducto.

Como sabemos el esfuerzo de membrana permitido es de 2/3 del esfuerzo de cedencia y la temperatura de trabajo (250 °F).

En la figura 6.3 se puede observar el dibujo esquemático de un cuerpo de válvula de producción para 2000, 3000 o 5000 psi. de trabajo:

El diámetro de la boca del cuerpo se determina por medio de geometría, ya que se conocen los valores de ancho y espesor de la compuerta, debido a la experiencia que se tiene por los años de desarrollo de este producto, es conveniente agregar 5/16 a el diámetro obtenido por medio de los cálculos; así tenemos que este diámetro se determina con:

$$D_{\text{BIF}} = (W_a^2 + X_o^2)^{1/2} + 0.312 \text{ pulg} \dots\dots\dots 6.38$$



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

TÍTULO

CUERPO B.B. J.A. DE VALVULA API

EDUARDO GARCIA ALVAREZ
6539578-2

FIGURA No. 0.3

E. N. E. P.



ARAGON

El diámetro mínimo de la cavidad del cuerpo es:

$$D_{1B} = D_{1F} + 0.500 \text{ pulg} \dots\dots\dots 6.39$$

Usando la ecuación 1 del código ASME sección VIII división 2 apéndice 4 artículo 4.222 tenemos que el espesor de la cavidad del cuerpo es:

$$T_B = \frac{P D_{1B}}{2S_M - P} \text{ pulg} \dots\dots\dots 6.40$$

El diámetro de la caja del anillo sellador se obtiene checando los valores de los espesores y el porcentaje de aplastamiento de la norma de los fabricantes de anillos selladores, obteniendo como valor común el de 3/16, por lo que este diámetro queda definido como:

$$D_{2O} = D_{1F} + 3/16 \text{ pulg} \dots\dots\dots 6.41$$

La relación entre el diámetro exterior y el diámetro interior es:

$$R_Y = \frac{D_{1B} + 2T_B}{D_{1B}} \dots\dots\dots 6.42$$

Una vez determinados estos valores procedemos a determinar el valor del esfuerzo de zuncho que se produce de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$S_{EUN} = \frac{P (R_Y^2 + 1)}{(R_Y^2 - 1)} \text{ psi} \dots\dots\dots 6.43$$

El esfuerzo longitudinal esta dado por:

$$S_L = \frac{P}{(R_Y^2 - 1)} \text{ psi} \dots\dots\dots 6.44$$

El esfuerzo radial es dado por:

$$S_r = - P \text{ psi} \dots\dots\dots 6.45$$

Una vez determinados los valores de los esfuerzos a los que esta sometido el cuerpo se procede a calcular las intensidades de esfuerzo como sigue:

$$\begin{aligned} S_1 &= |S_{sUN}| - |S_L| \\ S_2 &= |S_{eUN}| - |S_r| \dots\dots\dots 6.46 \\ S_3 &= |S_L| - |S_r| \end{aligned}$$

El mayor de estos valores será asignado a S_e , que al final será comparado con el esfuerzo de membrana permisible.

El diámetro interior del conducto esta dado por:

$$D_{ci} = D_i + 0.031 \text{ pulg} \dots\dots\dots 6.47$$

El diámetro exterior del conducto se da de acuerdo a la norma API 8a. 16a. ed. de donde se obtiene:

$$D_{co} = 4.125 \text{ pulg}$$

El espesor del conducto se obtiene de :

$$T_c = \frac{D_{co} - D_{ci}}{2} \text{ pulg} \dots\dots\dots 6.48$$

La relación de los diámetros se obtiene con:

$$R_{v2} = \frac{D_{co}}{D_{ci}} \dots\dots\dots 6.49$$

El esfuerzo de zuncho se obtiene de la ecuación 6.43 establecida previamente solo que esta ocasión se utiliza la relación de diámetros obtenida en 6.49

De igual manera se utilizará la relación de diámetros de la ecuación 6.49 para determinar el esfuerzo longitudinal, que será sustituido en la ecuación 6.44

El esfuerzo radial esta dado por la ecuación 6.45

Las intensidades de esfuerzo se determinan utilizando el grupo de ecuaciones que se presentan a continuación:

$$\begin{aligned} S_{1c} &= |S_{sUN}| - |S_L| \\ S_{2c} &= |S_{sUN}| - |S_R| \dots\dots\dots 6.46 \\ S_{3c} &= |S_L| - |S_R| \end{aligned}$$

El mayor de estos tres se asigna a S_c y se compara contra el esfuerzo de membrana permitido debiendo ser menor.

Para determinar el espesor en el fondo del cuerpo se utiliza la ecuación:

$$T_{bot} = \left(\frac{D_{is} \left(\frac{0.15 P}{S_m E_f} \right)^{1/2}}{0.025} \right) 0.0625 \text{ pulg } .6.50$$

En este caso específico la eficiencia de la soldadura E_f es 1 ya que nuestro elemento en estudio es monolítico.

La carga de presión en el fondo se determina utilizando el libro Roark's, de la tabla X caso 6 teniendo que:

$$\omega = 0.7854 (D_{is}^2 P) \text{ lb } \dots\dots\dots 6.51$$

Una vez obtenida esta carga se procede a determinar los esfuerzos, iniciando con el esfuerzo radial en el fondo:

$$S_{RF} = \frac{3 \omega}{4 \pi T_{BOT}^2} \text{ psi} \dots\dots\dots 6.52$$

El esfuerzo tangencial en el fondo es:

$$S_{TF} = \frac{3 \omega}{4 \pi M T_{BOT}^2} \text{ psi} \dots\dots\dots 6.53$$

El esfuerzo normal en el fondo es:

$$S_{NF} = - P \text{ psi} \dots\dots\dots 6.45$$

Conociendo los valores de los esfuerzos a los que está sometido el fondo del cuerpo determinaremos las intensidades de los esfuerzos en esta parte del cuerpo, teniendo que:

$$\begin{aligned} S_{F1} &= |S_{RF}| - |S_{TF}| \\ S_{F2} &= |S_{RF}| - |S_{NF}| \text{ psi} \dots\dots\dots 6.54 \\ S_{F3} &= |S_{TF}| - |S_{NF}| \end{aligned}$$

El valor mayor de estos tres valores se asignará a S_{03} , y se comparará con el valor de el esfuerzo de membrana permisible.

6.3.1 MEMORIA DE CALCULO PARA EL CUERPO.

Como se mencionó con anterioridad para el análisis de los esfuerzos en el cuerpo de una válvula de producción se considera el esfuerzo de cedencia a la temperatura del fluido de trabajo esto es a 250 °F.

Los datos requeridos son:

P = 5000 psi
D_i = 2.062 pulg
F_o = 5099.043 lb
W_{o1} = 2.886 pulg
X_o = 1.650 pulg
D_{co} = 4.125 pulg
S_{Yr} = 55 000 psi
S_{Mt} = 36 886 psi

Para obtener el esfuerzo de cedencia del material se consulta la tabla 4.5 donde se indican los materiales recomendados para la fabricación de cuerpos, de estos se elige el de menor esfuerzo de cedencia a la temperatura de trabajo, para estar seguros de que al utilizar otro tipo de material con un esfuerzo de cedencia mayor soporte los esfuerzos a los que va a ser sometido. De esta manera tenemos que de la ecuación 6.38 obtenemos el diámetro de la boca del cuerpo:

$$D_{FB} = \left((2.886)^2 + (1.650)^2 \right)^{1/2} + 0.312$$
$$D_{FB} = 3.619 \text{ pulg.}$$

El diámetro interno de la cavidad del cuerpo se obtiene de la ec. 6.39:

$$D_{IB} = 3.619 + 0.500 ; \quad D_{IA} = 4.119 \text{ pulg.}$$

El espesor de la cavidad lo calculamos utilizando la ec. 6.40:

$$T_s = \frac{5000 (4.119)}{2(38\ 666 - 5000)} ; T_s = 0.325 \text{ pulg}$$

El diámetro de la caja para el anillo sellador de 6.41:

$$D_{co} = 3.619 + 0.187 ; D_{co} = 3.806 \text{ pulg}$$

La relación de diámetros se obtiene de 6.42:

$$R_v = \frac{4.125 + 2(0.325)}{4.125}$$

$$R_v = 1.157$$

El esfuerzo de zuncho lo obtenemos de la ec. 6.43:

$$S_{sUN} = \frac{5000 (1.157 + 1)}{(1.157^2 - 1)}$$

$$S_{sUN} = 34\ 529.10 \text{ psi}$$

El esfuerzo longitudinal con 6.44:

$$S_L = \frac{5000}{(1.157^2 - 1)} ; S_L = 14\ 764.54 \text{ psi}$$

El esfuerzo radial es según 6.45:

$$S_R = - 5000 \text{ psi}$$

Utilizando el grupo de ecuaciones 6.46 para obtener las intensidades de esfuerzo, tenemos que:

$$\begin{aligned}
 S_1 &= |34\ 529.10| - |14\ 764.54| ; & S_1 &= 19\ 764.56 \text{ psi} \\
 S_2 &= |34\ 529.10| - |-5000| ; & S_2 &= 29\ 529.10 \text{ psi} \\
 S_3 &= |14\ 764.54| - |-5000| ; & S_3 &= 9\ 764.54 \text{ psi}
 \end{aligned}$$

De estos valores se asigna el mayor a S_2 , para posteriormente ser comparado con el esfuerzo de membrana permisible.

$$S_2 = 29\ 529.10 \text{ psi}$$

De la ec. 6.47 se obtiene el diámetro interno del ducto:

$$D_{ci} = 2.062 + 0.031 ; \quad D_{ci} = 2.093 \text{ pulg}$$

El espesor del conducto lo obtenemos con la ec. 6.48:

$$T_c = \frac{4.125 - 2.093}{2} ; \quad T_c = 1.016 \text{ pulg}$$

La relación de diámetros se obtiene con la ec. 6.49:

$$R_r = \frac{4.125}{2.093} ; \quad R_r = 1.970$$

El esfuerzo de zuncho se obtiene utilizando la ec. 6.43:

$$S_{eUN} = \frac{5000 (1.97^2 + 1)}{(1.970^2 - 1)} ; \quad S_{eUN} = 8476.98 \text{ psi}$$

El esfuerzo longitudinal de la ec. 6.44:

$$S_L = \frac{5000}{(1.970^2 - 1)} ; \quad S_L = 1735.56 \text{ psi}$$

El esfuerzo radial es obtenido de la ec. 6.45:

$$S_R = -5000 \text{ psi}$$

Una vez determinados los esfuerzos se calculan las intensidades de los esfuerzos con el grupo de ecuaciones 6.46:

$$\begin{aligned} S_{1c} &= |8478.98| - |1735.58| ; & S_{1c} &= 6741.41 \text{ psi} \\ S_{2c} &= |8478.98| - |-5000| ; & S_{2c} &= 3478.98 \text{ psi} \\ S_{3c} &= |1735.58| - |-5000| ; & S_{3c} &= -3264.44 \text{ psi} \end{aligned}$$

El mayor valor de estos tres se asigna a S_c , quedando entonces:

$$S_c = 6741.41 \text{ psi}$$

Para determinar el espesor del fondo se procede con la ec. 6.50:

$$T_{\text{for}} = \left(\frac{4.125 \left(\frac{0.15 (5000)}{36 \cdot 866} \right)^{1/2}}{0.0625} \right) 0.0625$$

$$T_{\text{for}} = 0.59 \text{ pulg}$$

La carga de presión en el fondo se obtiene con 6.51:

$$\begin{aligned} w &= 0.7854 (4.125)^2 (5000) \\ w &= 66 \ 820.2 \text{ lb} \end{aligned}$$

El esfuerzo radial en el fondo se obtiene usando la ec. 6.52:

$$S_{\text{rf}} = \frac{3 (66 \ 820.2)}{4\pi (0.590)^2} ; \quad S_{\text{rf}} = 40 \ 837.49 \text{ psi}$$

El esfuerzo tangencial en el fondo con 6.53:

$$S_{\text{tf}} = \frac{3 (66 \ 820.2)}{4\pi (3.33)(0.590)^2} ; \quad S_{\text{tf}} = 12 \ 283.51 \text{ psi}$$

El esfuerzo normal en el fondo de 6.45:

$$S_{NF} = - 5000 \text{ psi}$$

Para determinar las intensidades de los esfuerzos se utiliza el grupo de ecuaciones 6.54:

$$\begin{aligned} S_{r1} &= |40\ 837.49| - |12\ 263.51| ; & S_{r1} &= 28\ 573.98 \text{ psi} \\ S_{r2} &= |40\ 837.49| - |-5000| ; & S_{r2} &= 35\ 837.49 \text{ psi} \\ S_{r3} &= |12\ 263.51| - |-5000| ; & S_{r3} &= 7\ 263.51 \text{ psi} \end{aligned}$$

De estos valores el mayor se asigna a S_b , por lo que S_b será:

$$S_b = 35\ 837.49 \text{ psi}$$

Los valores obtenidos de las intensidades de esfuerzos deberán ser menores que el esfuerzo de membrana permisible para asegurar que los espesores de las paredes del cuerpo son los valores mínimos aceptados para este componente.

Entonces tenemos que:

$$\begin{aligned} S_a &= 29\ 620.10 \text{ psi} < S_{MT} = 36\ 666 \text{ psi} \\ S_c &= 8\ 741.41 \text{ psi} < S_{MT} = 36\ 666 \text{ psi} \\ S_b &= 35\ 837.49 \text{ psi} < S_{MT} = 36\ 666 \text{ psi} \end{aligned}$$

Observando lo anterior podemos concluir que los espesores determinados son los correctos para soportar los esfuerzos a los que esta sometido un cuerpo de una válvula de producción.

6.4 ECUACIONES PARA VASTAGO.

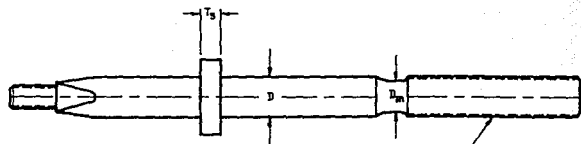
En una válvula de producción existen dos tipos de vástagos: Vástago saliente y vástago no saliente. Debido a el tiempo de maquinado el vástago tipo saliente se ha dejado de utilizar, por lo que el vástago de uso común es el tipo No saliente, el cual es más sencillo de maquinar y se obtiene un mejor funcionamiento.

La diferencia entre el vástago saliente y el vástago no saliente es la cantidad de rosca maquinada, para hacer operar la compuerta, lo cual implica mayor cantidad de tiempo de maquinado y un mayor cuidado en la elaboración del mismo.

Las variables a considerar para efectuar el cálculo de las dimensiones de las tres características principales del vástago son:

- P = Presión de trabajo.
- S_v = Esfuerzo de cedencia del material del vástago,
- S_c = Esfuerzo de cedencia del material de la compuerta,
- F_o = Fuerza de fricción.
- D = Diámetro mayor del vástago,
- D_r = Diámetro de paso de la rosca de vástago,
- D_e = Diámetro exterior del balero.
- T = Torque,
- N = Número de hilos.

En la figura 6.4, se muestra un vástago del tipo no saliente representativo para las válvulas de 2000, 3000 y 5000 psi de trabajo, en la que podemos apreciar las tres dimensiones de importancia para la resistencia de este elemento.



ROSCA ACHME MODIFICADA
7/8-SMA-2G-17L
ANGULO DE HELICE 4° 34'

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

E. N. E. P.

TITULO:

VASTAGO DE VALVULA API

EDUARDO GARCIA ALVAREZ
8539578-2

FIGURA No. 6.4



ARAGON

Iniciaremos por determinar el diámetro mínimo de corte; utilizando la ecuación fundamental del esfuerzo se tiene que:

$$S_{Mv} = F_o/A$$

$$\text{De donde: } A = 0.7854 D_m^2$$

Por lo que al sustituir A en S_{Mv} y despejar el diámetro mínimo de corte se tiene que:

$$D_m = (0.7854 \frac{F_o}{S_{Mv}})^{1/2} \text{ pulg} \dots\dots\dots 6.55$$

El diámetro interior de la rosca D_{IR} , se calcula utilizando las ecuaciones del manual de roscas ACME, teniendo que:

$$D_{IR} = D - \frac{0.95}{N} \text{ pulg} \dots\dots\dots 6.56$$

La longitud de la rosca mínima L_1 , esta dada por las siguientes ecuaciones, esta longitud mínima esta en función de la fuerza de arrastre de la cubierta por lo que:

$$X = \frac{4 F_o}{0.5 \pi D_f S_{Mc}} \text{ pulg} \dots\dots\dots 6.57$$

$$Y = \frac{4 F_o}{0.7854 ((D - 0.02)^2 - D_{IR}^2) N S_{Mc}} \text{ pulg}$$

Debiendose cumplir que:

$$L_1 = X \text{ si } X > Y$$

En caso contrario $L_1 = Y$

Utilizando los catálogos de los fabricantes de los baleros se tiene que para calcular la carga que deberá resistir el balero se emplea la siguiente ecuación:

$$F_4 = F_o + 0.7854 P D^2 \text{ lb} \dots\dots\dots 6.58$$

La presión sobre el balero se obtiene con:

$$\omega = 0.7854 \left(\frac{F^4}{D_b^2 - D^2} \right) \text{ psi} \dots\dots\dots 6.59$$

El radio exterior del balero es:

$$A_b = D_b/2 \dots\dots\dots 6.60$$

El radio mayor del vástago es:

$$B_v = D/2 \dots\dots\dots 6.61$$

El espesor mínimo de la brida es dado por la siguiente ecuación, obtenida del Roark's:

$$T_6 = \left[\left(\frac{3\omega}{4 S_{mv}} \right) * \left(\frac{T_7}{T_7} \right) \right]^{1/2} \text{ pulg} \dots\dots 6.62$$

Donde;

$$T_7 = A^2(CM - 1) + B^2(CM - 1) \text{ pulg}^2 \dots\dots\dots 6.63$$

$$T_6 = 4A^4(CM + 1) \log(A/B) - A^4(CM + 3) + B^4(CM - 1) + 4A^2B^2 \text{ pulg} \dots\dots\dots 6.64$$

6.4.1 MEMORIA DE CALCULO PARA EL VASTAGO.

Para desarrollar la memoria de cálculo se necesitan de los siguientes valores:

P	=	5000 psi
Syv	=	75 000 psi
Syc	=	60 000 psi
Fo	=	5099.043 lb
D	=	0.865 pulg
D _r	=	0.783 pulg
D _B	=	1.89 pulg
T	=	40 lb/pulg
N	=	5 hilos/pulg

De la ecuación 6.55 obtenemos el diámetro menor:

$$D_M = \left(0.7834 \frac{5099.043}{(2/3)(75\ 000)} \right)^{1/2}$$

$$D_M = 0.649 \text{ pulg}$$

El diámetro interior de la rosca de 6.56:

$$D_{ri} = 0.865 - \frac{0.95}{5} ; \quad D_{ri} = 0.675 \text{ pulg}$$

La longitud de la rosca de la ec. 6.57:

$$X = \frac{4 (5099.04)}{0.5 \pi ((0.783) 40\ 000)} ; \quad X = 0.414 \text{ pulg.}$$

$$Y = \frac{4 (5099.043)}{0.7834((0.865^2 - 0.675^2) \# 5 \# 40000)} ; \quad Y = 0.443 \text{ pulg.}$$

Por lo que L_1 toma el valor de Y , de acuerdo a la desigualdad establecida:

$$L_1 = X \text{ si } X > Y \text{ en caso contrario } L_1 = Y$$

Entonces:

$$L_1 = 0.443 \text{ pulg.}$$

La carga sobre el balero de la ec. 6.58:

$$F_4 = 5099.043 + 0.7854(5000)(0.865)^2$$

$$F_4 = 8037.322 \text{ lbs.}$$

La presión sobre el balero de 6.59:

$$w = 0.7854 \left(\frac{4(8037.322)}{(1.89^2 - 0.865^2)} \right)$$

$$w = 3623.898 \text{ psi}$$

El radio exterior del balero de 6.60:

$$A = \frac{1.89}{2}, \quad A = 0.945 \text{ pulg}$$

El radio menor del vástago de 6.61:

$$B = \frac{0.865}{2}, \quad B = 0.432 \text{ pulg}$$

El espesor mínimo de la brida se obtiene de 6.62:

Donde:

$$T_7 = (0.945)^2(3.333 + 1) + (0.432)^2(3.333 - 1)$$

$$T_7 = 4.304 \text{ pulg}^2$$

$$\begin{aligned}
 (1) \quad T_d &= 4(0.945)^4(3.333 + 1) \log \left(\frac{0.945}{0.432} \right) - \\
 &\quad - (0.945)^4(3.333 + 3) + (0.432)^4(3.333 - 1) + \\
 &\quad + 4(0.945)^2(0.432)^2
 \end{aligned}$$

$$T_d = 0.395 \text{ pulg}^4$$

Sustituyendo en 8.62:

$$T_s = \left[\left(\frac{3(3823.898)}{4(50000)} \right) + \left(\frac{0.395}{4.304} \right) \right]$$

$$T_s = 0.382 \text{ pulg.}$$

Estas son las dimensiones mínimas que debe tener el vástago para soportar los esfuerzos a los que va estar sometido una vez que este trabajando nuestra válvula de producción.

6.5 ECUACIONES PARA LA FUNDA DE VASTAGO.

El siguiente elemento sujeto a el análisis de esfuerzos es la funda de vástago, considerada como un contenedor de presión, y también como parte complementaria de el cuerpo de la válvula de producción. Los parámetros requeridos son:

- P = Presión de trabajo,
- Fo = Fuerza de arrastre,
- Do = Diámetro de la caja para el anillo sellador,
- D_{int} = Diámetro interior de la boca del cuerpo,
- N_i = Número de birlos,
- S_y = Esfuerzo de cedencia del material,
- S_m = Esfuerzo de membrana del material.

Debido a los resultados obtenidos a travez de los años de experiencia existen varios factores que ya han sido determinados en base a esto, en la figura 6.5 se puede observar el dibujo esquemático de una funda de vástago para válvula de producción de 2000, 3000 y 5000 psi de trabajo, en el que se representan las dimensiones de importancia para el análisis de los esfuerzos:

La profundidad de la caja en el cuerpo para el anillo sellador es:

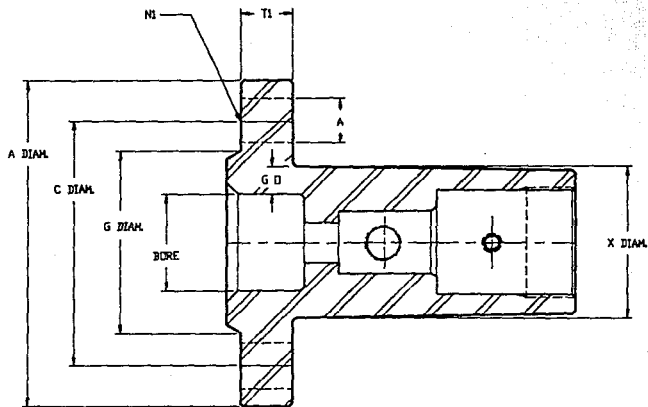
$$D_s = 0.25 \text{ pulg}$$

El diámetro exterior para el anillo sellador, se determina de acuerdo a la especificación del fabricante, teniendo que:

$$G_{oe} = D_{oe} - 0.015 \text{ pulg} \dots\dots\dots 6.63$$

El diámetro interior del anillo sellador es:

$$G_{id} = D_{oe} - 0.25 \text{ pulg} \dots\dots\dots 6.64$$



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

TITULO:

FUNDA DE VASTAGO DE VALVULA API

EDUARDO GARCIA ALVAREZ
8539578-E

FIGURA No. 6.5

E. N. E. P.



ARAGON

El espesor del anillo sellador, de acuerdo a especificaciones del fabricante es:

$$Gr = 0.125 \text{ pulg}$$

El diámetro de la base a donde inicia el realce es :

$$GDIAM = Goo - 0.030 \text{ pulg} \dots\dots\dots 6.65$$

De acuerdo a la especificación del fabricante el diámetro interno del empaque una vez expandido es:

$$Eid = Gzd + 0.015 \text{ pulg} \dots\dots\dots 6.66$$

La deformación del Área radial es:

$$RAREA = 0.7854 ((Eid + 2 Rwid)^2 - Eie^2) \text{ pulg}^2 \dots\dots 6.67$$

Donde:

La deformación radial del ancho del anillo es:

$$Rwid = 0.5773 \text{ STDOFF}$$

El claro entre el cuerpo y la funda antes del apriete:

$$LCON = LCON - (Db - Gr)$$

$$LCON = \frac{GDIAM - Eid}{2 \tan 30^\circ}$$

La carga requerida del birlo para asentar el anillo sellador es:

$$WMz = 35\,000 * RAREA \text{ lb} \dots\dots\dots 6.68$$

Del código ASME sección VIII división 2 se tiene que:

$$WMz = \pi Bz Doo Sy$$

Al despejar el ancho efectivo del anillo sellador se tiene que:

$$B_0 = \frac{W M_2}{\pi D_0 S_y} \text{ pulg} \dots\dots\dots 6.69$$

El esfuerzo de cedencia del anillo sellador de acuerdo a estandar del fabricante se tiene que:

$$S_{y1} = 32\ 000 \text{ psi}$$

$$S_{y2} = 35\ 000 \text{ psi}$$

El valor inverso de la relación de Poisson para el anillo sellador según fabricante es:

$$M = 6.5$$

La carga de compresión total de la funda/cuerpo es:

$$H_P = 2 \pi B G M P \text{ lb} \dots\dots\dots 6.70$$

Donde;

La carga de reacción en el diámetro medio del anillo sellador es:

$$G = E_{12} + R_{12}$$

El ancho de contacto efectivo en el anillo sellador es:

$$B = \frac{W M_2}{\pi G S_y}$$

La fuerza hidrostática final es:

$$H = 0.7854 G^2 P \text{ lb} \dots\dots\dots 6.71$$

La carga requerida del birlo en condiciones de trabajo es:

$$W_{M1} = H_P + H \text{ lb} \dots\dots\dots 6.72$$

El área del birlo en condiciones de operación se obtiene con:

$$A_M = \frac{W_M2}{S_A} \quad \text{pulg}^2 \quad \dots\dots\dots 6.73$$

$$A_M = \frac{W_M1}{S_B}$$

De estos se toma el valor máximo.

De la norma API 8a. 18a, edición se toma el valor del número de birlos y diámetro de los mismos para la presión de trabajo de 5000 psi.

$$A_5 = 0.875 \text{ pulg} \quad \text{y} \quad N_1 = 8$$

El área de pernos esta dada por:

$$A_B = N_1 A_0 \quad ; \quad A_0 = 0.7854 (A_5 - 0.125)$$

La carga sobre el área total de pernos es:

$$w = 0.5 (A_M + A_B) S_A \quad \text{lb} \quad \dots\dots\dots 6.74$$

El diámetro de la línea de centros de barrenos en la brida es:

$$C = D_{BR} + 2(A_5 - 0.125) \text{ pulg} \quad \dots\dots\dots 6.75$$

De acuerdo a la norma el esfuerzo permisible en la brida a la temperatura de trabajo es:

$$S_{FT} = 27 \text{ 000 psi}$$

El diámetro del cuello de la funda en su base es:

$$X = C - 2.375 \text{ pulg} \quad \dots\dots\dots 6.76$$

El bore en la parte inferior de la brida es:

$$\text{BORE} = X - \frac{P_M X}{S_{FA}} \text{ pulg} \quad \dots\dots\dots 6.77$$

El diámetro exterior de la brida es:

$$A = C + 2E \quad ; \quad E = 0.038 \text{ pulg} \quad \dots\dots\dots 6.78$$

El espesor del cuello de la funda en su base es:

$$G_o = \frac{X - B_{ORE}}{2} \text{ pulg} \quad \dots\dots\dots 6.79$$

La carga sobre el área de pernos es:

$$W_o = A_b * S_y \quad 1b \quad \dots\dots\dots 6.80$$

La reacción del anillo sellador al ensamble se hace:

$$H_b = W_{M2}$$

Entonces el brazo de palanca se determina a partir de:

$$H_{bA} = \frac{C - G}{2} \text{ lb-pulg} \quad \dots\dots\dots 6.81$$

Para efectos de cálculo se hace:

$$A_1 = H_{bA} \quad \text{y} \quad W_x = W_{M2}$$

Una vez establecido esto, se procede a determinar los siguientes cálculos, utilizando el grupo de ecuaciones que se presenta a continuación, realizando una serie de 4 iteraciones para que finalmente se obtengan los valores finales, por lo que 6.82 es:

$$L_c = C - (A_5 + 0.0625)$$

$$A_1 = A_1 - \frac{(A_1 + 0.0625)}{2}$$

$$B_1 = L_c - A_1 \quad ; \quad A_2 = B_1 \quad \text{y} \quad A_3 = B_2$$

$$R_x = \frac{-W_x}{L_c^2} [A_1^2(3B_1 + A_1) + B_1^2(3A_1 + B_1)]$$

$$S_R = S_R + R_x$$

$$M_x = \frac{-W_x}{L_c^2} (A_1 B_1^2 + A_1^2 B_1)$$

El momento para el anillo sellador es:

$$M_b = M_x \quad y \quad S_R = 0$$

La fuerza hidráulica sobre el diámetro de paso es:

$$H_b = 0.7854 (B_o r e^2 * P) \quad l_b \dots\dots\dots 6.83$$

El brazo de palanca de la fuerza hidráulica final sobre el diámetro de paso es:

$$H_{DA} = R + 0.5 G_o \quad l_b\text{-pulg} \dots\dots\dots 6.84$$

$$R = \frac{C - X}{2}$$

Entonces se iguala:

$$A_1 = H_{DA} \quad y \quad W_x = H_b$$

Entonces se vuelve a tomar el grupo de ecuaciones 6.82 para efectuar la segunda iteración, para que finalmente se igualen los resultados obtenidos a lo siguiente:

$$M_b = M_x \quad y \quad H_s = H_p$$

El brazo de palanca de la fuerza de compresión es:

$$H_{SA} = 0.5 (C - G) \quad l_b\text{-pulg} \dots\dots\dots 6.85$$

$$H_{SA} = A_1 \quad y \quad W_x = H_s$$

Una vez efectuado esto se aplican por tercera vez las ecuaciones 6.82 para que al obtener los resultados se igualen de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
 M_s &= M_x \\
 H_r &= H - H_b \\
 H_{rA} &= H_{sA} + \frac{(G - BORE)}{4} \\
 A_s &= H_{rA} \quad \text{y} \quad W_x = H_r
 \end{aligned}$$

Por cuarta vez se aplican la ecuaciones 6.82, para que una vez obtenidos los resultados se hagan las siguientes igualdades, teniendo que:

$$M_r = M_x$$

Por lo que para obtener la suma total de momentos de operación es:

$$M_o = M_b + M_s + M_r \text{ lb-pulg} \dots\dots\dots 6.86$$

La condición de operación aplicable es:

$$\begin{aligned}
 M_o > M_b \quad \text{entonces} \quad M_i &= \frac{M_o}{BORE} \dots\dots\dots 6.87 \\
 M_o < M_b \quad \text{entonces} \quad M_i &= \frac{M_b}{BORE}
 \end{aligned}$$

Por lo que el momento para el cálculo de los esfuerzos es:

$$M_c = M_i * BORE \text{ lb-pulg} \dots\dots\dots 6.88$$

Para determinar el cálculo de la altura del cubo se procede de la siguiente manera, partiendo de:

$$k = \frac{A}{BORE} \dots\dots\dots 6.89$$

El ángulo del cono es dado por, las ecuaciones 6.90:

$$T = \frac{k^2(1 + 8.522 \log k) - 1}{(1.0472 + 1.948 k^2)(k - 1)}$$

$$U = \frac{k^2(1 + 0.522 \log k) - 1}{((1.361(k^2 - 1)(k - 1)) - 1)}$$

$$Z = \frac{k^2 + 1}{k^2 - 1}$$

$$Y_1 = \frac{1}{k - 1} \left(0.688 + \frac{5.717k^2 \log k}{(k^2 - 1)} \right)$$

El factor de corrección de esfuerzos en el cuello cuando esta a la intensidad limite de sus características.

$$F_1 = 1 \quad \text{Para un cuello uniforme;} \\ k_2 = 1$$

Para cuando el factor de forma es:

$$F = 0.90892 \\ V = 0.5501$$

Entonces:

$$E_1 = \frac{F}{(\text{BORE} * G_0)^{1/2}} \dots \dots \dots 6.01$$

$$D = (U/V)(\text{BORE} * G_0)^{1/2} * G_0 \dots \dots \dots 6.01$$

El factor de esfuerzo con respecto al espesor de la brida, tomando como valor inicial $T_1 = 1.125$ pulg. se calcula con las siguientes ecuaciones: 6.92:

$$\alpha = (T_1 * E_1) - 1$$

$$\beta = (3/4)(T_1 * E_1) + 1$$

$$\gamma = \frac{\alpha}{\beta}$$

$$\delta = \frac{T_1}{D}$$

Considerando la siguiente condición:

Si :

$$C \operatorname{sen} 22.5^\circ > 2A_5 + T_1$$

Entonces :

$$M_1 = M_1 \left(\frac{C \operatorname{sen} 22.5^\circ}{2A_5 + T_1} \right)^{1/2} \dots\dots\dots 6.93$$

El cálculo de los esfuerzos se hace como sigue:

Esfuerzo longitudinal:

$$S_H = \frac{F_1 M_1}{L G_0^2} \text{ psi} \dots\dots\dots 6.94$$

Esfuerzo radial:

$$S_R = \frac{\beta M_1}{L T_1^2} \text{ psi} \dots\dots\dots 6.95$$

Esfuerzo tangencial:

$$S_T = \left(\frac{M_1 Y_1}{T_1^2} \right) - 2 S_R \text{ psi} \dots\dots\dots 6.96$$

Los esfuerzos combinados vienen dados por:

$$Z_D = 0.5 (S_H + S_R) \dots\dots\dots 6.97$$

$$Z_a = 0.5 (S_H + S_T)$$

Si:

$$Z_D > Z_a \text{ entonces } S_c = Z_D$$

Si no:

$$S_c = Z_a$$

El criterio de aceptación es que todas las intensidades de esfuerzos sean menores a el esfuerzo de membrana permisible. Esto es que sean menores a $\frac{2}{3} S_y$ del material.

Es importante hacer notar que el espesor de la brida de la funda de vástago se inicializa con un valor determinado que puede ir desde 0.375 pulg. y realizar todos los cálculos necesarios para determinar los esfuerzos, verificando a el final que éstos esten dentro de los límites del esfuerzo permisible; en caso contrario es necesario efectuar nuevamente los cálculos aumentando en el espesor de la brida un valor de 0.0625 pulg. esto es repetitivo hasta cumplir con las condiciones de diseño, establecidas en el capítulo 5. Esto es;

$T_1 = T_1 + 0.0625$ y se efectuan los cálculos desde la ec. 6.92, para cumplir con el criterio de diseño. Repitiendo la serie de 4 iteraciones para comprobar los esfuerzos a los que está sometida.

6.5.1 MEMORIA DE CALCULO DE LA FUNDA DE VASTAGO.

Los datos que requerimos para llevar acabo los cálculos de los esfuerzos de la funda de vástago son:

P	=	5000 psi
Fo	=	5099.043 psi
Doo	=	3.937 pulg
D _{BRF}	=	3.619 pulg
N _i	=	8
S _{yt}	=	55 000 psi
S _{wt}	=	38 666 psi

El valor del esfuerzo de cedencia del material de la funda de vástago se obtiene haciendo referencia a la tabla 4.5, es importante hacer notar que el valor de este elemento al igual que el del cuerpo está a la temperatura de trabajo 250 °F. Una vez establecido esto continuamos con el desarrollo de la memoria de cálculo:

El diámetro exterior del anillo de la ec. 6.63:

$$G_{OD} = 3.937 - 0.015$$

$$G_{OD} = 3.922 \text{ pulg}$$

El diámetro interior del anillo sellador de 6.64:

$$G_{ID} = 3.922 - 0.25 \quad ; \quad G_{ID} = 3.672 \text{ pulg}$$

El diámetro de la base de 6.65:

$$G_{DIAM} = 3.937 - 0.030 \quad ; \quad G_{DIAM} = 3.907 \text{ pulg}$$

El diámetro interior del empaque de 6.66:

$$E_{ID} = 3.672 - 0.015 \quad ; \quad E_{ID} = 3.657 \text{ pulg}$$

La deformación radial de 6.67:

$$L_{CON} = \frac{3.907 - 3.657}{2 \tan 30^\circ} \quad ; \quad L_{CON} = 0.216 \text{ pulg}$$

$$L_{STD} = 0.216 - (0.26 - 0.126)$$

$$STD_{OFF} = 0.091 \text{ pulg}$$

$$R_{VID} = 0.5773 (0.091) \quad ; \quad R_{VID} = 0.0528 \text{ pulg}$$

Sustituyendo:

$$R_{AREA} = 0.7854 ((3.657 + 2(0.0528))^2 - 3.657^2)$$

$$R_{AREA} = 0.615 \text{ pulg}^2$$

De la ec. 6.68 obtenemos la carga requerida por los birlos:

$$W_{M2} = 35\ 000 (0.615) \quad ; \quad W_{M2} = 21\ 537.85 \text{ lbs}$$

El ancho efectivo de 6.69:

$$B_0 = \frac{21\ 537.85}{\pi (3.709)(26\ 000)} \quad ; \quad B_0 = 0.067 \text{ pulg}$$

La carga de compresión se obtiene de 6.70:

$$G = 3.657 + 0.0528 \quad ; \quad G = 3.709 \text{ pulg}$$

$$B = \frac{21\ 537.85}{\pi (3.709)(26\ 000)} \quad ; \quad B = 0.071 \text{ pulg}$$

Sustituyendo, tenemos que:

$$H_p = 2\pi (0.071)(3.709)(8.5)(5000) \quad ; \quad H_p = 53\ 774.75 \text{ lb}$$

La fuerza hidrostática de 6.71:

$$H = 0.7854 (3.709)^2 (5000) \quad ; \quad H = 54\ 022.48 \text{ lb}$$

La carga requerida del birlo se obtiene de 6.72:

$$W_{M1} = 53\ 774.75 + 54\ 022.48 \quad ; \quad W_{M1} = 107\ 797.23 \text{ lb}$$

El área del birlo se obtiene de 6.73, tomando la de mayor magnitud:

$$A_M = \frac{21\ 537.85}{35\ 000} \quad ; \quad A_M = 0.615 \text{ pulg}^2$$

$$A_{MT} = \frac{107\ 797.23}{32\ 000} \quad ; \quad A_{MT} = 3.368 \text{ pulg}^2$$

Por lo que $A_M = 3.368 \text{ pulg}^2$

El área de pernos la obtenemos de las sig. ecs.

$$\begin{aligned} \text{a) } A_o &= 0.7854 (0.875 - 0.125) ; A_o = 0.589 \text{ pulg}^2 \\ \text{b) } A_b &= 8 (0.589) ; A_b = 4.712 \text{ pulg}^2 \end{aligned}$$

De 6.74 obtenemos la carga sobre los pernos:

$$\begin{aligned} \omega &= 0.5 (3.368 + 4.712) 35\ 000 \\ \omega &= 141\ 400 \text{ lb} \end{aligned}$$

El diámetro de la línea de centros de la ec. 6.75:

$$C = 3.610 + 2(0.875 - 0.125) ; C = 5.128 \text{ pulg}$$

El diámetro del cuello en la base de la funda de 6.76:

$$X = 5.125 - 2.375 ; X = 2.750 \text{ pulg}$$

El bore se obtiene de la ec. 6.77:

$$\text{Bore} = 2.75 - \frac{5000 (2.750)}{27\ 000} ; \text{Bore} = 2.24 \text{ pulg}$$

El diámetro exterior de la brida de la ec. 6.78:

$$A = 5.125 + 2(0.938) ; A = 7.0 \text{ pulg}$$

El espesor del cuello se obtiene de la 6.79:

$$G_o = \frac{2.75 - 2.24}{2} ; G_o = 0.255 \text{ pulg}$$

Con la ec. 6.80 se obtiene la carga sobre el área de pernos:

$$W_o = 3.696 (55\ 000) ; W_o = 203\ 280 \text{ lb}$$

$$H_b = W_m = 21\ 537.85 \text{ lb}$$

El brazo de palanca se calcula con 6.81:

$$H_{BA} = \frac{5.125 - 3.709}{2} ; H_{BA} = 0.708 \text{ pulg}$$

$$A_1 = H_{BA} = 0.709 \text{ pulg.}$$

$$W_x = W_{M2} = 21\,537.85 \text{ lb}$$

Aplicando el grupo de ecuaciones 6.82 en un ciclo iterativo de 4, se tiene que:

$$L_c = 5.125 - (0.875 + 0.0825) ; L_c = 4.187 \text{ pulg}$$

$$A_1 = 0.709 - \frac{0.875 + 0.0825}{2} ; A_1 = 0.24 \text{ pulg}$$

$$B_1 = 4.187 - 0.24 ; B_1 = 3.946 \text{ pulg}$$

$$A_2 = B_1 = 3.946 \text{ pulg}$$

$$B_2 = A_1 = 0.24 \text{ pulg}$$

$$R_x = \frac{21\,537.85}{(4.187)^3} [(0.24)^2(3(3.946) + 0.24) +$$

$$+ (3.946)^2(3(0.24) + 3.946)]$$

$$R_x = 21\,522.21 \text{ lb}$$

$$M_x = \frac{21\,537.85}{(4.187)^2} (0.24(3.946)^2 + 0.24^2(3.946))$$

$$M_B = M_x = 4870.39 \text{ lb-pulg}$$

$$S_x = 0 ; S_B = 21\,522.21 \text{ lb-pulg}$$

La fuerza hidráulica sobre el diámetro de paso de la ec. 6.83:

$$H_b = 0.7854 (2.24)^2 (5000) ; H_b = 19\,704.11 \text{ lb}$$

El brazo de palanca con 8.84:

$$R = \frac{5.125 - 2.750}{2} ; R = 1.187 \text{ pulg}$$

$$H_{bA} = 1.187 + 0.8 (0.258) ; H_{bA} = 1.315 \text{ pulg}$$

Entonces se iguala:

$$A_1 = H_{bA} = 1.315 \text{ pulg}$$

$$W_x = H_b = 19\,704.11 \text{ lb}$$

Aplicando por segunda ocasión el grupo de ecuaciones 8.82:

$$L_c = 5.125 - (0.875 + 0.0625) ; L_c = 4.187 \text{ pulg}$$

$$A_1 = 1.315 - \frac{0.875 + 0.0625}{2} ; A_1 = 0.94 \text{ pulg}$$

$$B_1 = 4.187 - 0.04 ; B_1 = 3.247 \text{ pulg}$$

$$A_2 = B_1 = 3.247 \text{ pulg}$$

$$B_2 = A_1 = 0.94 \text{ pulg}$$

$$R_x = \frac{19\,704.11}{(4.187)^2} [0.04^2(3(3.247) + 0.04) +$$

$$+ 3.247^2(3(0.04) + 3.247)]$$

$$R_x = 19\,700.84 \text{ lb}$$

$$M_x = \frac{19\,704.11}{(4.187)^2} (0.04(3.247)^2 + (0.04)^2(3.247))$$

$$M_x = 14\,363.62 \text{ lb-pulg}$$

$$S_A = 21\,522.21 + 19\,700.84 ; S_A = 41\,223.05 \text{ lb}$$

Efectuando las siguientes igualdades:

$$M_D = M_x = 14\ 383.82 \text{ lb-pulg}$$

$$H_s = H_r = 53\ 774.75 \text{ lb}$$

El brazo de palanca de la ec. 6.85:

$$H_{sA} = 0.6 (5.125 - 3.709) ; H_{sA} = 0.708 \text{ pulg}$$

$$A_1 = H_{sA} = 0.708 \text{ pulg}$$

$$H_s = W_x = 53\ 774.75 \text{ lb}$$

Aplicando por tercera vez el grupo de las ecs. 6.82:

$$L_c = 4.187 \text{ pulg}$$

$$A_1 = 0.708 - \left(\frac{0.708 - 0.0825}{2} \right) ; A_1 = 0.239 \text{ pulg}$$

$$B_1 = 4.187 - 0.239 ; B_1 = 3.947 \text{ pulg}$$

$$B_1 = A_2 = 3.947 \text{ pulg}$$

$$B_2 = A_1 = 0.239 \text{ pulg}$$

$$R_x = \frac{53\ 774.75}{(4.187)^3} [0.239^2(3(3.947) + 0.239) +$$

$$+ 3.947^2(3(0.239) + 3.947)]$$

$$R_x = 53\ 735.89 \text{ lb}$$

$$M_x = \frac{53\ 774.75}{(4.187)^2} (0.239(3.947)^2 + 0.239^2(3.947))$$

$$M_x = 12\ 110.15 \text{ lb-pulg}$$

$$M_s = M_x = 12\ 110.15 \text{ lb-pulg}$$

$$H_r = 54\ 022.48 - 19\ 704.11 ; H_r = 34\ 318.37 \text{ lb}$$

$$H_{rA} = 0.708 + \frac{3.709 - 2.24}{2} ; H_{rA} = 1.422 \text{ pulg}$$

$$A_1 = H_{rA} = 1.422 \text{ pulg}$$

$$W_x = H_r = 34\,318.37 \text{ lb}$$

$$S_x = 41\,223.05 + 53\,735.89 ; S_x = 94\,958.94$$

Efectuando la cuarta iteración del grupo de ecuaciones 6.82:

$$L_c = 4.187 \text{ pulg}$$

$$A_1 = 1.422 - \frac{0.875 + 0.0625}{2} ; A_1 = 0.973 \text{ pulg}$$

$$B_1 = 4.187 - 0.973 ; B_1 = 3.213 \text{ pulg}$$

$$B_1 = A_2 = 3.213 \text{ pulg}$$

$$B_2 = A_1 = 0.973 \text{ pulg}$$

$$R_x = \frac{34318.37}{(4.187)^2} [0.973^2(3(3.213) + 0.973) +$$

$$+ 3.213^2(3(0.973) + 3.213)]$$

$$R_x = 34\,290.23 \text{ lb}$$

$$M_x = \frac{-34\,318.37}{(4.187)^2} [0.973(3.213)^2 + 0.973^2(3.213)]$$

$$M_x = 25\,615 \text{ lb-pulg}$$

$$S_x = 94\,958.94 + 34\,290.23$$

$$M_x = M_r = 25\,615 \text{ lb-pulg}$$

El momento total se determina con la ec. 6.86:

$$M_o = 14\,363.62 + 12\,110.15 + 25\,615$$

$$M_o = 52\,088.77 \text{ lb-pulg}$$

Estableciendo la desigualdad tenemos que:

$$52\ 088.77 > 4\ 870.39$$

Por lo que; M_a se obtiene con la primera ecuación del grupo 8.87, teniendo que:

$$M_a = \frac{52\ 088.77}{2.24} ; M_a = 23\ 253.91$$

Para calcular el momento a ser utilizado en el cálculo de los esfuerzos se utiliza la ec. 8.88:

$$M_c = 23\ 253.91 * 2.24 ; M_c = 52\ 088.77 \text{ lb-pulg}$$

La relación del diámetro exterior con 8.89:

$$k = \frac{7.00}{2.24} ; k = 3.125$$

Para obtener el ángulo de la conicidad del cuello de la funda de vástago se usan las ecs. 8.90:

$$T = \frac{3.125^2(9.522 \log 3.125) + 1}{1.042(3.125^2 - 1)(3.125 - 1)} ; T = 1.104$$

$$U = \frac{3.125^2(9.522 \log 3.125) - 1}{1.381(3.125^2 - 1)(3.125 - 1)} ; U = 1.848$$

$$Z = \frac{3.125^2 + 1}{3.125^2 - 1} ; Z = 1.228$$

$$Y_1 = \frac{1}{3.125 - 1} \left(0.668 + \frac{5.717(3.125)^2 \log 3.125}{3.125^2 - 1} \right)$$

$$Y_1 = 1.797$$

El factor de corrección de esfuerzos en el cuello de la funda es $F_1 = 1$ y $k_z = 1$; cuando el cuello es uniforme. Por lo que:
 $F = F_1$.

El factor de forma es: $F = 0.90892$ y $V = 0.5501$

Entonces al aplicar 6.91, se tiene que:

$$E_1 = \frac{0.90892}{(2.24 * 0.255)^{1/2}} ; E_1 = 1.202$$

$$D = \frac{1.848}{0.5501} (2.24 * 0.255)^{1/2} (0.255) ; D = 0.185$$

Considerando un espesor de la brida $T_1 = 1.125$ pulg y aplicando las ecs. 6.92, se tiene que:

$$\begin{aligned} \alpha &= 1.125(1.202) + 1 ; \alpha = 2.352 \\ \beta &= 3/4 (1.125)(1.202) + 1 ; \beta = 2.803 \\ \gamma &= 2.352/1.104 ; \gamma = 2.866 \\ \delta &= 1.125^3/0.185 ; \delta = 8.629 \\ L &= 2.866 + 8.629 ; L = 11.495 \end{aligned}$$

Aplicando la desigualdad tenemos que:

$$\begin{aligned} 5.125 \text{ sen } 22.5 &> 2(0.875) + 1.125 \\ 1.961 &> 2.875 \end{aligned}$$

Debido a que la desigualdad no se cumple se sigue conservando el valor de M_1 que se calculó previamente y No aplicamos la ec. 6.93. Por lo que se procede a calcular los esfuerzos, utilizando 6.94 obtenemos el esfuerzo longitudinal:

$$S_H = \frac{1 (23\ 253.91)}{11.495 (0.255)^2} ; S_H = 30\ 950.67 \text{ psi}$$

De la ec. 6.95 se obtiene el esfuerzo radial;

$$S_R = \frac{2.803 (23\ 253.91)}{11.945 (1.125)^2} ; S_R = 4\ 480.27 \text{ psi}$$

De 6.96 calculamos el esfuerzo tangencial:

$$S_r = \frac{23\ 253.91 (1.797)}{(1.125)^2} ; S_r = 27\ 515.33 \text{ psi}$$

Los esfuerzos combinados los obtenemos de 6.97:

$$Z_o = 0.5 (39\ 959.87 - 4480.27) ; Z_o = 17\ 739.7 \text{ psi}$$

$$Z_a = 0.5 (39\ 959.87 - 33\ 017.10) ; Z_a = 3\ 471.29 \text{ psi}$$

Estableciendo la desigualdad, tenemos que:

$$\text{Si } Z_o > Z_a \text{ entonces } S_c = Z_o$$

$$\text{Por lo que } S_c = 17\ 739.7 \text{ psi}$$

Como criterio de aceptación se sabe que las intensidades de esfuerzo deben de ser menores que el esfuerzo de membrana permisible por lo que sigue es el cálculo de las intensidades de esfuerzo:

$$S_{11} = |39\ 959| - |4\ 480| ; S_{11} = 35\ 479 \text{ psi}$$

$$S_{12} = |39\ 959| - |27\ 515| ; S_{12} = 12\ 444 \text{ psi}$$

$$S_{13} = |4\ 480| - |27\ 515| ; S_{13} = -23\ 035 \text{ psi}$$

Por lo que podemos concluir que los esfuerzos determinados están dentro del límite permitido, entonces las dimensiones calculadas son aceptadas dando por bueno el análisis realizado.

6.6 ECUACIONES PARA BIRLOS.

El último elemento de análisis es el birlo, estos elementos son los utilizados como mecanismos de sujeción entre el cuerpo de la válvula y la funda de vástago de la misma. Estos elementos están asignados por la norma API 6a. 15a. edición. Para el análisis de los esfuerzos que éstos sufren se requieren los siguientes parámetros:

- Doo = Diámetro de la caja del anillo sellador en el cuerpo,
- P = Presión de trabajo,
- N = Número de birlos,
- DN = Diámetro nominal del birlo,
- NHP = Número de hilos por pulgada,
- Dma = Diámetro mayor de la rosca del birlo,
- Dra = Diámetro menor de la rosca del birlo,
- Sr = Esfuerzo de cedencia,
- Sm = Esfuerzo de membrana.

La fuerza máxima que deben de soportar los birlos a la presión de trabajo es:

$$F_{MAX} = 0.7854 P D_{oo}^2 \quad \text{lb} \quad \dots\dots\dots 6.99$$

La fuerza máxima en cada birlo será:

$$F_b = \frac{F_{MAX}}{N} \quad \text{lb} \quad \dots\dots\dots 6.100$$

El esfuerzo de tensión por birlo es:

$$S_{tb} = \frac{F_b}{0.7854 D_{ra}^2} \quad \text{psi} \quad \dots\dots\dots 6.101$$

Una vez que se haya determinado lo anterior se verifica que:

$$S_{TB} < S_M$$

De no ser así, debemos de incrementar el diámetro del birlo en 0.125 pulg. hasta cumplir con la condición anterior.

El área real de contacto es dada por:

$$Arc = 0.7854 (D_{Mn}^2 - D_{Tn}^2) N \text{ pulg}^2 \dots\dots 6.102$$

El esfuerzo máximo de contacto es dado por:

$$S_{xc} = \frac{F_b}{Arc} \text{ psi} \dots\dots\dots 6.103$$

El valor obtenido se compara con el valor del esfuerzo de contacto establecido que es de 15 000 psi. teniendo que:

$$S_{xc} < 15\ 000 \text{ psi}$$

De cumplirse la desigualdad anterior procedemos con el siguiente paso, en caso contrario es necesario incrementar el diámetro del birlo en 0.125 pulg hasta cumplir con la condición.

Por otro lado de acuerdo a la especificación API 6A 16a. edición, el valor de la prueba de casco es de 0.83 Sy, por lo que el esfuerzo de tensión del birlo deberá cumplir con la siguiente condición:

$$2 S_{TB} \leq 0.83 S_y$$

De no cumplirse la condición se incrementará el diámetro del birlo en 0.125 pulg hasta cumplir con la condición establecida.

6.6.2 MEMORIA DE CALCULO DEL BIRLO.

Los datos requeridos son:

$$D_{60} = 3.937 \text{ pulg}$$

$$P = 5000 \text{ psi}$$

$$N = 8$$

$$NHP = 9$$

$$DMR = 0.859 \text{ pulg}$$

$$DIR = 0.755 \text{ pulg}$$

$$SY = 80\ 000 \text{ psi}$$

$$SM = 53\ 333 \text{ psi}$$

Los valores de los diámetros del birlo se obtienen de la norma ANSI B1.1, así como también el número de hilos por pulgada. El esfuerzo de cedencia del material es de acuerdo a la ASTM, para el caso de los birlos se utiliza el material ASTM A-193 Gr B7. Una vez establecido de donde se obtuvieron estos valores se continua con el desarrollo de la memoria de cálculo:

La fuerza máxima que debe soportar el birlo se obtiene de 6.99:

$$F_{MAX} = 0.7854 (5000)(3.937)^2 ; F_{MAX} = 60\ 888.23 \text{ lb}$$

La fuerza máxima en cada birlo es obtenida de 6.100:

$$F_B = \frac{60\ 888.23}{8} ; F_B = 7608.52 \text{ lb}$$

El esfuerzo de tensión para cada birlo de 6.101:

$$S_{TB} = \frac{7608.52}{0.7854 (0.755)^2} ; S_{TB} = 16\ 994.8 \text{ psi}$$

Aplicando la desigualdad establecida, se tiene que:

$$18\ 994.8 < 53\ 333$$

Al cumplirse la condición se continua con el siguiente cálculo utilizando la ec 6.102:

$$\text{Arc} = 0.7854 (0.859^2 - 0.755^2) 8$$

$$\text{Arc} = 1.054 \text{ pulg}^2$$

El esfuerzo de contacto se determina con la ec. 6.103:

$$S_{kc} = \frac{7608.52}{1.054} ; S_{kc} = 7214.12 \text{ psi}$$

Verificando la segunda desigualdad, se tiene que:

$$7214 < 15\ 000$$

Una vez que se han corroborado las dos desigualdades anteriores procedemos a verificar la última desigualdad utilizando el valor de la prueba de casco:

$$2\ S_{TB} < 0.83\ S_y$$

$$2 (18\ 994) < 0.83 (80\ 000)$$

$$33\ 988 < 66\ 400$$

Por lo que podemos concluir que el diámetro de los birlos es de 0.875 pulg, correspondiendo con los que marca la norma API.

Una vez que se a determinado el birlo a ser utilizado la tuerca es seleccionada simultaneamente, la que va a tener los diámetros correspondientes de acuerdo a la norma ANSI B1.1.

CONCLUSIONES.

Si efectuamos una comparación de los resultados obtenidos entre las ediciones 15a. y 16a. del API de las dimensiones calculadas de cada uno de los componentes, podemos observar que al utilizar como esfuerzo permisible $1/3$ del esfuerzo último del material se obtienen dimensiones mayores a las que se obtienen al utilizar como esfuerzo permisible $2/3$ del esfuerzo de cedencia.

Al dimensionar cualquier componente de una válvula de producción y obtener una dimensión menor, implica una serie de beneficios para el fabricante de éstas, ya que se esta reduciendo la cantidad de material a emplear para la fabricación de estos, como segundo factor el tiempo de maquinado de cada uno de estos se ve reducido en un 15 % aproximadamente, lo que trae consigo un tiempo menor de máquina, así como hora hombre, logrando así un incremento en la producción de partes.

Todo esto implica un producto con un costo de fabricación menor, pero con las mismas características de calidad, además de que la norma establece que en un periodo de 3 a 5 años cualquier equipo de presión deberá ser cambiado por uno nuevo; siempre y cuando este haya sido operado conforme a los estándares del fabricante, está es que no forzosamente debe ser cambiado en ese periodo de tiempo, en ocasiones es menor o mayor, dependiendo del cuidado que se haya tenido con éste.

Generalmente el tiempo de diseño de una válvula de producción va de 2 a 3 días, este tiempo de diseño varía de acuerdo con la habilidad del diseñador, ya que cuando el diseñador es nuevo casi siempre le toma de 5 a 6 días de diseño; el tiempo de fabricación de un equipo de este tipo va de 1 a 2 semanas siempre y cuando no exista retraso de entrega de materia prima por parte de los proveedores.

Una válvula de producción es un equipo muy importante, el cual es empleado principalmente en la industria petrolera, y que es instalado en plataformas marinas, refineries, árboles de navidad terrestres y marinos; del el buen funcionamiento de este equipo depende la vida de un gran número de personas, ya que éstas están manejando sustancias altamente volátiles, que en caso de que llegasen a fugar podrían provocar un incendio y un alto grado de pérdidas humanas y materiales, debido a esto es que se lleva acabo este tipo de análisis de esfuerzos tan minuciosamente para cada válvula nueva que requiere el cliente, nueva en cuanto a el diámetro de paso de ésta, ya que los materiales pueden ser determinados facilmente siguiendo los estándares que rigen las propiedades tanto mecánicas como químicas de los materiales a emplear para este tipo de elementos mecánicos.

REFERENCIAS:

- 1.- Baumeister, Theodore
Manual del ingeniero mecánico.
México, 1988. Ed. Mc Graw Hill
- 2.- Beer, P. Ferdinand
Mecánica de materiales.
México, 1987. Ed. Mc Graw Hill
- 3.- Popov, P. Egor
Introducción a la mecánica de materiales.
México, 1980. Ed. Limusa
- 4.- Faires, Moring Virgil
Desing of machine elements.
USA, 1966. Ed. Mc Millan
- 5.- ASME Boiler and pressure vessel code
Section VIII Division 2
USA, 1991. N.Y. New York
- 6.- Warren C. Young
Roark's formulas for stress and strain
USA, 1989. Ed. Mc. Graw Hill.
- 7.- M. S. Kalsi. PhD
Seminary of: Desing requirements and method for
API wellhead and christmas tree equipment.
México, 1991 February

8. - A P I specification 6A
Wellhead and christmas tree equipment.
16a Edition.

9. - NACE, standard MRO175-92
Sulfide stress cracking resisitant metallic
materials for oilfield equipment.
Houston Tx. 1992

10. - 1er. Seminario de ingenieria de válvulas.
Cameron Iron works.
FIP, s. a. de c. v.
Grupo EPN
Xanic s. a. de c. v.
Fisher controls.
México 1988

11. - HRD 20
Parámetros básicos para el diseño de componentes
de árbol de navidad.
FIP s. a. 1990

APENDICE A

A3 FACTORES A CONSIDERAR PARA SELECCIONAR UNA VALVULA.

FACTOR	VARIANTES	CONSIDERAR
1. Tipo de servicio.	Obturar, permitir, regular el flujo. Cambiar dirección del flujo, Evitar retroceso	Grado de hermeticidad, Caída de presión, Tipo de regulación, Velocidad de cierre, Dirección del flujo.
2. Naturaleza del fluido.	Aceite, vapor de aceite gas, agua, vapor de agua, compuestos químicos, etc.	Acción corrosiva, erosiva, Peligro de fuga, Densidad del fluido.
3. Temperatura del fluido	Máxima, Mínima o criogenica.	Efecto de la temperatura sobre los materiales.
4. Presión del fluido.	Máxima y de vacío	Resistencia de los materiales, Posible golpe de ariete.
5. Tamaño de válvula	Paso completo, completo y continuado, Paso restringido.	Caída de presión. Paso de hts. Gasto, distancia entre extremos.

6. Conexión a la tubería.	Brida cara realizada, Brida junta anillo, Brida caja soldar, Roscadas.	Hermeticidad de la conexión, Presión de trabajo, Permanencia en línea, Tiempo de instalación, Tamaño de la vlv.
7. Colocación de la válvula.	Piso, elevada, enterrada, bajo agua, espacio limitado.	Corrosividad del medio ambiente, Salidas para lubricar Tipo de operador.
8. Operación de la válvula.	Manual, transmisión por cadena, operador neumático, hidraulico motor eléctrico.	Frecuencia de operación, ubicación Grado de automatización.
9. Normas	Servicio a refinerías, contra incendio, calderas, para producción de hidrocarburos, servicio a plantas químicas.	Diseño de la vlv. Seguridad, Intercambiabilidad.
10. Costo	Tipo de válvula, Materiales especiales, Tamaño de la vlv. Aditamentos especiales.	Costo: inicial, mantenimiento, reposición y de desperfectos.

BD ARREGLO DE MATERIALES PARA VALVULAS DE PRODUCCION.

Para cada tipo de servicio de una válvula de producción se requieren de diferentes materiales, en la siguiente tabla se muestran los principales materiales a usar en las válvulas de producción.

MATERIALES RECOMENDADOS.

SERV.	PRESION TRABAJO	CUERPO/ BONETE	COMPUERTA	ASIENTOS	VASTAGO	SELLO DEL BONETE.
AA	2 M 3 M 5 M	ABA ABA ABA	AISI 4140			AISI 1020
BB	2 M 3 M/5 M 10M/15M	ABA ABA ABA for **	INOX 410			Buna N AISI 1020 INOX 304
CC	2 M 3 M/5 M 10M/15M	ASTM Ca15 ASTM Ca15 Inox for	INOX 410			Buna N INOX 304 INOX 304
DD	2 M 3 M/5 M 10M/15M	ABA con dureza Rc 22	INOX 410 + STELLITE o 17 4 PH		MONEL K-500 17 4PH	VITON INOX 304 INOX 304
EE	2 M 3 M/5 M 10M/15M	ABA con dureza Rc22 for **	INOX 410 + STELLITE o 17 4 PH		MONEL K-500 17 4PH	VITON INOX 304 INOX 304
FF	2 M 3 M/5 M	ASTM Ca15 Rc 22	17 4 PH 17 4 PH		MONEL K-500	VITON INOX 304
HH	2 M 3 M/5 M	ASTM Ca15 ASTM Ca15	INOX 410 + + STELLITE		INOX 410	INOX 304 INOX 304

* ABA: Acero baja aleación.

** for: Forja.