

22
2 ej



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ARAGON**

**ANALISIS TECNICO ECONOMICO PARA ESFUERZOS Y FLEXIBILIDAD
PARA UNA TUBERIA DEL SISTEMA DE CONDENSADO
DE UNA CENTRAL TERMoeLECTRICA**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A
FRANCISCO JAVIER MORENO RODRIGUEZ

MEXICO, D. F.

1993

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



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.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES ARAGON

PRESENTACION

Análisis Técnico Económico para esfuerzos y flexibilidad para una tubería del sistema de condensado de una Central Termoeléctrica.

Debido a la importancia que tienen los sistemas de tuberías en las plantas termoeléctricas es imprescindible realizar el análisis de esfuerzos y flexibilidad así como el diseño de soportes de las mismas, con el propósito de identificar y seleccionar las tuberías y soportes adecuados para minimizar los esfuerzos producidos y evitar deformaciones permanentes en boquillas o en las tuberías.

Por tal razón en la presente tesis se realiza el análisis Técnico Económico a una tubería con el objeto de garantizar seguridad, funcionamiento, eficiencia y economía de un sistema en operación y a la vez seleccionar la soportería idónea.

I N D I C E

INTRODUCCION

CAPITULO I.	GENERALIDADES SOBRE ANALISIS DE ESFUERZO Y FLEXIBILIDAD DE TUBERIAS.	01
1.1	DESCRIPCION DEL PROBLEMA	01
1.2	PARAMETROS PRINCIPALES PARA LA RESOLUCION DEL PROBLEMA.	04
1.3	OBJETIVOS PRINCIPALES	10
1.4	EXPANSION TERMICA	11
CAPITULO II.	ANALISIS DE ESFUERZOS EN TUBERIAS.	14
2.1	ESFUERZOS POR TEMPERATURA	14
2.2	ESFUERZOS FLEXIONANTES	17
2.3	ESFUERZOS POR PRESION, LONGITUDINALES	20
2.4	ESFUERZOS PERMISIBLES	22
2.5	LIMITES DE ESFUERZO	24
CAPITULO III.	METODOS DE ANALISIS EXISTENTES Y SOPORTES PARA TUBERIA.	
3.1	ANALISIS PRELIMINAR DE FLEXIBILIDAD	26
3.2	ANALISIS TERMICO	31
3.3	ANALISIS POR PESO	36
3.4	SOPORTES RIGIDOS	38
3.5	SOPORTES ELASTICOS	43
CAPITULO IV.	APLICACION DE UN PROBLEMA REAL	46
4.1	EJEMPLO DE APLICACION	46
4.2	EVALUACION DE RESULTADOS	71
4.3	FUERZAS Y MOMENTOS PERMISIBLES EN BOQUILLAS DE EQUIPO	73
4.4	ESFUERZOS PERMISIBLES CONTRA ESFUERZOS CALCULADOS	74
4.5	REVISION DE BOQUILLAS	75
CAPITULO V.	EVALUACION TECNICA - ECONOMICA	80
5.1	EVALUACION TECNICA-ECONOMICA	80
CAPITULO VI.	CONCLUSIONES	82
CAPITULO VII	BIBLIOGRAFIA	84

INTRODUCCION

En México se estima la necesidad de la generación de energía eléctrica en función de la gran demanda de los centros de consumo. Por esta razón la necesidad de construir plantas termoeléctricas en nuestro país es indispensable.

El presente trabajo se realizó en la etapa de diseño de la Central Termoeléctrica Valladolid ubicada en el Estado de Yucatán, esta planta es una de las cuales la C.F.E. esta encargada del diseño y construcción.

Debemos contemplar que para la generación de energía por medio de vapor se llevan a cabo diferentes procesos en donde el manejo de fluidos es básicamente un factor muy importante, este manejo se realiza mediante redes o sistemas de tuberías que permiten transportar un fluido de un lugar a otro.

Las plantas generadoras de energía eléctrica se operan bajo condiciones de temperaturas y presiones muy variables, es así como el sistema de tuberías sufre expansiones y contracciones según sea el caso, es evidente que este fenómeno provoca problemas en los sistemas de tubería.

Para el diseño inicial de un sistema de tuberías se toma como base los requerimientos funcionales es decir, cuando se tiene la necesidad de entregar un flujo volumétrico a determinado lugar procurando disminuir hasta donde sea posible las caídas de presión y las pérdidas de energía por fricción.

Una vez que se ha diseñado el arreglo de tuberías es necesario realizar un estudio que nos permita constatar la seguridad y funcionalidad del sistema. En esta etapa es cuando el análisis de esfuerzos y flexibilidad interviene con el objeto de proporcionar mediante cálculos matemáticos la aprobación satisfactoria del sistema o si sucede lo contrario proponer alternativas de solución.

CAPITULO 1.

GENERALIDADES SOBRE ANALISIS DE ESFUERZOS Y FLEXIBILIDAD EN TUBERIAS

1.1 DESCRIPCION DEL PROBLEMA.

Un sistema de tubería se puede comparar desde un punto de vista estructural, como un marco irregular en el espacio, al cual durante su fabricación y montaje son introducidos esfuerzos y deformaciones que estarán siempre presentes. Además de los esfuerzos y deformaciones que se presentan durante arranques, operación y paros.

Una vez que la tubería se encuentra instalada, está sujeta a -cargas como: peso propio (tubos, accesorios, aislamiento, etc.) peso del fluido, nieve, cargas por viento, sismo y cargas de impacto en situaciones especiales, también se presenta la presión interna o externa durante operación o limpieza.

Sabemos que la tubería se expansiona con el incremento de la --temperatura, pero este fenómeno tien que ser controlado, es decir, el incremento en la longitud del tubo tiene que ser direccionado, esto se logra con restricciones.

Las restricciones de expansión térmica ya sea en los extremos o en puntos intermedios, por medio de anclas (funcionan como pa--ros en todos los sentidos), guías o apoyos direccionales, introducen esfuerzos térmicos en la tubería, debido a cambios de temperatura. También se pueden introducir esfuerzos por movimien--tos de equipo interconectados, cimentaciones o edificios, bajo cambios de temperatura u otras cargas de cualquier otro factor que modifique la posición relativa de la línea ancla o restric--ción intermedia.

El diseño adecuado de apoyos y restricciones reducirá los momentos, las fuerzas y en general protegerá el sistema de tubería y equipo interconectado. Por otro lado en lo que respecta a las vibraciones los apoyos guías y anclas adecuadas las reducirán subtancialmente.

Los diseños estructural y funcional de un sistema de tuberías es tan íntimamente relacionados, cuando se introducen codos en un sistema de tuberías con el propósito de absorber expansiones térmicas aparecerá un incremento importante en las pérdidas de energía por fricción y consecuentemente un incremento en los costos de operación. También se incrementarán los costos de instalación debido a longitudes de tubo en exceso, así como a los soportes - que pudieran ser requeridos. En el diseño estructural de siste--mas de tuberías no deben perderse de vista que uno de los principales objetivos es lograr que los costos mencionados sean mínimos.

En el diseño estructural de sistemas de tuberías los factores -- más importantes que deben ser tomados en consideración, a menudo dependen del tipo de planta en donde vaya a ser instalada la tubería. En los sistemas de tuberías para instalaciones petroleras o plantas idustriales la economía en la construcción deberá ser el factor más importante. En sistemas de tuberías para plantas - nucleoeeléctricas comerciales la minimización del riesgo de contaminación ambiental será obviamente el factor más importante. Para una planta de generación de energía dentro de un submarino nuclear, las limitaciones de espacio podrán ser un factor crítico.

Para el trazo inicial de un sistema de tuberías se tomará básicamente en cuenta la experiencia y el buen juicio ingenieril, también existen reglas rápidas que se pueden emplear para dar de -- forma aproximada un trazo inicial.

El diseñador de tuberías desde un punto de vista estructural, deberá proveer flexibilidad suficiente a los sistemas, para asegurar que las expansiones y contracciones térmicas de la tubería no produzcan grandes esfuerzos o deformaciones cíclicas. Por lo tanto el diseñador deberá evitar este problema haciendo flexible el sistema mediante la introducción de codos o curvas de expansión, también se puede ganar flexibilidad mediante el uso de tuberías corrugadas o de juntas de expansión.

Para que un análisis de flexibilidad sea completo se deberá tomar en consideración que deben realizarse al mismo tiempo efectos como temperatura, peso propio de la tubería, cargas de viento, cargas de sismo, cargas de resortes, etc., teniendo cuidado de separar adecuadamente las soluciones obtenidas ya que los esfuerzos permisibles permiten varias categorías de cargas.

El trazo de un sistema de tuberías puede llegar a optimizarse para darle flexibilidad suficiente a dicho sistema, ya que no es conveniente diseñar un sistema demasiado flexible, pues ello además de ser costoso por exceso de material incrementa las pérdidas de presión por cambios de dirección; lo cual en ocasiones puede llegar a alterar la calidad del producto. Para efectuar tal optimización se requiere llevar a cabo un procedimiento iterativo es decir, suponer un trazo preliminar, efectuar el análisis correspondiente, comparar los resultados obtenidos con las condiciones impuestas y en caso de no cumplirse, repetir el proceso hasta lograr dicho objetivo. Es importante señalar que en muchos casos el empleo de juntas de expansión resulta muy útil para lograr los propositos anteriores señalados; sobre todo cuando las condiciones del proceso y espacio son demasiado críticas y no sea posible el trazo del sistema de tubería.

Por otro lado es importante indicar que una característica muy regular de los problemas de expansión y contracción térmica en contraste con otros problemas usuales de esfuerzo es que el so-

bre esfuerzo no se mejora aumentando el espesor de la tubería, ya que ello implica que el sistema se rigidice y se incrementen las fuerzas, haciendo más crítico el problema.

Es importante señalar que en un sistema de tuberías, el diámetro está determinado por las condiciones de flujo, el espesor de la pared por efectos de la temperatura, presión, material y corrosión; La selección del material se realiza de acuerdo a las condiciones de temperatura y corrosión características del flujo que circula. Lo anterior implica que para mejor flexibilidad de un sistema de tubería, no es necesario disminuir el diámetro siendo ésto también una particularidad de las tuberías.

Podemos establecer, que el análisis de flexibilidad consta de dos etapas; la primera incluye el cálculo de fuerzas, esfuerzos y desplazamientos para los diversos efectos, y en la segunda se comparan los elementos mecánicos y esfuerzos con los límites permisibles especificados por los códigos correspondientes, en caso de materiales o por los diversos fabricantes en caso de equipo.

1.2 PARAMETROS PRINCIPALES PARA LA RESOLUCION DEL PROBLEMA.

Proceso General de Solución.

El análisis de flexibilidad de un sistema de tuberías de dimensiones, configuración y material dados, sometido a un valor y número de ciclos de temperatura determinado, debe involucrar los siguientes pasos:

- 1.- Deben conocerse algunas propiedades físicas del material, tales como coeficientes de expansión, módulo de elasticidad, relación de Poisson, esfuerzo permisible, factor de flexibilidad, factor de intensificación de esfuerzos, -- etc.

2. Deben hacerse hipótesis respecto a las dimensiones, principalmente de las secciones transversales, ya que debido a tolerancias de fabricación e incertidumbre de los efectos de corrosión o erosión, hay que usar dimensiones nominales.
3. Es necesario especificar las restricciones en los extremos aunque la práctica usual es considerar empotramientos en los equipos. Sin embargo, es necesario contemplar las expansiones o movimientos de los equipos interconectados e incluirlos en el análisis.
4. Es preciso determinar la importancia de las diferentes formas de restricciones intermedias, tales como guías, apoyos direccionales o anclas ya que deben incluirse en el análisis. Las restricciones secundarias como fuerzas de fricción en los soportes o las inducidas por resortes generalmente se desprecian, sin embargo esta práctica no debe extenderse a sistemas cuyo peso es grande en relación a su rigidez.
5. Deberá seleccionarse un método de análisis de acuerdo a la importancia del sistema en estudio, este puede ser analítico aproximado o exacto, gráfico con tablas, o por comparación de configuraciones también por computadora. Cuando se utilicen métodos aproximados, es importante estimar la magnitud de los errores probables.
6. Finalmente deberá hacerse la comparación con las fuerzas o esfuerzos permisibles especificados por los códigos de tubería y los datos proporcionados por los fabricantes de equipos.

Datos Básicos para el Análisis.

Para efectuar el análisis, es necesario que además del isométrico de la tubería, se cuente cuando menos con la siguiente información:

Respecto a la Tubería

- a) Identificación de la línea de acuerdo a la lista de tuberías de la planta.
- b) Temperatura y presión máxima y mínima de operación.
- c) Diámetro nominal y espesor de la pared o cédula.
- d) Clase de material: número y grado ASTM.
- e) Espesor y tipo de aislamiento.
- f) Fluido manejado en la línea durante la operación.
- g) Deberán mostrarse todos los componentes de la línea como: válvulas, bridas, reducciones, tees, etc., con dimensiones razonablemente aproximadas. No es necesario incluir ramales cuyo diámetro sea menor a la mitad de la línea principal.
- h) Localización de la soportería o alguna estructura que pueda usarse para apoyar la tubería.

Respecto al Equipo Interconectado

- a) Desplazamientos diferenciales ya sea por hundimiento del terreno o desplazamiento de los equipos.

- b) En el caso de cambiadores de calor o recipientes horizontales deberá especificarse la localización del apoyo fijo, - respecto a la tubería conectada.
- c) Temperatura y presión de operación del cascarón.
- d) Diámetro y distancia del equipo a las boquillas.
- e) Material y espesor del cascarón.
- f) En el caso de Recipientes Verticales ó Reactores, la altura y tipo de Faldón, perfil de temperaturas tanto transversal como longitudinalmente.
- g) Planos del fabricante con información dimensional así como movimientos y fuerzas permisibles.
- h) Tolerancias en boquillas (cargas y esfuerzos permisibles).
- i) Criterios de soportería.
- j) En el caso de equipo rotatorio y delicado como: bombas, - compresores, tuberías, expansores, es necesario conocer -- las fuerzas, momentos y esfuerzos permisibles en boquillas tanto en forma individual como de conjunto.
- k) Se requiere también conocer si se cuenta con estructura de apoyo cercana, y si ésta es capaz de resistir los efectos que por anclaje u otro tipo de apoyo de la línea se presenten.

Existe un procedimiento que generalmente se utiliza en el análisis de tuberías: los elementos de un sistema de tubería son separados en segmentos o ramales, y cada uno de éstos es considerado como un elemento en Cantiliver teniendo una base la cual puede estar sujeta a Rotaciones y desplazamientos.

El análisis es desarrollado en cada uno de los elementos para determinar los esfuerzos y deformaciones debido a la temperatura y a varias cargas que pueden estar presentes.

Tocando este último punto referente a las cargas es necesario conocer como clasificarlas:

- a) Existen cargas que presentan la aplicación de fuerzas externas y las cuales si son excesivas podrían ocasionar la falla, independiente de la deformación.
- b) Existen otras cargas las cuales presentan la aplicación de una deformación permanente interna ó externa, éstas son producidas generalmente a través de cambios de temperatura.

"El análisis de flexibilidad es desarrollado para determinar la deformación de los elementos en términos de la carga; o es desarrollado para expresar las cargas en términos de las deformaciones".

El análisis de flexibilidad aunado a el análisis de la reacción en el soporte debe ser desarrollado como un problema único, en el cual los efectos de temperatura, peso de la tubería y carga debida a viento son considerados al mismo tiempo.

Lo más serios esfuerzos son debidos a presión interna, ellos son calculados separadamente. Los esfuerzos que siguen en función de su magnitud; son los esfuerzos flexionantes primarios, debido a cargas sostenidas actuando sobre la tubería (incluye peso del tubo, su contenido, válvulas, accesorios), también aquellas impuestas por la presión, viento, cargas muertas, temblores de tierra ó similares.

Los esfuerzos causados por la expansión térmica son conocidos por "Esfuerzos Secundarios" y pueden causar deformación local o distorsiones estructurales menores.

Ordinariamente hay cuatro factores que pueden causar movimientos y esfuerzos en los sistemas de tuberías, estos son:

a) Presión Interna.

Para lograr un diseño seguro que resista la primera de las condiciones, deberá especificarse el tubo adecuado y el espesor del mismo de acuerdo al cálculo por presión que se efectúa tomando en cuenta las reglas del código que lo fija.

b) Cargas causadas por el peso de la tubería, contenido, aislamiento, válvulas, etc.

Este efecto puede controlarse en la mayoría de los casos empleando los soportes adecuados siguiendo las normas prácticas de construcción.

c) Cambios de temperatura producidos por el fluido circulante.

Esta condición es de las más difíciles de controlar ya que aún cuando puede ser anticipada no puede evaluarse en forma precisa mediante un análisis simple y es en sí la parte a la que se le debe dar mayor énfasis en el actual trabajo.

d) Cargas dinámicas tales como las causadas por movimientos sísmicos.

En esta condición trata sobre los movimientos sísmicos, las cuales son vibraciones naturales que se producen en la corteza terrestre o debajo de ésta, cuando grandes masas de rocas sufren desplazamiento falla o fractura, cada uno de los desplazamientos da lugar a ondas sísmicas que se propagan a través de las formaciones geológicas que constituyen el terreno.

La acción de estas ondas se transmiten a las estructuras de los edificios y producen desplazamientos, velocidades y aceleraciones sobre las masas que soportan las mismas, en este caso los sistemas de tuberías.

1.3 OBJETIVOS PRINCIPALES.

a) Uno de los objetivos principales de análisis de tuberías - por flexibilidad es dar seguridad contra la falla del material de la tubería a causa de un sobre-esfuerzo. También la influencia que presentan los esfuerzos aplicados a las boquillas de ciertos equipos.

b) Podemos mencionar que para el análisis de flexibilidad se deben contemplar los siguientes puntos:

- El cálculo de fuerzas, momentos y esfuerzos en cada uno de los puntos de interés que son localizados previamente a lo largo de la tubería.

- La evaluación y comparación de fuerzas, momentos y esfuerzos con los límites permisibles de acuerdo con los códigos y normas establecidas.

c) Es conveniente que durante la operación del sistema se trate en lo posible de eliminar las reacciones como fuerzas, momentos y esfuerzos, ya que este hecho sería lo más apropiado para el sistema; como resultado de lo anterior podemos concluir que si se presentan las reacciones en la condición fría de la tubería (esto es cuando la planta se encuentra fuera de servicio) sería lo óptimo para cualquier sistema que se pretenda analizar.

De esta manera se podría decir que se tomará en cuenta el concepto de pretensado en frío de la tubería.

d) Se deberá considerar el fenómeno de fatiga en función de los ciclos de operación del sistema de tuberías y particularmente donde el fluido transportado es corrosivo en cualquier grado.

- e) Los análisis para sistemas críticos, (alta presión y alta temperatura) actualmente se resuelven por medio de computadora, son métodos que presentan auxilio muy importante reduciendo el tiempo de cálculo y las posibilidades de error.
- f) Se pretende realizar un arreglo de tubería que no ocasione esfuerzos excesivos, no reacciones ecageradas en los extremos siendo ésto último de gran importancia ya que deben de estar libres de esfuerzos en sus boquillas en -- otras palabras el arreglo no debe ser demasiado rígido al mismo tiempo, es indeseable tener un sistema demasiado -- flexible ya que esto involucra un exceso de material y -- una mayor caída de presión, por lo tanto un costo de operación mayor.
- g) Resumiendo brevemente el objetivo principal de este trabajo de tesis es dar un panorama general del análisis y método para controlar las cargas, momentos y esfuerzos que son producidos en el sistema de tubería y boquillas de -- equipos por efectos térmicos.

1.4 EXPANSION TERMICA.

La expansión térmica desde un punto de vista molecular es originada por un incremento de energía en el material provocado por cambios de temperatura durante un ciclo en operación de las plantas térmicas; este efecto se puede observar cuando la planta sale fuera de operación por un paro o mantenimiento y es entonces cuando el sistema de tuberías vuelve a la condición fría.

La dilatación térmica lineal, es directamente proporcional a la cantidad de incremento de temperatura y a la longitud de tubo existente. Es por esta razón que se le dá la siguiente interpretación:

$$\Delta L = \alpha \cdot L_0 \quad (1.4.1)$$

ΔL = Incremento de la longitud de la tubería.

α = Coeficiente de dilatación térmica, en función del tipo de material.

L_0 = Longitud inicial de la tubería.

En un sistema de tubería se presentan dilataciones en los tres sentidos y es posible apreciarlas en el espacio cartesiano, estos movimientos térmicos son básicos para determinar los diseños de soportes. Si bien es cierto que la dilatación principal es la que nos determina el tipo de soporte a usar, la dilatación en el eje vertical, se caracteriza por ser la que determinará si el soporte de la tubería es simple apoyo o un resorte en base a el sentido del desplazamiento.

La dilatación térmica en las tres direcciones puede ser calculada con la ecuación (1.4.1) de acuerdo a la longitud del tramo de tubería y al coeficiente de dilatación térmico lineal, para el material especificado.

Se debe de tomar en cuenta la dilatación térmica que sufren los equipos para el cálculo de flexibilidad. Sabemos que están sometidos a temperaturas altas por lo tanto los movimientos son grandes y de no tomarlos en cuenta pueden alterar o anular el funcionamiento de soportería.

Los cambios de temperatura en la línea, causan expansión o contracción. En donde sea uniforme el cambio y no exista restricción contra la deformación térmica no existirán esfuerzos, la tubería se expandirá o se contraerá libremente, "Caso Ideal".

En la realidad los sistemas de tuberías están conectados a una variedad de equipos que trabajan a diferentes condiciones de operación, por esta razón la tubería tiene restricciones en sus extremos y es imposible que una tubería no se someta a esfuerzos provocados por la expansión térmica, si la ruta de la tubería es la más corta entre equipo y equipo.

Una solución a esta problemática es proporcionándole flexibilidad a la propia línea por medio de su configuración ó agregando Juntas de Expansión.

Para hacer un sistema flexible a través de su propia configuración es necesario escoger una ruta de tubería que no sea directa entre equipos a conectar, por el contrario, se trata de conseguir una configuración tal que durante la operación de la planta trabaje como resorte y absorba sus propias expansiones o contracciones.

En tuberías de patio como las instaladas en refinerías y plantas de proceso químico que trabajan con cambios de temperatura y que tengan que recorrer grandes extensiones, también es muy común que el incremento de la longitud sea absorbido por la propia tubería a través de curvas de expansión, éstas se dimensionan de tal manera que sean capaces de absorber tal incremento sin sobre esforzar el material de la tubería arriba de lo permitido.

La flexibilidad se logra, dándole cierta libertad de movimiento al sistema; por lo tanto es importante colocar los soportes y otro tipo de restricción al movimiento de manera que no limite al mismo.

Los factores básicos que afectan a las fuerzas, momentos y esfuerzos son de dos tipos: aquellos sobre los que se tiene control y sobre los que no se tiene. Estos últimos serán las condiciones de operación; por ejemplo: el flujo, la presión y la temperatura. El diámetro del tubo se determina por el flujo que se va a conducir; el material y la temperatura definen el módulo de elasticidad, la expansión térmica unitaria y el esfuerzo admisible.

CAPITULO II

ANALISIS DE ESFUERZOS EN TUBERIAS

2.1 ESFUERZOS POR TEMPERATURA.

Los esfuerzos por temperatura son conocidos también como esfuerzos de expansión térmica. El código ANSI 831.1 estipula que se deben considerar los esfuerzos inducidos por expansión térmica - debido a su naturaleza autolimitante, es decir, que en la condición caliente cause una deformación local. El relajamiento acompañante del esfuerzo en la condición caliente conduce entonces - a un esfuerzo residual de signo inverso cuando la tubería regresa a la condición fría en un ciclo térmico. Este fenómeno es -- llamado auto resorteo y es similar de hecho al resorteo en frío (Cold Spring).

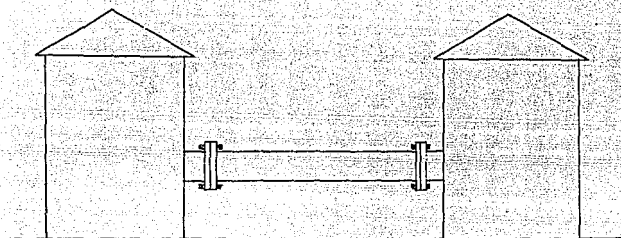
Considerando un caso meramente ilustrativo donde ocurre la deformación por temperatura y debido a la escasez de flexibilidad aparecerán fuerzas internas que contrarresten también parcial ó - totalmente esta deformación. Estas fuerzas o esfuerzos se llaman esfuerzos térmicos. (VEASE FIGURA 1).

Para este caso específico el esfuerzo debido a expansión térmica (S_e), se calcula fácilmente con el producto de el módulo de elasticidad (E), y el coeficiente de deformación térmico unitario - (e); y haciendo uso de la Ley de Hooke para materiales cargados dentro de un rango elástico. Tenemos que:

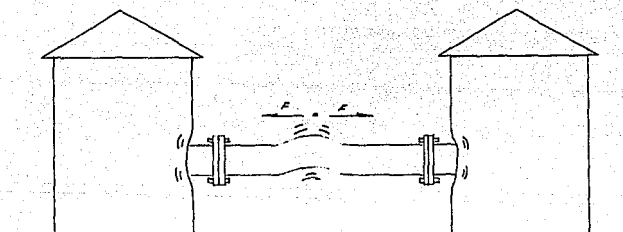
$$E = \frac{S_e}{e}$$

$$S_e = E \cdot e \quad (2.1.1.)$$

La fuerza correspondiente P , que en el caso de la expansión es - el empuje que tiende a separar los anclajes, es el esfuerzo so-



*TRAMO DE TUBERIA RESTRIINGIDA EN SUS EXTREMOS
(CONDICION FRIA)*



ESFUERZOS POR TEMPERATURA . (CONDICION CALIENTE)

FIG. 1

bre el área de la tubería, es decir:

$$P = S_e / A$$

Con el propósito de hacer más ilustrativo esta teoría, a continuación se presenta un problema.

Ejemplo:

Una barra de acero de $\frac{1}{4}$ " x 1" y de 15 pies de longitud está sometida a una carga de tensión de 5,000 lb. Encontrar la deformación total.

Solución:

$$S_e = \frac{P}{A} = \frac{5,000}{\frac{1}{4} \times 1} = 20,000 \text{ PSI}$$

Módulo de elasticidad de acero = 29 000 000

$$D u = \frac{S_e}{E} = \frac{20\ 000}{29\ 000\ 000} = 0.00155 \text{ PULGADA POR PULGADA}$$

D u = DEFORMACION UNITARIA.

D t = DEFORMACION TOTAL.

La deformación debida al cambio de temperatura se puede encontrar en la siguiente forma:

Ejemplo:

En una barra de acero medio, de 100 pulgadas de longitud, se eleva la temperatura de 70°F a 170°F. ¿Cuánto aumento su longitud?

Solución:

Coefficiente de expansión lineal para el acero medio es 0.0000067.
 Deformación total $D_t = N \times t \times L$.

N = Coeficiente d'expansión lineal °F
 t = Cambio de temperatura.
 L = Longitud de la parte en pulgada.
 $D_t = 0.0000067 \times 100 \times 100 = 0.067$ pulgada

2.2 ESFUERZOS FLEXIONANTES.

El esfuerzo flexionante y el de torsión son combinados para dar un resultado del esfuerzo de desplazamiento calculado (SE). Ambos esfuerzos deben calcularse usando el módulo de elasticidad - de acuerdo al material empleado.

$$S_E = \sqrt{S_b^2 + 4S_t^2} \quad (2.2.1)$$

donde:

S_b = Esfuerzo flexionante resultante, PSI (N/cm^2)
 $S_t = M_t/2Z =$ esfuerzo torsional, PSI (N/cm^2)
 M_t = Momento torcionante, In-Ft (N-mm)
 Z = Módulo de sección de la tubería in³ (mm³).

Los esfuerzos flexionantes resultantes (S_b) como el usado en la ecuación (2.2.1) para codos y curvas serán calculados de acuerdo con la ecuación (2.2.2) con momentos como se muestra a continuación en la Figura 2.

$$S_b = \frac{\sqrt{(J_i M_i)^2 + (J_o M_o)^2}}{Z} \quad (2.2.2)$$

donde:

S_b = Esfuerzo flexionante resultante, Psi (N/cm^2)

- J_i = Factor de intensificación de esfuerzos en el plano.
 J_o = Factor de intensificación de esfuerzos fuera del plano.
 M_i = Momento flexionante en el plano IN - Lb (N-mm).
 M_o = Momento flexionante fuera del plano, IN-Lb (N-mm)
 Z = Módulo de sección de la tubería, IN^3 (mm^3).
 (VEASE FIGURA 3)

El esfuerzo flexionante resultante (S_b) como el usado en la ecuación (2.2.1) para conexiones de ramales será calculado con la ecuación (2.2.3) y (2.2.4) con sus respectivos momentos mostrados en la Figura 2.

Ahora tenemos para el cabezal (Piernas 1 y 2):

$$S_b = \sqrt{\frac{(J_i M_i)^2 + (J_o M_o)^2}{Z}} \quad (2.2.3)$$

Ahora tenemos para la (Pierna 3):

$$S_b = \sqrt{\frac{(J_i M_i)^2 + (J_o M_o)^2}{Z_e}} \quad (2.2.4)$$

donde:

- S_b = Esfuerzo flexionante, Psi (N/cm^2)
 Z_e = Módulo de sección efectiva para el ramal, in^3 (mm^3)
 $Z_e = r_m^2 T_s$
 r_m = Radio medio del ramal, in (mm).
 T_s = Espesor efectivo de pared del ramal, in (mm).
 J_o = Factor de intensificación de esfuerzos fuera del plano del elemento.
 J_i = Factor de intensificación de esfuerzos dentro del elemento.

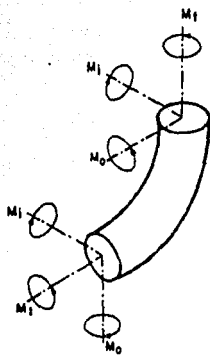


Fig. 2
MOMENTOS EN CODOS

ELEM.3

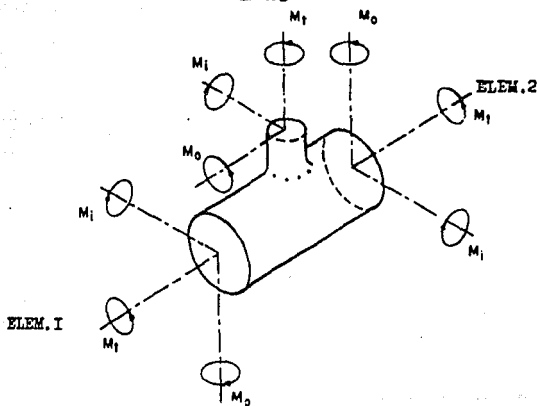


Fig.3
MOMENTOS EN CONEXIONES RAMAL-CABEZAL

2.3 ESFUERZO POR PRESION.

Una tubería con un fluido a una presión P, se encontrará sometida a fuerzas de tracción en sus secciones transversales y longitudinales y las paredes deben resistir estas fuerzas para evitar que falle. Las cuales se explicarán a continuación.

(VEASE FIGURA 4).

Esfuerzo Longitudinal

La suma de los esfuerzos longitudinales debido a presión, peso y otras cargas sostenidas no excederá el valor del esfuerzo permisible a la temperatura de operación (Sh).

Cuando la suma de estos esfuerzos es menor que Sh, la diferencia de Sh y esa suma puede ser añadida al término 0.25Sh, en la fórmula para el cálculo del esfuerzo permisible S_A .

El esfuerzo longitudinal por presión interna deberá calcularse de la siguiente manera:

$$F = \frac{P\pi d^2}{4}$$

Dividiendo la fuerza debida a presión interna entre el área transversal del espesor de pared de la tubería.

$$A = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - d^2)$$

tenemos:

$$S_{1P} = \frac{F}{A} = \frac{Pd^2}{D_o^2 - d^2}$$

donde:

$$S_{1P} = \text{Esfuerzo longitudinal por presión, Psi (Kg/cm}^2\text{)}$$

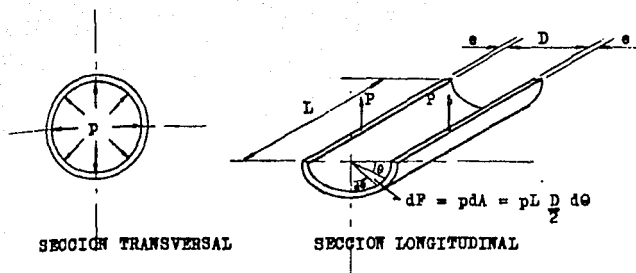


FIG. 4

P = Presión interna, Psi (kg/cm^2)
 d = Diámetro interior nominal de la tubería, in. (mm).
 D_o = Diámetro exterior nominal de la tubería, in.(mm).

Para explicar lo citado anteriormente desde lo referido al código para tubería a presión, existe un método de cálculo para el espesor de la pared de la tubería. De conformidad, el máximo esfuerzo debido a presión interna, es tensión transversal del eje de la tubería, este esfuerzo está limitado en la ecuación al valor de Sh (Esfuerzo permisible del material a la temperatura de operación). La presión también causa un esfuerzo transversal y es añadido al esfuerzo flexionante causado por expansión. En la reducción del esfuerzo debido a un residuo de presión, la otra mitad es proporcionada por el esfuerzo debido al peso.

Ecuación para el cálculo del espesor de pared de tubería.

$$T = \frac{P \cdot D}{2(Sh \cdot E + Py)} \quad (2.2.5)$$

P = Presión interna.
 D = Diámetro interior.
 Sh = Esfuerzo por temperatura de operación.
 E = Factor por unión de soldadura, longitudinal.
 Y = Coeficiente por tipo de material.

2.4 ESFUERZO PERMISIBLE.

Las fallas de servicio en plantas industriales que operan con cambios de temperatura son referidas principalmente al ciclaje de la operación y no a condiciones de esfuerzo debido a carga estática; de lo anterior es posible suponer que un sistema de tuberías opera satisfactoriamente si la suma de los esfuerzos en frío y caliente se mantienen dentro de un rango el cual es considerado seguro para el número esperado de esfuerzos inadver-

tidos.

El rango de esfuerzo permitido es establecido por el código para tubería a presión como:

$$S_A = f (1.25 S_C + 0.25 S_h) \quad (2.2.6)$$

donde:

S_A = Rango de esfuerzo permitido.

S_C = Rango de esfuerzo permitido, condición fría.

S_h = Rango de esfuerzo permitido, condición caliente.

f = Factor de reducción de esfuerzos para la condición -
cíclica.

La relación matemática que guarda este factor, con el número de ciclos de vida, durante la operación, fué deducida de ensayos - de fatiga sobre componentes de tubería por A.R.C. Marck en 1946.

$$F \cdot N^{0.2} = 6$$
$$F = \frac{6}{N^{0.2}} \quad (2.2.7)$$

En la tabla siguiente se presentan los factores de reducción de esfuerzos para diferentes condiciones de operación. El punto - inicial para la aplicación del factor de reducción de esfuerzos, ha sido calculado como 7 000 ciclos, el cual es aproximadamente igual a un ciclo por día sobre un período de 20 años.

Por vida esperada se entiende, el número total de años durante - el cual un sistema se espera que esté en vida activa.

FACTOR DE REDUCCION DE ESFUERZOS

CICLOS DE TEMPERATURA ESPERADOS DURANTE LA VIDA DE LA PLANTA	FACTOR
7 000 y menores	1.0
14 000 y menores	0.9
22 000 y menores	0.8
45 000 y menores	0.7
100 000 y menores	0.6
250 000 y menores	0.5

Este rango de esfuerzos incluye todos los esfuerzos que son, por expansión, presión y peso.

2.5 LIMITES DE ESFUERZO.

- a) Esfuerzos por Expansión Térmica: El rango de esfuerzos por expansión térmica calculado no debe exceder al rango de esfuerzos permisibles.

$$SE < SA \quad (2.2.8)$$

- b) Esfuerzos por cargas Sostenidas: Los esfuerzos de presión peso y otras cargas mecánicas sostenidas no deben exceder al esfuerzo permisible del material a la temperatura de operación.

$$S_{1p} + SL < Sh \quad (2.2.9)$$

donde:

S_{1p} = Esfuerzo longitudinal por presión interna.

SL = Esfuerzo por peso propio del sistema de tuberías
y otras cargas sostenidas = $\frac{iM}{Z}$

m = Momento flexionante resultante por peso y otras cargas sostenidas.

c) Esfuerzos por Expansión Térmica + Cargas Sostenidas:

Los esfuerzos de presión, peso y otras cargas sostenidas - sumados a los de expansión térmica no deben exceder a la suma del esfuerzo permisible del material, a la temperatura de operación, con el rango de esfuerzos permisibles.

$$S_{lp} + SL + SE < Sh + SA \quad (2.2.10)$$

CAPITULO III

METODOS DE ANALISIS EXISTENTES Y SOPORTES PARA TUBERIA

3.1 ANALISIS PRELIMINAR DE FLEXIBILIDAD.

Mucha tubería en arreglos convencionales poseen suficiente flexibilidad inherente, para el servicio al que están destinadas. Por lo tanto, el ingeniero que tiene el problema del tiempo, destinado al proyecto, se encuentra con el problema de reconocer tal tubería, para dedicarle el mínimo de su atención a dichas líneas. Por lo cual, son necesarias las soluciones aproximadas y las reglas simples. Los resultados obtenidos no pueden tener la exactitud de aquellos en que se usa el Método Analítico General del Kellogg, Método del centro elástico y por computadora, pero en manos de un buen diseñador, sirven para reconocer, la inadecuada flexibilidad de un sistema y como base para aplicar el juicio por comparación de estos resultados con los resultados analíticos.

La flexibilidad de la tubería, prevce los cambios de longitud que resultan de la expansión térmica de la tubería y equipo conectado por élla, debe ser adecuada para cumplir con dos condiciones, a saber:

- a) Controlar dentro de los límites aceptables las reacciones de la tubería sobre el equipo que este conectada, localizada entre δ en las terminales de la línea.
- b) Mantener los esfuerzos de la tubería dentro de un rango admisible, de manera que sea remoto que ocurran fallas directas o por fatiga en las uniones.

En donde exista equipo delicado (debido a las tolerancias entre partes que se mueven, a alta velocidad, etc.) se sugiere un aná-

lisis exacto ya que los estudios aproximados son de poca precisión como para evaluar los esfuerzos en los extremos.

También se sugieren análisis precisos para tuberías con fluidos peligrosos en relación a la localización de una instalación en donde se reducen únicamente las fuerzas; como en altas temperaturas; para tuberías demasiado rígidas debido al diámetro, espesor, configuración, etc.; para uso mínimo de materiales caros para servicios cíclicos; cuando el análisis aproximado indica un sobre-esfuerzo. La mayoría de estos criterios son bastante generales y sujetos a opinión en su significado y forma de aplicación.

Lo anterior se puede resumir como sigue:

Requerimientos de fuerza; peligros de las reacciones; peligros del servicio, economía.

La seguridad absoluta de que la fuerza mínima requerida para un servicio satisfactorio, se logra únicamente a través de un análisis completo, sin embargo para sistemas de tuberías no muy complicados, que consisten primordialmente de tramos rectos no concentrados demasiado cerca de la línea de empuje a los anclajes, se obtiene una precisión variable pero aceptable. Un diseñador puede lograr: Un camino corto aceptable, una idea de sus limitaciones y el rango de precisión para problemas tipo, siempre y cuando tenga un conocimiento adecuado y una experiencia razonable con ambos análisis, el aproximado y el preciso.

Los peligros causados por reacciones excesivas sobre los equipos que se conectan con tuberías son de gran importancia y deben ser evitados.

Se hace notar, que los métodos aproximados no nos dan las reacciones.

U

En muchos de ellos si se pueden calcular, pero sus indicaciones no son muy veraces. En particular, por negar la flexibilidad de los miembros curvos, los valores resultarán anormalmente altos, lo cual es una pobre guía para definir la capacidad que tienen los equipos sensitivos para absorver tales efectos.

Se debe considerar la peligrosidad que presentan algunos fluidos o gases contenidos en las tuberías conforme al tipo de planta, su localización y condiciones de operación (presión, temperatura, etc.). Por ejemplo; una línea que contiene hidrocarburos ligeros a presión moderada y una temperatura cercana a su punto de inflamación se considera que requiere de un análisis completo; una línea que contiene el mismo fluido, a la misma presión pero a una temperatura mucho menor, se considera como un servicio común en una refinería pero podría considerarse como una tubería peligrosa o de servicio crítico en un sistema de generación de gas en una zona poblada.

Definitivamente los servicios cíclicos incrementan los peligros de falla por fatiga ésto hace necesario que se analicen las líneas con este tipo de servicio. Un limite de 7000 ciclos completos durante toda la vida del sistema se considera suficiente para un servicio definido como no cíclicos en el criterio del diseñador moderno.

Para proveer un criterio sustituto simple, para reconocer aquellos sistemas que requieran análisis detallado, se han hecho esfuerzos para establecer reglas simples, que sean capaces de darnos una - - idea aproximada de la flexibilidad relativa del sistema.

Varios intentos para idear un parámetro que exprese los efectos dominantes de una configuración geométrica, han llevado a la selección de una relación entre la longitud desarrollada y la distancia entre anclajes, como índice sencillo y útil para tal propósito.

Esta es la base de la fórmula del código ANSI B31.1, que contiene requerimientos para un exámen mandatorio de la flexibilidad de los sistemas de tubería, para evitar el efectuar un análisis total en líneas que no lo requieran.

Sí cumplen lo siguiente:

$$\frac{DY}{(L - U)}^2 = K \quad (3.1)$$

Donde:

D = Diámetro exterior de la tubería mm (in)

Y = Resultante de la expansión térmica restringida, por absorber por el sistema de tuberías, mm (in).

L = Longitud desarrollada de la tubería entre anclajes, mts. (ft).

U = Distancia entre anclajes (distancia en línea recta entre los anclajes, mts (ft).

K = 208.3 para unidades en el sistema internacional (S.I).

K = 0.03 para unidades en el sistema inglés.

La evaluación 3.1 no evalúa directamente el esfuerzo; sin embargo provee que cuando el lado izquierdo alcanza el valor 208.3, la --

flexibilidad inherente de la tubería se encuentra en un límite - aceptable. por lo tanto, el esfuerzo máximo S_E puede ser calculado con ayuda de la ecuación siguiente:

$$S_E = \frac{0.481 \cdot D \cdot Y}{U^2 (R - 1)^2} S_A \quad (3.2)$$

En donde:

R = Relación entre la longitud total desarrollada (longitud de la trayectoria) por la tubería y la distancia entre anclajes.

S_A = Rango de esfuerzos permisibles.

Está asentado que la ecuación del código no representa más que una regla simple y que para casos de configuraciones desfavorables puede fallar.

Sin embargo es interesante notar que en algunas configuraciones tipo, se llega cerca de los resultados calculados por métodos analíticos generales.

3.2 ANALISIS TERMICO.

Una estructura la cual está sujeta a cambios de temperatura cambiará sus dimensiones físicas si está libre de hacerlo, y si no, será colocada dentro de condiciones de esfuerzo y ejercerá fuerzas y momentos reaccionantes sobre equipos a los que conecta. El problema básico del análisis de flexibilidad en tuberías es el de determinar estos esfuerzos internos y las reacciones ejercidas sobre las boquillas del equipo y decidir si son o no tolerables.

Considerando el caso simple de una configuración en forma de "L" la fig. I muestra tal configuración, la cual debido al cambio de temperatura llega a estar finalmente como en la figura ld., siguiendo la siguiente secuencia.

El sistema es cortado en el punto B, y la temperatura es incrementada de la temperatura inicial a la temperatura final, las pinnas aumentan su longitud las cantidades e_a y e_b .

La fig. lc muestra los efectos de los movimientos de las terminales de el sistema de tuberías, los cuales resultarían de la expansión del equipo mismo. Supóngase que estos movimientos son b_{xa} , $-b_{ya}$, b_{xc} y b_{yc} , todos positivos como se muestra.

Finalmente, las fuerzas F_x y F_y y un momento M_B son aplicados a los extremos libres de estas vigas en cantiliver en tal forma como para restaurar la continuidad, la cual fue perdida cuando el sistema fue cortado en el punto B.

Puede verse que este sistema de fuerzas puede ser tal que cause rotaciones y deflexiones.

$$x = e_a + b_{xa} - b_{xo}$$

$$y = e_b + b_{ya} - b_{yo}$$

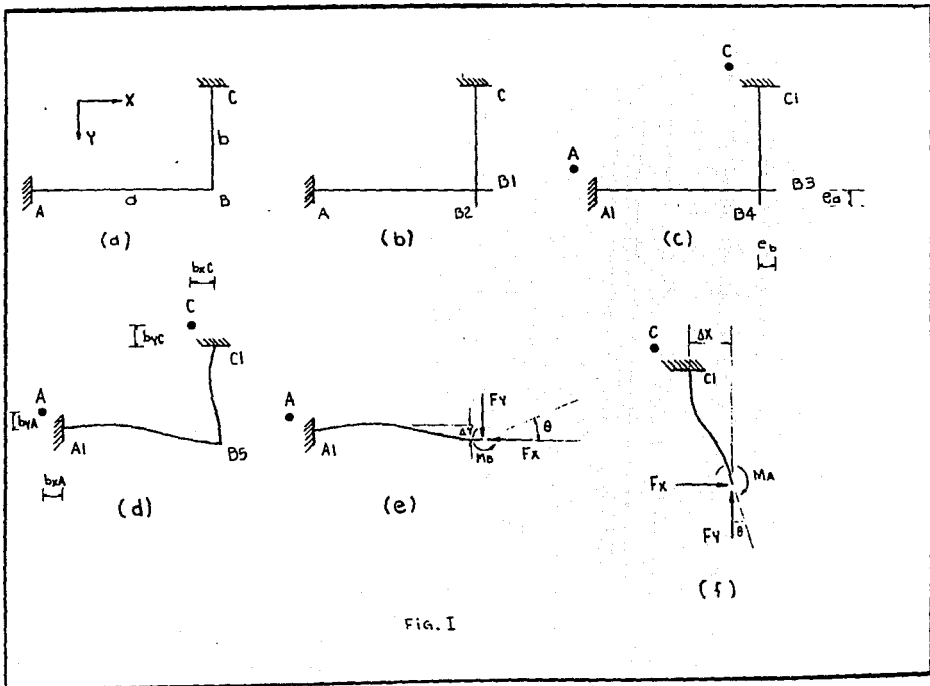


FIG. I

Como puede verse en las figuras 1e, 1f.

Usando la teoría elemental de la viga, las siguientes cuatro ecuaciones son obtenidas:

$$EI \Delta y = \frac{F_y a^3}{3} - \frac{M_B a^2}{2}$$

$$EI \Delta x = \frac{F_x b^3}{3} - \frac{M_B a^2}{2}$$

$$EI \theta = M_B a - \frac{F_y a^2}{2}$$

$$EI \theta = \frac{F_x b^2}{2} - M_B b$$

Estas ecuaciones implican que EI es constante, que las deformaciones axiales y deformaciones cortantes son pequeñas comparadas con la deflexión flexionante y pueden ser resueltas para F_x , F_y y M_B como sigue:

$$F_x = \frac{3EI}{ab(a+b)} \frac{(4ab + a^2)x + 3b^2 \Delta y}{b^2}$$

$$F_y = \frac{3EI}{ab(a+b)} \frac{3a^2 \Delta x + (4ab + b^2) \Delta y}{a^2}$$

$$M_B = \frac{6EI}{ab(a+b)} (a \Delta x + b \Delta y)$$

Y conociendo estos, los momentos en los anclajes pueden ser encontrados por las expresiones:

$$M_A = aF_y - M_B$$

$$M_C = bF_x - M_B$$

Varias cosas deberán ser notadas de este ejemplo:

Primero, es evidente que los resultados son mucho más complicados, aún pensando que este es el caso más simple posible.

Si un codo fuese usado en lugar del ángulo recto indicado, los resultados tendrían que ser mucho más complicados, y deberá ser claro que cualquier intento para encontrar fórmulas en los términos literales anteriores sería un trabajo muy laborioso y complicado.

Segundo, puede ser observado que la primera parte del análisis fue desarrollado para obtener un sistema de ecuaciones representando la relación entre deflexiones, algunas de las cuales (Δx y Δy) fueron conocidas y otra de las cuales (θ) no fue conocida y las fuerzas y momentos F_x , F_y y M_B desconocidas.

La segunda parte del análisis incluye solucionar estas ecuaciones simultáneamente para las incógnitas; en este caso θ no fue determinada, ya que no es de particular interés aún pensando que está involucrada en la teoría.

Finalmente, por el uso de las ecuaciones de la estática, los momentos reaccionantes fueron encontrados en otros puntos de la estructura. Esta secuencia de operaciones es involucrada en cada método de análisis de flexibilidad que intenta hacer determinaciones precisas de flexibilidad de tuberías.

La solución dada anteriormente para un problema elemental fue basado bajo las propiedades de viga en cantiliver y es probablemente la forma más simple para solucionar el problema.

Sin embargo, existe un gran número de otros métodos que se basan esencialmente en esta teoría.

Una lista parcial incluiría los siguientes métodos:

- 1) Método del área de momentos.
- 2) Método del centro elástico.
- 3) Método del menor trabajo.

Los métodos nombrados anteriormente han probado ser muy útiles - en el análisis estructural y cada uno tiene sus ventajas y desventajas. La mayoría de estos métodos fueron empleados originalmente para el análisis de sistemas en un plano y requiere de algunas modificaciones para ser útiles en estructuras en tres planos en los cuales la torsión es de importancia.

Muchos libros han sido escritos sobre el tema. Será bueno citar los tres métodos.

Primero, el Método del Momento de Areas aumentado y perfeccionado para su uso en análisis de flexibilidad por Todd, Gould, Crocker, y Mo Cutchan y retitulado "Método Grafoanalítico" es descrito en las ediciones recientes del "Piping Handbook".

Segundo, el método del centro elástico desarrollado por Spielvogel llegó a ser la base para su libro y es generalmente referido como el "Método de Spielvogel".

Finalmente, el método del menor trabajo es el punto de partida - para el método desarrollado por Wallstrom y descrito en el libro de M.K.Lellog el cual es llamado el "Método General Análítico".

Los métodos de más influencia en flexibilidad en los pasados -- diez años han sido los métodos matriciales y los desarrollados - por computadora.

3.3 ANALISIS POR PESO.

Todo sistema de tuberías deberá ser soportado de tal manera que no falle debido a su propio peso y cargas vivas.

Sistemas de tuberías que operan a temperaturas ambientales o a temperaturas que son ligeramente mayores que las condiciones ambientales pueden ser soportados sin la ayuda de métodos de análisis aproximados o computarizados, pero ésto requiere de estar familiarizado con el sistema de tuberías y su flexibilidad.

Sistemas de tuberías que operan sustancialmente a temperaturas mayores requieren análisis más complicados e incluso análisis computarizados para ayudarse a localizar apropiadamente soportes.

En general un sistema de tuberías deberá ser soportado en tal forma que los desplazamientos verticales en cualquier punto sobre la tubería no exceda 0.1. pulgadas.

Cualquier sistema de tuberías debe ser soportado para que los esfuerzos generados no excedan el criterio permisible y las cargas en boquillas reunan los permisos recomendados por el fabricante .

La localización de soportes se hará a lo largo del sistema tomando en cuenta la disponibilidad de estructuras cercanas para fijar el soporte. El código ANSI B31.1 recomienda la máxima separación entre soportes en la tabla 3.3.1 para diferentes servicios.

Dentro de la selección del tipo de componente a ser usado en los puntos de soportes la preferencia será dada a los soportes rígidos, seguidos por los soportes de resorte.

Un análisis preliminar será hecho para colocar tantos soportes rígidos como sea posible principalmente porque estos son más económicos que los soportes de resorte.

TABLA 3.3.1

ESPACIO SUGERIDO PARA SOPORTES DE TUBERIA

Diámetro Nominal mm	Agua de Servicio m	Vapor, Gas Aire de Serv. m
25	2.1	2.7
50	3.0	4.0
75	3.7	4.6
102	4.3	5.2
152	5.2	6.4
203	5.8	7.3
305	7.0	9.1
406	8.2	10.7
508	9.1	11.9
610	9.8	12.8

3.4 SOPORTES RIGIDOS.

Los soportes rígidos se caracterizan principalmente por restringir el movimiento de la tubería y aliviar esfuerzos debidos a la gravedad.

Sabemos que existen restricciones naturales en los puntos terminales de las tuberías, es decir en las conexiones con equipos - y también debemos conocer que existen restricciones que permiten controlar la posición, esfuerzo ó reacción en los puntos localizados a lo largo de la tubería. Otros aspectos importantes que se deben considerar es que se puede reducir la vibración mecánica, cambiar la frecuencia natural a una amplitud mínima y evitar resonancia. Como podemos apreciar las restricciones bien localizadas y seleccionadas en la trayectoria de la línea pueden disminuir los esfuerzos considerablemente.

A continuación se muestran en la figura (3.2.1.) restricciones - como colgante de varilla a tensión, la cual requiere un elemento auxiliar para poder soportar el peso del tubo; este tipo de soporte restringe únicamente en el sentido vertical a la tubería - y otra característica es que no presenta fricción en ningún punto.

Ancla

Este soporte se caracteriza por restringir el movimiento en todos los sentidos, por esta razón se necesita tener una fijación total al elemento estructural y contar con adecuada resistencia a la carga estática y a la fatiga; (VER FIGURA) (3.2.2.)

Gua

Este soporte se caracteriza principalmente por poder evitar la vibración, rotación y permitir el desplazamiento longitudinal a la tubería.

SOPORTE RIGIDO :
COLGANTE DE VARILLA

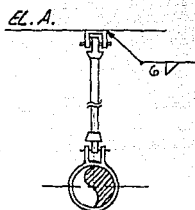


FIG. (3.2.1.)

SOPORTE RIGIDO
ANCLA

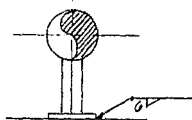


FIG. (3.2.2.)

SOPORTE RIGIDO
GUIA

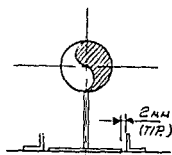


FIG. (3.2.3.)

Generalmente el accesorio guía, es decir el elemento que va soldado a la pared del tubo suele ser ya sea de patín, placa ó muñón éste último del mismo material del tubo figura (3.2.3). Estos soportes deslizantes originan cargas por fricción que a su vez pueden ser disminuidas lubricando las superficies en contacto.

Para las tuberías sin aislamiento se requieren elementos estructurales como ángulos ó simples abrazaderas, que restringen el movimiento lateral y permiten el axial.

Paros ó Topes

Este tipo de soporte consiste generalmente en restringir el desplazamiento axial, es decir, el movimiento longitudinal a la tubería. Al mismo tiempo puede estar guiado y de esta forma se puede confundir con una ancla pero no es así, porque el ancla está soldada al elemento estructural y por lo tanto no permite rotaciones, a diferencia de el paro guiado. VER FIGURA (3.2.4.).

Espaciamiento

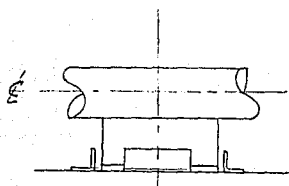
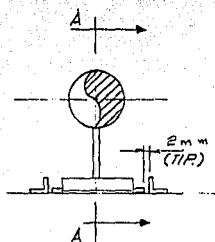
El espaciamiento entre soportes se determina en función del diámetro de la tubería ver tabla (3.3.1). En el caso de las camas de tubería la separación entre traveses es determinada en base a la tubería de diámetro más pequeño, en ocasiones sucede que el espaciamiento entre traveses no puede ser muy reducido y para estos casos lo que se recomienda es apoyar las líneas menores de las líneas de diámetros más grandes.

Los espaciamientos de las líneas horizontales son influenciados por las siguientes necesidades:

1. Mantener los esfuerzos dentro de los límites permitidos.
2. Limitar deflexiones si es necesario por:

SOPORTE RIGIDO

PARO



CORTE A-A

FIG. (3.2.4.)

- a) Apariencia.
- b) Evitar estancamientos por exceso de deflexión.
- c) Evitar interferencias.

El esfuerzo lo podemos conocer mediante la siguiente ecuación:

$$S = 1.2 \frac{W \cdot l^2}{Z} \quad (3.2.7)$$

S = Esfuerzo flexionante máximo (Kg/cm²).

Z = Módulo de sección (cm³).

l = Claro de la tubería entre soportes (mts).

W = Peso unitario de la tubería (Kg/m).

Ecuación para determinar el momento máximo.

$$M = \frac{1}{10} W \cdot l^2$$

$$M = \frac{1}{12} W \cdot l^2 \quad \text{para una viga con ambos extremos fijos.}$$

$$M = \frac{1}{8} W \cdot l^2 \quad \text{para una viga con ambos extremos libres.}$$

El límite máximo del esfuerzo por peso, en sistemas críticos es de ½ Sh.

La ecuación para conocer el valor de la deflexión es:

$$\Delta = 1.7 \frac{W \cdot l^4}{E \cdot I} \quad (3.2.8.)$$

= Deflexión o flecha de la tubería (cm).

I = Momento de inercia (cm⁴)

E = Módulo de elasticidad (Kg/cm²)

W = Peso unitario de la tubería (Kg/m)

3.5 SOPORTES ELASTICOS.

Los soportes elásticos tienen su aplicación en puntos determinados en donde se requiere cargar y al mismo tiempo permitir que la tubería en ese punto específico se desplace verticalmente, este desplazamiento es provocado por la expansión térmica y de no permitirlo intensificaría las fuerzas y momentos que repercutirían en forma drástica en las boquillas de los equipos.

El soporte elástico posee elasticidad propia que es proporcionada por un resorte helicoidal, el cual en la etapa de operación se calibra con el objeto de soportar la carga y permitir el movimiento. En ocasiones la carga es muy grande y se requiere proporcionar dos resortes que permitan el mismo desplazamiento. Normalmente los resortes se usan para cargas altas con movimientos pequeños.

Actualmente existen dos tipos de soporte elástico que se usan a consideración del diseñador, es decir, cuando se tiene un tubo distante de una estructura se utiliza el de tipo SUSPENDIDO. Este tipo de soporte elástico consta de un pivote ó columpio reversible que sirve para cargar y unir a la estructura con el resorte, también permite movimientos en todo sentido excepto verticalmente.

Otro elemento indispensable para el soporte elástico es la varilla, la cual se ajusta en su longitud dependiendo la diferencia de elevaciones. VER EJEMPLOS EN LA FIGURA (3.2.9.)

El otro tipo de soporte elástico se conoce como APOYO o DE PIE. Este soporte es más sencillo en su colocación pero en ocasiones se complica debido a que se emplea estructura auxiliar para su instalación. También tiene la facilidad de colocarse casi directamente de la estructura al tubo y no necesitamos de gran espacio para hacerlo.

Los soportes elásticos o también conocidos como resortes de carga variable. Se caracterizan principalmente por la variabilidad de la carga, que es la diferencia en la capacidad de soportamiento entre las condiciones de operación y paro de la planta. La variación de un soporte de resorte se puede calcular de la siguiente manera:

$$P_{vc} = \frac{K \Delta}{W_{op}} \quad (\%) \quad (3.2.10).$$

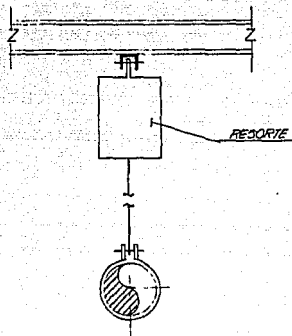
P_{vc} = Porcentaje de variación de carga.

K = Constante del resorte.

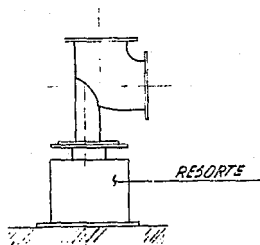
W_{op} = Carga en caliente.

Con esta fórmula se calcula el P_{vc} para un resorte específico - el cual no debe ser superior al 25% para tubería de baja presión y 8% para tubería de alta presión.

COLGANTE PROTEGIDO



APOYO DE CODO



CAPITULO IV

APLICACION DE UN PROBLEMA REAL

4.1 EJEMPLO DE APLICACION.

Con el objeto de ilustrar la teoría vista en los anteriores capítulos a continuación efectuaremos el análisis de flexibilidad de un sistema de tuberías.

El siguiente sistema de tuberías fue tomado del proyecto de la Central Termoeléctrica Valladolid ubicada en el estado de Yucatán y corresponde al sistema de extracciones de vapor de la tubería.

El punto de localización de las extracciones de la turbina se ha hecho compatible a los requerimientos de los calentadores del agua de alimentación a la caldera.

Las extracciones de baja presión son destinadas para principiar el calentamiento del agua de alimentación, mientras que las extracciones de alta presión son para la última fase de calentamiento de dicha agua. Las condiciones de presión y temperatura de las extracciones son optimizadas, de tal forma que el intercambio de calor en los calentadores de agua de alimentación finlice siempre en la condensación del vapor.

El objeto de todas las extracciones y de los calentadores es el de mejorar la eficiencia general del ciclo termodinámico de la planta. De esta forma repartiendo la energía (vapor) proveniente del generador del vapor, entre la turbina y el agua de alimentación, se obtiene mayor potencia en las terminales del generador eléctrico, habiendo inyectado menos cantidad de combustible en el genrador de vapor.

El ejemplo de aplicación se desarrollará en tres pasos:

- a) Corrida térmica libre. La cual nos indicará si la línea es flexible por sí sola (Fig. 4.1.1).
- b) Corrida térmica restringida y peso. Se soporta por peso muerto el sistema de tuberías, lo que lleva como ya lo dijimos anteriormente a que la línea sufra restricciones al libre desplazamiento térmico con el consiguiente sobreesfuerzo en la tubería y/o sobrecarga en las boquillas de los equipos. (Fig. 4.1.2).
- c) Corrida térmica restringida y peso. En la cual se relocalizarán soportes ó se cambiará el tipo de soporte con el objeto de que los esfuerzos y cargas se encuentren dentro de los límites permisibles. (Fig. 4.1.3).

El análisis se efectuará por medio de una corrida por computado la cual desarrolla el programa ALD PIPE.

"Pipestress" es un programa desarrollado por la Cía. Ebasco Corporation para los propósitos de análisis de esfuerzos en los sistemas de tuberías en plantas de energía (termoeléctricas, nucleoeeléctricas).

El programa considera cualquier sistema de tuberías como una estructura tridimensional en el espacio, y usa la teoría de la viga para calcular fuerzas, momentos y esfuerzos. Bajo esta consideración el programa es similar a cualquier programa computarizado de análisis estructural de un elemento finito.

Los elementos considerados por el programa son: elementos rectos, elementos curvos, elementos rígidos y cualquier elemento cuyas propiedades estructurales puedan ser descritas por una matriz de flexibilidad ó matriz de rigidez.

El programa da como resultados desplazamientos, rotaciones, fuerzas, momentos, cargas en soportes, en boquillas y anclajes.

También es capaz de evaluar esfuerzos y compararlos con los esfuerzos permisibles como se indica en el código ANSI-B31.1.

El método de los desplazamientos ó rigideces es fundamentalmente un análisis estructural, el cual se ha planteado matricialmente, con el objeto de hacerlo más sistemático y facilitar su programación por computadora.

La relación entre fuerzas y desplazamientos para sistemas linealmente elásticos, es lineal y al considerar vectores de fuerzas y desplazamientos resulta:

$$[P] = [K] [d] ; [K] = \text{Matriz de rigidez.}$$

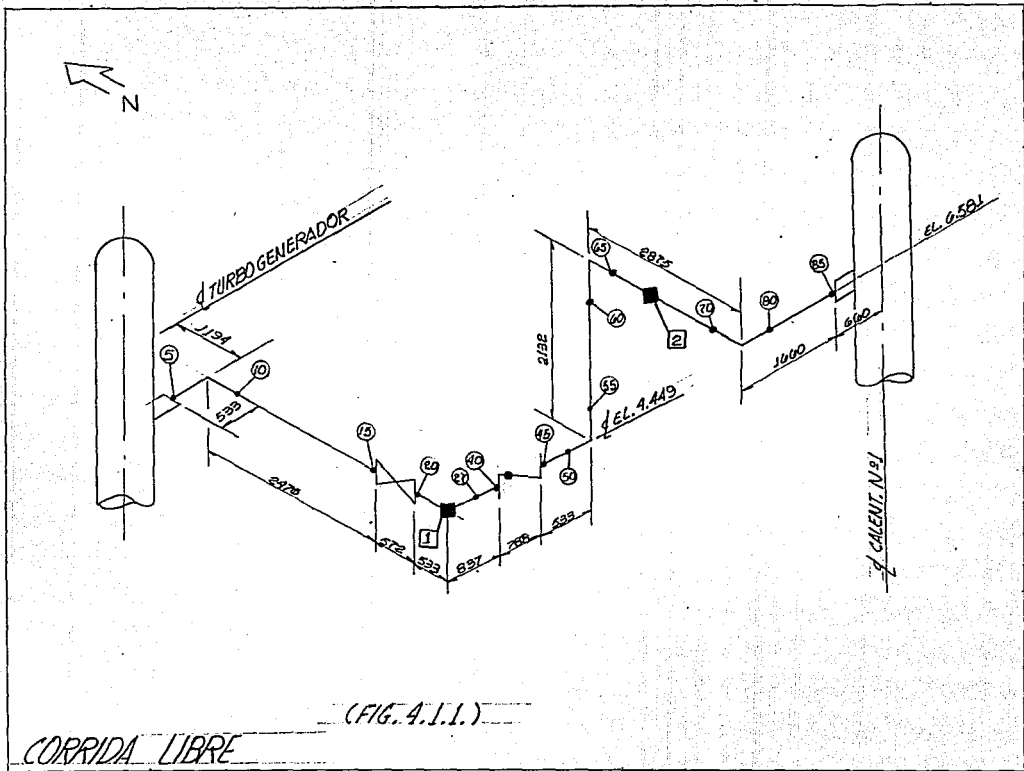
De aquí se determina "d" con los cuales pueden calcularse las fuerzas internas ó elementos mecánicos en cada barra, a partir de su relación fuerzas-desplazamientos.

El acoplamiento o ensamble de los "Elementos Finitos" que forman la estructura, se realiza a través de condiciones de equilibrio y compatibilidad.

Una explicación detallada de la teoría de matriz de rigidez esta más allá del objetivo de este trabajo.

DATOS DEL SISTEMA DE TUBERIAS

SISTEMA	VAPOR DE EXTRACCION	
N° DE LINEA	604-350-GB1	
FLUIDO	VAPOR DE AGUA	
PRESION	-024 KPA X 10 ²	
TEMPERATURA	92.5°C	
MATERIAL	A-106 GR "B" S/COST.	
MODULO DE ELASTICIDAD	27.699 X 10 ⁶ PSI	191.0 KPa
COEFICIENTE DE DILATACION	6.381 IN/IN°F	
ESFUERZO PERMISIBLE	22 500 PSI	1581.9 Kg/cm ²
AISLAMIENTO	SILICATO DE CALCIO	
TUBERIA β	350 MM	(14")
PESO DE LA TUBERIA	1223.9 KG	(2692.6 Lb)
PESO DEL FLUIDO	1251.9 KG	(2759 Lb)
PESO DEL AISLAMIENTO	122.20 KG	(269.4 Lb)
PESO TOTAL	2598 KG	(5720.4 Lb)



PAGE 1

COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD ANALISIS DE LOS FUERZOS EN TURBINAS
 LINEA DE VAPOR PRINCIPAL (EXTRACCION NO.1)

NOTE	n	o	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
			LINEA 604-350-GRIPOR	FRANCISCO JAVIER				
THERMAL	0	0	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
B31	1	0	14.5000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
MATERIAL	0	0	22599.0000	27.0000	.0000	6.0000	3.0000	.0000
AVC	3	3	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
PES	9	0	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
NIS	0	0	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
JUN	0	70	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
JUN	0	70	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
RES	0	70	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
AVC	0	85	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
RES	0	85	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
NIS	0	85	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
SEC	0	0	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
PIP	3	33	14.0000	.3750	27.6000	6.3000	130.4000	50.0000
QUN	0	5	.0000	.0000	-1.7000	.0000	.0000	.0000
ELB	5	10	.0000	.0000	.0000	21.0000	.0000	.0000
QUN	10	15	6.1200	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
VAL	15	70	1.9770	.0000	.0000	14.0000	.5620	1368.0000
RUN	20	25	1.7510	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
ELB	25	27	.0000	.0000	.0000	21.0000	.0000	.0000
RUN	27	70	.0000	.0000	-1.7510	.0000	.0000	.0000
SEC	0	0	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
PIPF	70	70	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
QUN	30	40	.0000	.0000	-1.9950	.0000	.0000	.0000
VAL	40	45	.0000	.0000	-2.5050	14.0000	.5620	1379.0000
RUN	45	50	.0000	.0000	-1.7510	.0000	.0000	.0000

PAGE 1

 COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD ANALISIS DE LÍNEAS EN TUBERIAS
 LINEA DE VAPOR PRINCIPAL EXTRACCION NO.1

ELB	53	55	.0000	.0000	.0000	71.0000	.0000	.0000
RUN	55	60	.0000	6.9950	.0000	.0000	.0000	.0000
FLB	60	65	.0000	.0000	.0000	21.0000	.0000	.0000
RUN	65	70	6.4830	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
SEC	0	0	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
PIB	70	85	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
RUN	70	75	2.9530	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
ELB	75	80	.0000	.0000	.0000	71.0000	.0000	.0000
RUN	80	85	.0000	.0000	5.4460	.0000	.0000	.0000
END	0	0	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000

PAGE 5

COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD ANALISIS DE CARGAS EN TUBERIAS
LINEA DE VAPOR PRINCIPAL EXTRACCION HN

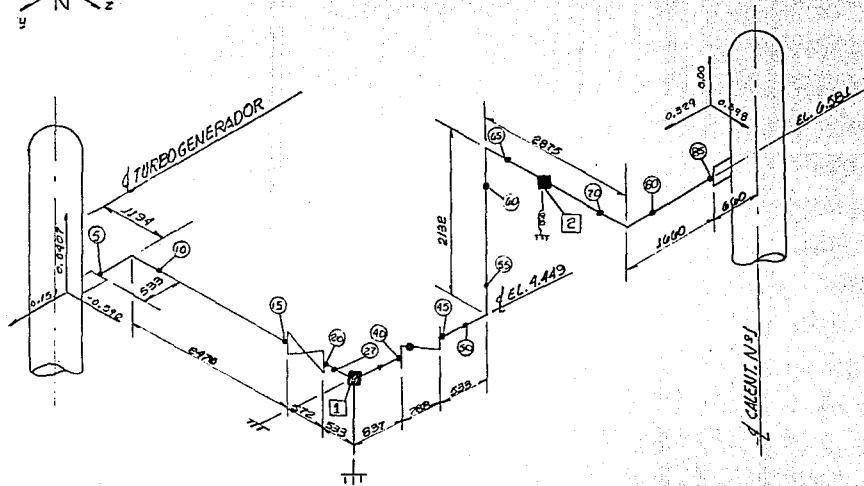
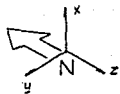
SC	N	SEQ	POS	LOADS THERMAL PRESSURE FX (LP)	14.5										
					FY (LB)	FZ (LP)	FX (IN-LB)	FY (IN-LB)	FZ (IN-LB)	FY (IN)	FZ (IN)	FY (IN)	FZ (IN)	FY (IN)	FZ (IN)
1	1	0	REG	1681.	607.	-835.	3947.	70136.	12611.	.241	.15	-.06	.0702	-.3100	.3333
1	1	5	FND	-1681.	-607.	835.	-3954.	-70046.	-12613.	-.041	-.15	-.06	-.0702	-.0600	-.0333
1	2	10	FND	-1681.	-607.	835.	-16698.	-17250.	130.	-.045	-.15	-.06	-.0701	-.3311	-.3333
1	3	15	FND	-1681.	-607.	835.	-16698.	46553.	46545.	.108	.16	.04	-.0003	-.0012	.0007
1	4	20	DIS	0.	0.	-0.	0.	-0.	-0.	-.177	.16	.07	-.0003	-.3311	-.3333
1	4	20	FND	-1681.	-607.	835.	-16698.	65393.	60214.	.177	.16	.07	-.0701	-.0711	-.3333
1	5	25	FND	-1681.	-607.	835.	-16698.	65403.	60221.	-.177	.16	.07	-.0001	-.0611	.0003
1	6	27	FND	-1681.	-607.	835.	-3954.	47623.	72964.	.179	.18	.06	.0301	.3309	.3333
1	7	30	END	-1681.	-607.	835.	-3947.	47403.	72964.	.179	.18	.06	.0301	.0009	-.0013
2	1	30	BEG	1681.	607.	-835.	3947.	-47603.	-72964.	.179	.18	.06	.0701	.3339	-.3311
2	1	40	END	-1681.	-607.	835.	3299.	27527.	72964.	-.176	.16	.05	-.0301	.0009	-.3311
2	2	45	DIS	0.	0.	-0.	-0.	0.	-0.	.098	.18	.02	.0001	.0009	-.0016
2	2	45	FND	-1681.	-607.	835.	22122.	-24628.	72964.	-.098	.16	.02	.0701	.3309	-.3316
2	3	50	END	-1681.	-607.	835.	22130.	-24648.	72964.	-.098	.16	.02	.0001	.0609	-.0016
2	4	55	END	-1681.	-607.	835.	17345.	-59957.	37656.	-.042	.21	.02	.0009	.3307	-.3327
2	5	60	END	-1681.	-607.	835.	-17661.	-59957.	-32860.	-.051	.24	.05	-.0309	.0004	-.3322
2	6	65	FND	-1681.	-607.	835.	-75189.	-42428.	-55424.	-.070	.29	.07	.0009	-.0002	-.0306
2	7	70	FND	-1681.	-607.	835.	-75189.	4978.	-20059.	-.072	.31	.09	.0005	-.3333	-.3334
3	1	70	BEG	1681.	607.	-835.	35189.	-4978.	20959.	-.072	.31	.09	.0006	-.0003	.0004
3	1	75	END	-1681.	-607.	835.	-35189.	16997.	-12221.	-.071	.32	.09	.0006	-.3333	-.3334
3	2	80	END	-1681.	-607.	835.	-22446.	-783.	523.	.006	.33	.08	.0703	-.0002	-.3333
3	3	85	FND	-1681.	-607.	835.	4468.	-75354.	523.	.000	.33	.04	.0009	.0000	-.0000

PAGE 6		COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD			ANALISIS DE LEFUMOS EN TUBERIAS							
NET PT SEQ		LINEA DE VAPOR PRINCIPAL EXTRACCION NO										
		NETWORK POINT REACTIONS AND DEFLECTIONS										
FY	FY	FZ	FX	FY	FZ	Rx	Ry	Rz	D7	DY	DZ	R7
(LA)	(LB)	(LB)	(IN-LB)	(IN-LB)	(IN-LB)	(IN)	(IN)	(IN)	(RAD)	(RAD)	(RAD)	(RAD)
1	0	1681.	607.	-835.	3947.	70106.	12613.	.041	.151	-.059	.0000	.0000
2	30	-0.	0.	-0.	0.	-0.	.132	.177	.357	.0001	.0000	.0013
3	70	0.	-0.	-0.	-0.	0.	-0.	-.022	.313	-.047	.0006	.0001
4	85	-1641.	-607.	835.	4468.	-75354.	523.	.003	.379	.040	.0000	.0003

COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD ANALISIS DE ESFUERZOS EN TUBERIAS
 LINEA DE VAPOR PRINCIPAL EXTRACCION NO

ANSI B31.1 PESIMEN DE ESFUERZOS

SEC	M	SEC	POS	TIPO	TUOPSION	FLXION	CONTRIN.	PREISION
1	1	0	BEG	RU	-118.4	1314.6	1339.7	124.4
		5	END	RU	-118.4	1314.2	1339.3	124.4
1	7	5	BFG	FL	-114.4	3870.9	3878.1	124.4
		10	END	FL	-156.8	951.2	1001.6	124.4
1	3	10	BFG	RU	-156.8	323.9	450.4	124.4
		15	END	RU	-156.8	1236.7	1275.9	124.4
1	4	15	BEG	RU	-104.8	854.4	885.8	79.4
		20	END	RU	-138.8	1159.0	1179.2	79.4
1	5	20	BFG	RU	-156.4	1669.3	1694.5	124.4
		25	END	RU	-156.4	1669.5	1694.7	124.4
1	5	25	BFG	EL	-156.4	4902.4	4912.5	124.4
		27	END	EL	-685.1	2635.1	2970.0	124.4
1	7	27	BEG	RU	-685.1	897.4	1637.9	124.4
		30	END	RJ	-685.1	897.0	1637.7	124.4
2	1	30	BFG	RU	-685.1	897.0	1637.7	124.4
		40	END	RU	-685.1	520.6	1465.8	124.4
2	2	40	BFG	RU	-475.6	361.4	1017.6	79.4
		45	END	RU	-475.6	431.6	1044.6	79.4
2	3	45	BEG	RU	-685.1	621.7	1504.6	124.4
		50	END	RU	-685.1	622.0	1604.8	124.4
2	4	50	BEG	EL	-685.1	1826.6	2243.4	124.4
		55	END	EL	-563.0	2286.1	2548.4	124.4
2	5	55	BEG	RU	-563.0	778.4	1368.9	124.4
		60	END	RU	-563.0	700.4	1326.1	124.4
2	6	60	BEG	FL	-563.0	2057.1	2345.1	124.4
		65	END	FL	-330.4	3646.9	3995.3	124.4
2	7	65	BFG	RU	-330.4	1310.4	1467.9	124.4
		70	END	RU	-330.4	404.5	774.8	124.4



CORRIDA TERMICA

(FIG. 4.1.2.)

PAGE 1

 COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD ANALISIS DE EFICIENCIAS EN TUREPIAS
 LINEA DE VAPOR PRINCIPAL EXTRACCION NO-1

NOTE	0	0	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
			LÍNEA 604-357-681PDR	FRANCISCO JAVIER.				
THERMAL	0	0	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
PSI	1	0	14.5000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
MATERIAL	0	0	22500.0000	27.9000	.3700	6.0700	3.0000	.6300
ANC	0	0	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
RES	0	0	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
DIS	0	0	.0000	.1510	-.0590	.0000	.0000	.0000
JUN	0	70	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
RES	0	30	.0000	1.0000	1.0000	.0000	.0000	.0000
JUN	0	70	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
RES	0	70	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
ANC	0	85	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
RES	0	45	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
DIS	0	45	.0000	.3290	.0000	.0000	.0000	.0000
SEC	0	0	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
PIP	0	30	14.0000	.3750	27.6990	6.3810	130.4000	5.4600
RUN	0	5	.0000	.0000	-1.7490	.0000	.0000	.0000
FLR	5	10	.0000	.0000	.0000	21.0000	.0000	.0000
RUN	10	15	8.1240	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
VAL	15	20	1.8770	.0000	.0000	14.0000	.5624	1066.4000
RUN	20	25	1.7510	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
FLB	25	27	.0000	.0000	.0000	21.0000	.0000	.0000
RUN	27	30	.0000	.0000	-1.7490	.0000	.0000	.0000
SEC	0	0	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
PIPE	30	70	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
RUN	30	40	.0000	.0000	-.9050	.0000	.0000	.0000
VAL	40	45	.0000	.0000	-7.5450	14.0000	.5624	1079.4000

PAGE 1

COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD ANALISIS DE EFICIENCIAS EN TURBINAS
 LINEA DE VAPOR PRINCIPAL EXTRACCION NO.1

PUN	45	50	.0000	.0000	-1.7510	.0000	.0000	.0000
FLR	50	55	.0000	.0000	.0000	21.0000	.0000	.0000
PUN	55	60	.0000	6.9990	.0000	.0000	.0000	.0000
FLR	60	65	.0000	.0000	.0000	21.0000	.0000	.0000
PUN	65	70	6.4830	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
SEC	0	0	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
PIE	70	85	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
PUN	70	75	2.9500	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
FLR	75	80	.0000	.0000	.0000	21.0000	.0000	.0000
PUN	80	85	.0000	.0000	-5.4460	.0000	.0000	.0000
END	0	0	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000

PAGE 5

COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD ANALISIS DE EFUERZOS EN TUBERIAS
LINEA DE VAPOR PRINCIPAL EXTRACCION NO

SC	M	SEO	PDS	LOADS THERMAL PRESSURE FX (LR)	14-5			WY (IN-LR)	WY (IN-LR)	WZ (IN-LR)	DY (IN)	DY (IN)	DZ (IN)	RX (RAD)	RY (RAD)	RZ (RAD)
					FY (LR)	FZ (LR)	WY									
1	1	0	REG	1675.	1414.	-681.	-17468.	55614.	92554.	.041	.15	-.06	.0000	.0000	-.0700	
1	1	5	END	-1675.	-1414.	681.	17451.	-55794.	-92554.	.041	.15	-.06	.0000	.0000	-.0700	
1	2	10	FND	-1675.	-1414.	681.	-12250.	-6304.	-67452.	.048	.13	-.06	.0004	.0009	-.0713	
1	3	15	END	-1675.	-1414.	681.	-12250.	45799.	45329.	.111	.02	.00	.0006	.0007	-.0714	
1	4	20	DIS	0.	0.	-0.	0.	-0.	-0.	.173	-.01	.02	.0006	.0006	-.0613	
1	4	20	END	-1675.	-1414.	681.	-12250.	61142.	77186.	.170	-.01	.02	.0006	.0006	-.0613	
1	5	25	END	-1675.	-1414.	681.	-12250.	61150.	77203.	.170	-.01	.02	.0005	.0006	-.0713	
1	6	27	END	-1675.	-1414.	681.	17451.	40271.	106904.	.154	-.00	.00	.0014	.0011	.0003	
1	7	30	FND	-1675.	-1414.	681.	17468.	40251.	106904.	.176	-.00	-.00	.0015	.0011	.0703	
2	1	30	REG	1675.	39.	-822.	-17468.	-40251.	-106904.	.176	.00	.00	.0015	.0011	.0003	
2	1	40	END	-1675.	-39.	822.	17934.	20246.	106904.	.172	.02	-.01	.0015	.0012	.0004	
2	2	45	DIS	0.	0.	-0.	-0.	0.	-0.	.045	.07	-.04	.0015	.0012	.0007	
2	2	45	FND	-1675.	-39.	822.	19145.	-31727.	106904.	.045	.07	-.04	.0016	.0012	.0007	
2	3	50	END	-1675.	-39.	822.	19145.	-31747.	106904.	.045	.07	-.04	.0016	.0012	.0007	
2	4	55	END	-1675.	-39.	822.	2705.	-66932.	71720.	.036	.12	-.01	.0020	.0011	.0014	
2	5	60	END	-1675.	-39.	822.	-31766.	-66932.	1451.	-.045	.16	.07	.0019	.0008	.0020	
2	6	65	FND	-1675.	-39.	822.	-49026.	-49672.	-32914.	-.046	.21	.10	.0015	.0001	.0013	
2	7	70	END	-1675.	-39.	822.	-49026.	-2991.	-30697.	-.019	.28	.10	.0014	-.0000	.0711	
3	1	70	REG	1675.	39.	-822.	49026.	2991.	30697.	-.019	.28	.10	.0014	.0000	.0011	
3	1	75	FND	-1675.	-39.	822.	-49026.	8444.	-30130.	-.007	.29	.10	.0013	-.0000	.0011	
3	2	80	END	-1675.	-39.	822.	-88206.	-9080.	-29316.	.006	.32	.08	.0007	.0002	.0007	
3	3	85	FND	-1675.	-39.	822.	-46476.	-93190.	-29316.	.000	.33	.04	.0000	-.0000	-.0000	

NET PT	SEO	COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD ANALISIS DE ESFUERZOS EN TUBERIAS LINEA DE VAPOR PRINCIPAL EXTRACCION NO. 1											
		F1 (LB)	F2 (LB)	F3 (LB)	M1 (IN-LB)	M2 (IN-LB)	M3 (IN-LB)	M4 (IN)	M5 (IN)	M6 (IN)	M7 (IN)	M8 (RAD)	M9 (RAD)
1	0	1675.	1414.	-681.	-17408.	5814.	92554.	.041	.151	-.050	.0000	.0000	.0000
2	30	0.	-1375.	-141.	0.	0.	0.	.136	.000	.000	.0015	.0011	.0003
3	70	0.	0.	0.	0.	0.	0.	-.019	.278	.076	.0014	-.0000	.0011
4	65	-1675.	-39.	822.	-46476.	-43390.	-29316.	.000	.329	.040	.0000	-.0000	-.0000

PAGE 7

COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD ANALISIS DE EFUEZNOS EN TUPERIAS
LINEA DE VAPOR PRINCIPAL FUNDACION NO

ANSI R31.1 RESUMEN DE EFUEZNOS

SEC	M	SEC	POS	TIPU	TORSION	FLEXION	COMBIN.	PRESION
1	1	0	BEG	RU	-869.0	1098.7	2066.0	124.6
		5	END	RU	-869.0	1097.8	2055.7	124.6
1	2	5	BEG	EL	-869.0	3223.6	3662.3	124.6
		10	END	EL	-115.0	3483.7	3490.8	124.6
1	3	10	BEG	RU	-115.0	1186.7	1208.3	124.6
		15	END	RU	-115.0	1210.1	1231.7	124.6
1	4	15	BEG	RU	-79.9	840.1	855.2	79.6
		20	END	RU	-79.9	1283.8	1293.7	79.6
1	5	20	BEG	RU	-115.0	1649.1	1863.4	124.6
		25	END	RU	-115.0	1849.5	1863.7	124.6
1	6	25	BEG	FL	-115.0	5430.4	5435.7	124.6
		27	END	EL	-1003.4	2420.2	3144.4	124.6
1	7	27	BEG	RU	-1003.4	824.2	2170.1	124.6
		30	END	RU	-1003.4	824.0	2170.1	124.6
2	1	30	BEG	RU	-1003.4	824.0	2170.1	124.6
		40	END	RU	-1003.4	507.9	2070.8	124.6
2	2	40	BEG	RU	-696.9	352.6	1437.7	79.6
		45	END	RU	-696.9	483.1	1475.1	79.6
2	3	45	BEG	RU	-1003.4	695.9	2124.7	124.6
		50	END	RU	-1003.4	696.7	2124.8	124.6
2	4	50	BEG	EL	-1003.4	2044.3	2865.2	124.6
		55	END	EL	-628.4	3957.6	4152.4	124.6
2	5	55	BEG	RU	-628.4	1347.4	1842.9	124.6
		60	END	RU	-628.4	597.1	1391.5	124.6
2	6	60	BEG	EL	-628.4	1753.5	2157.4	124.6
		65	END	FL	-440.3	3285.4	3412.3	124.6
2	7	65	BEG	RU	-440.3	1119.0	1449.0	124.6
		70	END	RU	-440.3	579.2	1087.7	124.6

PAGE 8

COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD ANALISIS DE ESFUERZOS EN TUBERIAS
LINEA DE VAPOR PRINCIPAL EXTRACCION H0

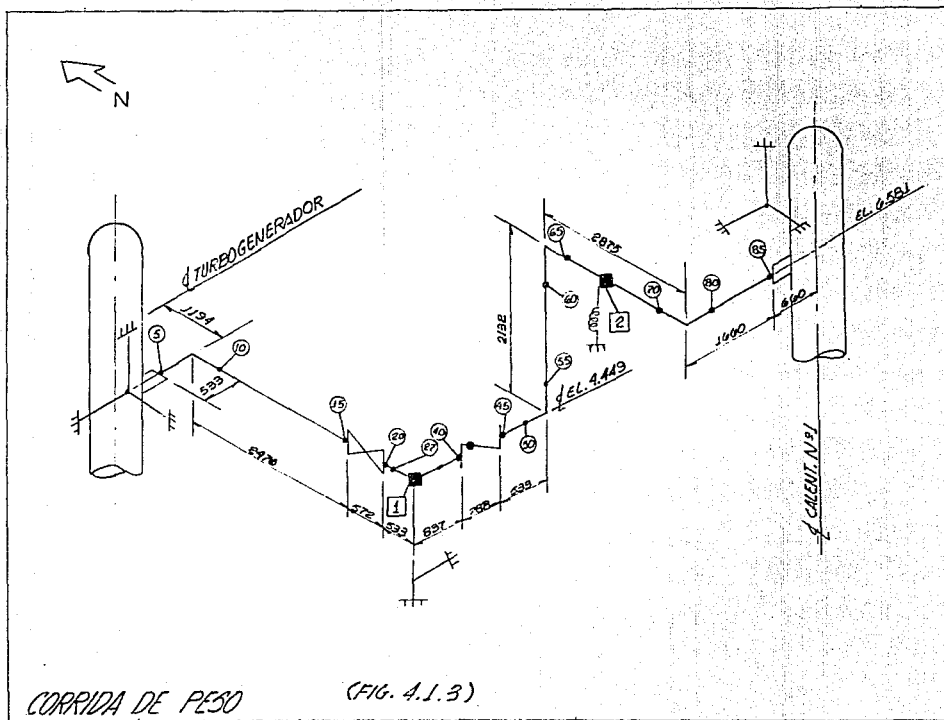
ANSI 931.1 RESUMEN DE ESFUERZOS

SEC M	SEC POS	TIPU	TORSION	FLXION	COMPIN.	PRESSION
3	1	70 BEG PU	-460.3	579.7	1087.7	124.6
		75 END RU	-460.3	569.9	1093.4	124.6
3	2	75 BEG EL	-460.3	1731.8	1961.3	124.6
		80 END EL	275.3	2705.0	2760.4	124.6
3	3	90 BEG PU	275.3	921.2	1073.1	124.6
		95 END RU	275.3	1792.8	1875.4	124.6

FIN DE DATOS = 1

DELIMITEN ENCOUNTERED. *** PROCESSING TERMINATED.

END OF RUN.
082.4



PAGE 1

COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD ANALISIS DE ESFUERZOS EN TUBERIAS
 LINEAS DE VAPOR PRINCIPAL EXTRACCION NO.1

NOTE	0	7	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
			ITNLA 400-350-601277	FRANCISCO JAVIER.				
DEAD LOAD	0	0	0.000	-1.0000	0.000	0.000	0.000	0.000
WIND	1	0	14.5000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
MATERIAL	0	0	22500.0000	27.9000	3.000	6.0700	3.0000	0.0000
AIRC	0	0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
RES	2	2	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
JUN	0	0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
PES	0	77	0.000	1.0000	1.0000	0.000	0.000	0.000
JUN	0	70	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
PES	0	70	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
AIRC	7	85	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
RES	0	85	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
SEC	0	0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
PIP	3	10	14.0000	0.3750	27.6990	6.3310	130.4000	5.0000
JUN	0	5	0.000	0.000	-1.7490	0.000	0.000	0.000
ELR	5	10	0.000	0.000	0.000	21.0000	0.000	0.000
JUN	13	15	5.1240	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
VAL	14	70	1.8770	0.000	0.000	14.0000	5625	1066.0000
JUN	20	24	1.7510	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
ELR	25	27	0.000	0.000	0.000	21.0000	0.000	0.000
JUN	27	70	0.000	0.000	-1.7510	0.000	0.000	0.000
SEC	0	3	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
PIPE	30	70	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
JUN	30	40	0.000	0.000	-0.9850	0.000	0.000	0.000
VAL	40	44	0.000	0.000	-2.5850	14.0000	5625	1079.0000
JUN	45	50	0.000	0.000	-1.7510	0.000	0.000	0.000
ELR	53	55	0.000	0.000	0.000	21.0000	0.000	0.000

PAGE 1

COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD ANALISIS DE LÍNEAS EN TUBERIAS
 LINEA DE VAPOR PRINCIPAL EXTRACCION NO.1

PUN	55	40	.0000	6.9950	.0000	.0000	.0000	.0000
ELB	60	65	.0000	.0000	.0000	21.0000	.0000	.0000
PUN	65	70	6.4830	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
SEC	0	0	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
PIP	70	85	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
PUN	70	75	2.9500	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
ELB	75	80	.0000	.0000	.0000	21.0000	.0000	.0000
PUN	80	85	.0000	.0000	-5.4460	.0000	.0000	.0000
EXN	0	0	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000

PAGE 5

COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD ANALISIS DE ESFUERZOS EN SUPERFICIES
LINEA DE VAPOR PRINCIPAL EXTRACTION NO

SC	M	SEQ	POS	LOADS											
				HEADWEIGHT PRESSURE											
				10.5											
				FX (LR)	FY (LR)	FZ (LR)	HX (IN-LB)	HY (IN-LR)	HZ (IN-LB)	HX (IN)	HY (IN)	HZ (IN)	FX (RAD)	FY (RAD)	FZ (RAD)
1	1	0	REG	-105.	707.	61.	9913.	-2672.	15321.	.000	.00	.00	.0000	.0000	.0000
1	1	5	END	105.	-707.	-61.	-9921.	2671.	-15321.	.000	-.00	-.00	-.0000	-.0000	-.0000
1	2	10	END	105.	-540.	-61.	-23484.	-807.	-2716.	.000	.00	.00	-.0000	-.0000	-.0000
1	3	15	END	105.	-153.	-61.	-23484.	-5428.	23756.	.000	.01	.00	-.0000	-.0000	-.0000
1	4	20	DIS	0.	-1068.	0.	0.	0.	0.	.000	.01	-.00	-.0000	-.0000	-.0000
1	4	20	END	105.	1029.	-61.	-23484.	-6802.	25910.	.000	.01	-.00	-.0000	-.0000	-.0000
1	5	25	END	105.	1029.	-61.	-23484.	-6802.	25897.	.000	.01	-.00	-.0000	-.0000	-.0000
1	6	27	END	105.	1196.	-61.	-47334.	-5867.	3005.	.000	.00	.00	-.0000	-.0000	-.0000
1	7	30	END	105.	1196.	-61.	-47349.	-5866.	3005.	.000	.00	.00	-.0000	-.0000	-.0000
2	1	30	REG	-105.	1616.	-60.	47349.	5866.	-3005.	.000	.00	.00	-.0000	-.0000	-.0000
2	1	40	END	105.	-1555.	60.	-28416.	-4611.	3005.	.000	-.01	.00	-.0000	-.0000	-.0000
2	2	45	DIS	0.	-1079.	0.	0.	0.	0.	.013	-.05	.00	-.0000	-.0000	-.0000
2	2	45	END	105.	-320.	60.	17400.	-1352.	3005.	.013	-.05	.00	-.0000	-.0000	-.0000
2	3	50	END	105.	-319.	60.	17404.	-1351.	3005.	.013	-.05	.00	-.0000	-.0000	-.0000
2	4	55	END	105.	-153.	60.	21581.	856.	5712.	.014	-.06	-.01	-.0000	-.0000	-.0000
2	5	60	END	105.	60.	60.	19069.	856.	9618.	.004	-.06	-.03	-.0000	-.0000	-.0000
2	6	65	END	105.	227.	60.	17811.	2114.	8340.	-.005	-.05	-.03	-.0000	-.0000	-.0000
2	7	70	END	105.	514.	60.	17811.	5515.	-12691.	-.005	-.02	-.01	-.0000	-.0000	-.0000
3	1	70	REG	-105.	-514.	-60.	-17811.	-5516.	12691.	-.005	-.02	-.01	-.0000	-.0000	-.0000
3	1	75	END	105.	587.	60.	17811.	6778.	-20617.	-.005	-.01	-.00	-.0000	-.0000	-.0000
3	2	80	END	105.	754.	60.	3256.	9843.	-34214.	-.001	-.00	-.00	-.0000	-.0000	-.0000
3	3	85	END	105.	978.	60.	-75152.	14503.	-34214.	-.000	.00	-.00	-.0000	-.0000	-.0000

PAGE 6

 COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD ANALISIS DE DEFUERZOS EN TUBERIAS
 LINEA DE VAPOR PRINCIPAL EXTRACCION NO
 #1400A POINT REACTIONS AND DEFLECTIONS

NET	PT	SEQ	FX (LB)	FY (LB)	FZ (LB)	RX (IN-LB)	RY (IN-LB)	RZ (IN-LB)	UX (IN)	UY (IN)	UZ (IN)	UX (RAD)	UY (RAD)	RZ (RAD)
1	0		105.	707.	61.	9913.	-2672.	15321.	.003	.000	.000	.0000	.0000	.0000
2	30		-0.	2812.	-120.	0.	-0.	-0.	.004	.000	.000	-.0010	-.0002	.0072
3	70		0.	-0.	-0.	-0.	-0.	-0.	.005	-.070	-.009	.0001	-.0003	.0006
4	85		105.	978.	60.	-35152.	14503.	-34214.	-.003	.000	-.000	.0000	.0003	.0023

PAGE 7

 COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD ANALISIS DE ESFUERZOS EN TUBERIAS
 LINEA DE VAPOR PRINCIPAL EXTRACCION NO

ANSI B31-1 RESUMEN DE ESFUERZOS

SEC N	SEC POS	TIPO	TOPSION	FLXION	COMBIN.	PRESSION
1	1	0 BEG RU	-143.9	192.8	346.3	124.4
		5 END RU	-143.9	192.9	346.4	124.4
1	2	5 BEG EL	-143.9	566.6	635.4	124.4
		10 END EL	-220.5	156.2	467.9	124.4
1	3	10 BEG RJ	-220.5	53.7	444.2	124.6
		15 END RU	-220.5	457.7	635.6	124.4
1	4	15 BEG RU	-153.1	317.7	441.3	79.6
		20 END RU	-153.1	349.7	464.5	79.6
1	5	20 BEG RU	-220.5	503.0	669.0	124.4
		25 END RU	-220.5	502.8	668.8	124.4
1	6	25 BEG EL	-220.5	1476.5	1540.9	124.4
		27 END EL	-24.7	2630.1	2630.7	124.6
1	7	27 BEG RU	-24.2	895.7	897.5	124.4
		30 END RU	-24.2	896.0	897.7	124.4
2	1	30 BEG RU	-24.2	896.0	897.7	124.4
		40 END RU	-24.2	540.6	543.5	124.6
2	2	40 BEG RU	-19.6	375.3	377.4	79.6
		45 END RU	-19.6	227.5	230.9	79.6
2	3	45 BEG RU	-24.2	327.7	332.6	124.6
		50 END RU	-24.2	327.8	332.6	124.6
2	4	50 BEG EL	-24.2	962.6	964.3	124.4
		55 END EL	0.0	1224.2	1224.3	124.4
2	5	55 BEG RJ	0.0	416.9	417.2	124.5
		60 END RJ	0.0	401.1	401.4	124.6
2	6	60 BEG EL	0.0	1177.7	1177.8	124.6
		65 END EL	167.7	474.4	570.5	124.6
2	7	65 BEG RU	167.2	161.6	371.4	124.6
		70 END RU	167.7	259.9	423.5	124.6

PAGE 8

 COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD ANALISIS DE EFECTOS EN TUBERIAS
 LINEA DE VAPOR PRINCIPAL EXTRACCION NO

ANSI R31.1 RESUMEN DE ESFUERZOS

SEC N	SEC POS	TIPO	TORSION	FLEXION	COMPRESION	TENSION
3	1	70 BEG RU	167.2	254.9	423.5	124.6
		75 END RU	167.2	405.3	525.6	124.6
3	2	75 BEG EL	167.2	1190.0	1236.1	124.6
		80 END EL	321.3	571.7	860.0	124.6
3	3	80 BEG RU	321.3	194.7	671.4	124.6
		85 END RU	321.3	714.1	960.6	124.6

FIN DE DATOS = 1

DELIMITER ENCOUNTERED. *** PROCESSING TERMINATED.

END OF RUN.
#R2,N

4.2 EVALUACION DE RESULTADOS.

TABLA 4.2.1
RESUMEN DE FUERZAS Y MOMENTOS
ANALISIS SIN SOPORTES
(FIG. 4.1.1.)

Pto No.	CASO	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	ELEMENTO
0	TERMI CO	-1681	-607	835	3947	-70106	12613	BOQUILLA DEL TURBOGENERADOR
85	TERMI CO	1681	607	835	-4468	75354	-523	BOQUILLA CALENTAR No. 1

ESFUERZO MAXIMO TERMICO : 4 912 PSI en PTO. 25

ESFUERZO MAXIMO POR PESO : *

ESFUERZO MAXIMO POR PRESION: 124.6 PSI

* En la corrida térmico libre no interviene el peso.

TABLA 4.2.2.

RESUMEN DE FUERZAS Y MOMENTOS CALCULADOS
ANALISIS CON SOPORTES RIGIDOS Y CON RESORTE

(FIG. 4.1.2)

Pto.	CASO	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	ELEMENTO
0	TERMI CO	-1675	-1414	681	17568	-55814	-92554	BOQUILLA TURBOGENERADOR
	PESO	105	- 707	- 61	-9913	2672	-15321	"
30	TERMI CO	0	1375	141	0	0	0	RIGIDO EN "X" y "Y"
	PESO	0	-2812	120	0	0	0	RIGIDO EN "Y" y "Z"
70	TERMI CO	0	0	0	0	0	0	RESORTE
	PESO	0	0	0	0	0	0	RESORTE
85	TERMI CO	1675	39	- 822	46476	83390	29216	BOQUILLA CALENTADOR No. 1
	PESO	- 105	- 978	- 60	35152	-14503	34214	"

ESFUERZO MAXIMO TERMICO : 5435.7 PSI PTO. 25

ESFUERZO MAXIMO POR PESO: 2630.7 PSI PTO. 27

ESFUERZO MAXIMO POR PRESION: 124.6 PSI

4.3 FUERZAS Y MOMENTOS PERMISIBLES EN BOQUILLAS DE EQUIPOS.

Como se ha mencionado anteriormente, la consideración de las fuerzas de la tubería sobre los equipos, es de primordial importancia sobre todo cuando se trata de equipos delicados, ya que pueden ocasionar problemas serios durante la operación.

Durante muchos años, la ausencia de datos del fabricante ha conducido a los diseñadores y analistas a usar diversas aproximaciones para limitar las reacciones sobre las boquillas de tales equipos, sin embargo, ésta no es una práctica racional ya que no toma en cuenta las particularidades del equipo como tamaño y dimensiones; y aunque han aparecido en la literatura diversos reportes que porporcionan algunas fórmulas para determinar las reacciones y momentos permisibles sobre las boquillas, su aplicación a casos particulares es desalentador ya que hay una diferencia muy desproporcionada.

Por otra parte al solicitar datos al fabricante, el panorama también resulta desalentador, ya que algunos indican que no permiten ninguna fuerza sobre las boquillas, otros especifican que soportan esfuerzos equivalentes a los de la tubería a esfuerzo máximo y otros especifican valores intermedios.

De lo anterior se observa que es necesario una acción de conjunto entre fabricante e ingenieros de flexibilidad para elaborar reglas racionales al respecto.

En la actualidad la práctica común es recurrir primero al fabricante y después a los métodos analíticos efectuados por diferentes compañías e instituciones de ingeniería como son: Heat Exchange Institute Inc., American Petroleum Institute, The M.W. Kellogg Company, Bechtel Company, Ebasco Services Incorporated, etc.

4.4 ESFUERZOS PERMISIBLES CONTRA ESFUERZOS CALCULADOS.

Del calculo realizado anteriormente para esfuerzos por efecto térmico, de peso y presión deberá cumplir con las ecuaciones que se presentan a continuación:

$$SE < SA \quad (2.2.8)$$

$$S_{Lp} + SL < Sh \quad (2.2.9)$$

$$S_{Lp} + SL + SE < Sh + SA \quad (2.2.10)$$

a) De la tabla (FIG. 4.2.2) tenemos que:

$$SE = 5435.7 \quad \text{PSI}$$

$$SL = 2630.7 \quad \text{PSI}$$

$$S_{Lp} = 124.6 \quad \text{PSI}$$

$$Sh = 12800 \quad \text{PSI}$$

$$SA = 19200 \quad \text{PSI}$$

por lo tanto:

$$SE < SA$$

se cumple la Ecuación (2.2.8)

$$b) \quad S_{Lp} + SL < Sh$$

$$\begin{array}{r} 124.6 + 2630.7 \\ 2755.3 \end{array} \text{ PSI} < \begin{array}{r} 12800 \\ 12800 \end{array} \text{ PSI}$$

se cumple la Ecuación (2.2.9)

$$c) S_{LP} + SL + SE \cdot Sh + \langle SA$$

$$S_{LP} + SL + SE = 124.6 + 2630.7 + 5435.7 = 8191 \text{ PSI}$$

$$S_n + SA = 12800 + 19200 = 32000 \text{ PSI}$$

$$8191 \text{ PSI} < 32000 \text{ PSI}$$

se cumple la Ecuación (2.2.10)

Se aprecia que las ecuaciones indicadas con anterioridad se cumplen contra los esfuerzos generados en el cálculo realizado.

4.5 REVISION DE BOQUILLAS.

Para el cálculo de esfuerzos y momentos en boquillas se cuenta con una guía que proporciona la Compañía Bechtel.

La guía comprende el cálculo de fuerzas y momentos resultantes y los límites de esfuerzos según la condición de operación.

Boquilla del Turbogenerador.

Fuerza Resultante:

$$FR = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2}$$

$$FR = \text{FZA RESULTANTE ACTUAL EN BOQUILLAS (Lbs)}$$

$$FR = \sqrt{(1570)^2 + (2121)^2 + (620)^2}$$

$$FR = 2710.7 \text{ Lbs.}$$

MOMENTO RESULTANTE:

$$MR = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}$$

MR = Máximo momento resultante en boquillas (ft - Lbs).

$$MR = \sqrt{(629)^2 + (4428.5)^2 + (8989)^2}$$

$$MR = 10040.3 \text{ (Lb-Ft)}$$

para obtener $FR_{(m\acute{a}x)}$ y $MR_{(m\acute{a}x)}$ se aplican las siguientes ecuaciones:

$$FR_{(m\acute{a}x)} = \frac{Dts}{a}$$

$$MR_{(m\acute{a}x)} = \frac{D^2 ts}{b}$$

D = factor de diámetro de tubo.

t = espesor de la boquilla del equipo.

S = esfuerzo límite.

a = factor multiplicador de la fuerza.

b = factor multiplicador del momento.

$FR_{(m\acute{a}x)}$ = máxima fuerza resultante en boquilla.

$MR_{(m\acute{a}x)}$ = máximo momento resultante en boquilla.

Fuerza resultante máxima.

$$FR_{(m\acute{a}x)} = \frac{Dts}{a}$$

$$FR_{(m\acute{a}x)} = \frac{10 (0.375) 22.500}{5.88}$$

$$FR_{(m\acute{a}x)} = 14349 \text{ Lb}$$

Momento máximo resultante.

$$MR_{(m\acute{a}x)} = \frac{D^2 t s}{b}$$

$$MR_{(m\acute{a}x)} = \frac{100 (0.375)^2 (22,500)}{18.83}$$

$$MR_{(m\acute{a}x)} = 44,808.0 \text{ Lb-Ft}$$

Relación para verificar que las fuerzas y momentos se encuentren en un rango premisible.

$$\frac{Fr}{FR_{(m\acute{a}x)}} + \frac{MR}{MR_{(m\acute{a}x)}} < 1$$

$$\frac{2710.7}{14349} + \frac{10040.3}{44808.8} = 0.4129$$

al cumplirse la relación anterior se observa que la del condensador no tiene problema de fuerzas y momentos.

Boquilla del calentador No. 1.

Fuerza resultante.

$$FR = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2}$$

FR = Fuerza resultante actual en boquillas (Lbs)

$$FR = \sqrt{(1570)^2 + (939)^2 + (882)^2}$$

$$FR = 2030.8 \text{ Lbs.}$$

momento resultante.

$$MR = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}$$

MR = máximo momento resultante en boquillas (ft-Lbs).

$$MR = \sqrt{(6802)^2 + (57405.5)^2 + (5294.2)^2}$$

$$MR = 10356 \text{ Lbs - Ft}$$

para obtener $FR_{(máx)}$ y $MR_{(máx)}$ se aplican las siguientes ecuaciones:

$$FR_{(máx)} = \frac{Dts}{a}$$

$$MR_{(máx)} = \frac{D^2ts}{t}$$

Fuerza resultante.

$$FR_{(máx)} = \frac{Dts}{a}$$

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

$$FR_{(m\acute{a}x)} = \frac{10 (0.375) 22,500}{5.88}$$

$$FR_{(m\acute{a}x)} = 14349 \text{ Lb}$$

Momento máximo resultante.

$$MR_{(m\acute{a}x)} = \frac{D^2 ts}{b}$$

$$MR_{(m\acute{a}x)} = \frac{100 (0.375) (22,500)}{18.83}$$

$$MR_{(m\acute{a}x)} = 44,808.0 \text{ Lb-Ft}$$

relación para verificar que las fuerzas y momentos se encuentran en un rango permisible.

$$\frac{FR}{FR_{(m\acute{a}x)}} + \frac{MR}{MR_{(m\acute{a}x)}} < 1$$

$$\frac{2030.8}{14349} + \frac{10356}{44808.8} < 1$$

0.3726

al cumplir la reunión anterior se observa que la del calentador No. 1 no tiene problema de fuerzas y momentos.

CAPITULO V

EVALUACION TECNICA ECONOMICA

5.1 EVALUACION TECNICA ECONOMICA.

El estudio económico es uno de los aspectos más importantes dentro de la planeación de cualquier proyecto, ya que en función de peste se podrán ver las posibilidades de éxito de la nueva empresa.

Uno de los propósitos principales dentro del estudio económico - es el preveer los imprevistos que surgen ya sea en la planeación, construcción o inclusive en la producción de la nueva empresa.

Lo anterior tiene como enfoque la recuperación de la inversión a muy corto plazo para así obtener en el menor tiempo posible las utilidades que vendrán a compensar a los gastos de mantenimiento e incrementar las ampliaciones necesarias posteriormente.

Es evidente que una evaluación Técnica-Económica no es un trabajo sencillo por lo cual para la evaluación de un proyecto de - - gran magnitud es necesaria la creación de diversiones que a su vez cada una vislumbre más claramente los gastos directos e indirectos que realice.

Las divisiones más comunes son:

Departamento de Diseño.

Departamento de Ingeniería Civil.

Departamento de Ingeniería Eléctrica.

Departamento de Ingeniería Química.

Departamento de Ingeniería Mecánica.

Departamento de Diseño de Planta.

Departamento de Compras.

Departamento de Construcción.

Dentro del Departamento de Ingeniería Mecánica existe un Sub-Grupo, dedicado a la actividad de análisis de esfuerzos en tubería. De aquí radica nuestra evaluación económica que es la base para respaldar los gastos generados para la realización de esta actividad.

En el desarrollo del análisis nos auxiliamos de la intervención de la computadora que agiliza en gran medida los cálculos, reducen el tiempo de análisis (Horas-Hombres) y por consiguiente - el costo de la ejecución es más barato con excelentes resultados.

A continuación se presenta una tabla en donde se aprecia el -- costo total de la actividad desarrollada que está basada en el costo de Horas-Hombre consumida en la actividad de análisis de esfuerzos, incluyendo cifras en Moneda Nacional a valor actual.

COSTO TOTAL DEL DISEÑO DE TUBERIAS	N\$ 2,050
COSTO TOAL DEL ANALISIS DE ESFUERZOS, SELECCION Y DISEÑO DE SOPORTES	N\$ 2,400
COSTO TOTAL DE LA TUBERIA	N\$12,000
COSTO TOTAL DE SOPORTES	N\$ 6,000
COSTO TOTAL DE INSTALACION	N\$ 1,000
COSTO TOTAL DE PRUEBAS Y PUESTA EN SERVICIO	N\$ 6,000
COSTO TOTAL DE GASTOS INDIRECTOS	N\$ 5,890 (20%)
RESUMEN TOTAL DE GASTOS	N\$35,340 COSTO TOTAL

VI. CONCLUSIONES

En la actualidad dentro de las Plantas Industriales, al análisis de flexibilidad se le ha reconocido la importancia que merece, ya que nos proporciona la seguridad que exigen los sistemas de tuberías.

En épocas pasadas cuando se presentaban problemas como goteo, -- fractura de material, etc., ésto se atribuía a la mala calidad del material, pero en la mayoría de los casos era ocasionado por la falta de flexibilidad que era proporcionada en el diseño original del arreglo de tuberías. En estos casos la responsabilidad la asumía el diseñador de tubería que a base de experiencia empírica fue proporcionando cierta flexibilidad a sus arreglos; pero en su mayoría se caía nuevamente en el error del desperdicio de material (tubería y accesorios).

En la medida que la tecnología avanzó se elaboraron cálculos manuales y por computadora que ahora en día el análisis de un sistema de tuberías se realiza en un muy corto tiempo y con gran -- exactitud.

Como podemos apreciar el diseño de esta planta no pudo ser la -- excepción de realizar el análisis de flexibilidad para las tuberías que no ameritaban, de aquí partió la iniciativa del presente trabajo.

Una vez que se dieron los conceptos generales de esta disciplina se procedió a efectuar un ejemplo que nos indica como llevar a -- cabo un análisis de flexibilidad.

Se elaboro primero una corrida térmica libre (es decir sin soportes) y se observó que la tubería no presento sobre-esfuerzo alguno por lo tanto se considera que la tubería presentaba flexibilidad adecuada y no sería necesario agregar alguna curva de expansión (LOOP) ó instalar junta de expansión, simplemente lo que se requiere para estos casos es soportar adecuadamente.

Como segundo paso se realizó la corrida térmica donde se apreció que uno de los puntos seleccionados para localizar un soporte -- (punto No. 70) tiene desplazamiento positivo en la coordenada -- "Y", por lo que en este caso se debiera utilizar un resorte que - tiene como función cargar y permitir el desplazamiento acendente a la tubería.

En el tercer paso se realizó el análisis en peso muerto y no se tuvo sobre esfuerzo alguno.

La conjunción de cada evento (térmico libre, térmico restringido) da como resultado detectar facilmente en que punto se presenta - un problema, como el caso del punto 70 donde gracias al análisis previo se logró resolver satisfactoriamente sin tener que lamen tar las consecuencias, que se presentara un problema más grave en la tubería.

Se puede observar que gracias al análisis de esfuerzos realizado adecuadamente como se describió anteriormente, se simplifica el trabajo evitando así cálculos exhaustivos y prolongados en tiempo.

Es evidente que en este trabajo se procuró la idea de proporcionar conocimientos generales que se manejan en esta área y contri buir en la difusión del análisis de esfuerzos en tuberías.

VII BIBLIOGRAFIA

1. CODIGO ANSI B 31.1
AMERICAN NATIONAL STANDARD
CODE FOR PRESSURE PIPING - 1983
2. PIPING DESIGN AND ENGINEERING
ITT. GRINNELL - 1976
3. DESIGN OF PIPING SYSTEMS
M.W. KELLOGG C.D. 1956
4. RESISTENCIA DE MATERIALES
SINGER
5. CURSO DE ANALISIS DE ESFUERZOS
BUFETE INDUSTRIAL.