

14
203



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES ACATLAN

**" ANALISIS Y DISEÑO
DE
SISTEMAS DE SUJECION PARA TUBERIAS "**

TESIS QUE PRESENTA EL ALUMNO:
GERARDO HERRERA BLAS
PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO CIVIL

SANTA CRUZ ACATLAN, EDO.
DE MEXICO, ABRIL DE 1993



**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

INDICE:

TEMA	PAG.
I.- INTRODUCCION.....	1
II.- APLICACION DEL ANALISIS DE FLEXIBILIDADES EN TUBERIAS.....	10
III.- SOPORTES RIGIDOS.....	28
A) ANCLAJES.....	44
B) DESLIZANTES.....	49
C) TIRANTES RIGIDOS.....	57
IV.- RESORTES.....	63
A) RESORTES DE CARGA CONSTANTE.....	64
B) RESORTES DE CARGA VARIABLE.....	75
V.- AMORTIGUADORES.....	92
A) MECANICOS.....	94
B) HIDRAULICOS.....	111
VI.- ARREGLOS DE SOPORTES.....	122
VII.- SOPORTES MULTIFUNCIONALES.....	126
VIII.- CONCLUSIONES.....	134
- BIBLIOGRAFIA.....	138

I.- INTRODUCCION

El diseño principal de un arreglo de tubería se define por los requerimientos funcionales de ella para transportar un fluido de un lugar a otro con un fin específico y se basa en factores tales como la entrega del flujo requerido, minimizando las caídas de presión y las pérdidas de energía.

En el diseño estructural de arreglos de tubería, no debe perderse de vista que uno de los principales objetivos, es lograr que los costos sean mínimos pero con un alto índice de funcionabilidad y seguridad de dicho arreglo.

Cabe mencionar que existen diferentes categorías de tuberías. Esto es de acuerdo al uso que se les va a dar en una planta.

Las categorías más comunes son las siguientes :

- 1) Tubería a presión.
- 2) Tubería de gas y aire industrial.
- 3) Tubería de refinería de petróleo.
- 4) Tubería de transportación de petróleo líquido.
- 5) Tuberías de refrigeración.
- 6) Tuberías de proceso químico.
- 7) Tuberías de energía nuclear.
- 8) Tuberías de transmisión y distribución de gas.

Este trabajo considera principalmente la categoría de tubería de energía nuclear, ya que la investigación del mismo, se realizó en el Proyecto Nucleoeléctrico de Laguna Verde.

La Planta de Laguna Verde está localizada en las costas del Golfo de México, en el Municipio de Alto Lucero del Estado de Veracruz, aproximadamente a 70 Km del Puerto de Veracruz y a 60 Km de la Ciudad de Jalapa. Pertenece a la Comisión Federal de Electricidad.

Esta planta está conformada por dos unidades prácticamente idénticas que constan cada una de los siguientes elementos:

- a) Edificio del Reactor.
- b) Edificio del Turbo Generador y Condensador.

c) Edificio de Control.

d) Edificio de Generadores Diesel de Emergencia.

Cada una de las dos unidades cuenta con un Reactor de agua hirviente modelo BWR/5 con contenedor MARK-II, fabricado por la empresa General Electric, así como un generador con potencia neta de 654,000 Kw fabricado por la Empresa Mitsubishi.

Ambas unidades comparten un edificio para el tratamiento de los desechos radiactivos de mediano y bajo nivel, así como una unidad para desmineralizar el agua que se emplea como fluido de trabajo.

Existen así mismo una serie de instalaciones necesarias para la obra de toma de agua de mar, indispensable para el enfriamiento del Reactor, así como una subestación cuya función consiste en transmitir la energía Eléctrica producida en la central a la red integrada nacional.

El combustible consiste en pastillas de Dióxido de Uranio ligeramente enriquecido, selladas en tubos de Zircaloy.

Como se dijo anteriormente, para el enfriamiento del Reactor, se utiliza agua de mar, la cual pasa por ciertos procesos, y antes de descargarla al mar lleva un enfriamiento para evitar que dañe la flora y fauna marina.

El vapor generado en la vasija del Reactor es llevado por tuberías de 20" de diámetro al turbo generador, el cual después de realizar su trabajo, pasa el vapor al condensador, para que el agua vuelva al reactor y así funcione como ciclo regenerativo.

Para que pueda llevarse a cabo el funcionamiento anterior, fué necesario el diseño y montaje de una cantidad muy grande de tubería.

El objetivo principal de esta tesis es el de discutir el efecto que los sistemas de sujeción o "soportes" de tubería tienen en el comportamiento de un arreglo. Realmente una tubería no debe de estar sujeto a ninguna restricción. Sin embargo, se debe de soportar y, algunas veces, debido a que la tubería esta conectada a un equipo, tiene que ser restringida a fin de no dañar otros componentes.

Estos sistemas de sujeción tienden a imponer, o inducir localmente de cualquier forma, esfuerzos considerables y por ello se enfocará principalmente al análisis y diseño de los soportes de tubería.

A continuación se analizarán las causas potenciales de falla en un arreglo de tubería.

Aun cuando se revisan las fallas por diferentes causas, las que están relacionadas con deficiencias en el diseño son las de mayor interés en este trabajo.

El término "falla" no significa el corte completo y catastrófico del arreglo de tubería. La intención que tiene es cubrir todas aquellas condiciones que ocasionarían que el arreglo se deteriorara, lo que traería como consecuencia que este no pueda ser operado con seguridad y continuamente.

Al estudiar las causas de la falla y tratar de formular reglas para su prevención, es conveniente separarlas en cuatro categorías principales, aún cuando en algunos casos, los mecanismos puedan traslapar estas categorías, o pasar de una a otra con el paso del tiempo.

Las cuatro categorías son:

- 1) Operacional
- 2) Metalúrgico
- 3) Instalación
- 4) Diseño

Se explicará brevemente en que consiste cada uno de los mecanismos de falla antes mencionados :

1) **FALLAS OPERACIONALES** .- Se presentan cuando el sistema es operado a condiciones para las que no fue diseñado, como por ejemplo:

a) Presión excesiva

Los procedimientos de operación impropios, conducir a una condición inadvertida de sobrepresión en un sistema interconectado pero no protegido. Un cierre súbito de válvula, acompañado por un incremento de presión, pueden generar directamente una ruptura del tubo o una deformación excesiva debida a los efectos dinámicos de la estructura.

b) Temperatura excesiva

La operación a temperaturas excesivas puede originar problemas relacionados con la expansión térmica, y a cambios metalúrgicos que pueden ocasionar la falla; por ejemplo: si un arreglo de tubería es operado a temperaturas mayores para las que fue diseñado, las fuerzas y momentos que el sistema ejerce en los equipos interconectados se incrementarán en proporción directa al incremento de la temperatura, y si el equipo es sensible como una turbina, lo anterior puede desalinear la flecha de la misma, causando sobre calentamiento de los cojinetes, vibración y otro tipo de problemas.

c) Degradación Ambiental

Esta categoría cubre el deterioro de materiales y el mal funcionamiento del equipo por efectos adversos de su ambiente. Esto se presenta particularmente en plantas de proceso químico donde los vapores ácidos o cáusticos que se condensan en las superficies expuestas de tubería y equipo, frecuentemente conducen a su deterioro.

d) Vibración

Aun cuando la vibración se elimina durante la fase de puesta en servicio de la planta, pueden surgir nuevas fuentes de vibración con el paso del tiempo, las cuales tienen su origen en: el desgaste de los cojinetes de maquinaria rotatoria, evaporación instantánea de fluido, etc..

e) Erosión y Corrosión

Cuando las características de los fluidos se conocen por anticipado, se puede hacer una consideración adecuada para tomar provisiones respecto al espesor adicional de la pared de la tubería. Sin embargo, la mala operación del sistema, puede desgastar este material adicional más rápidamente de lo que se esperaba.

f) Abuso Físico

El usar la tubería como andamios o mesas de trabajo es practicado con frecuencia por el personal de operación y mantenimiento, el uso de una fuerza excesiva en válvulas difíciles de abrir y bridas, la operación descuidada de los vehículos de la planta y del equipo de mantenimiento, son prácticas clandestinas que generalmente no son detectadas y los daños subsecuentes de falla son atribuidos a otras causas.

2) FALLAS METALURGICAS.- Son aquellas que resultan de la selección impropia de los materiales o de su identificación incorrecta, o de cambios metalúrgicos que pueden ocurrir bajo condiciones no tomadas en cuenta en el proceso inicial de selección, tratamiento térmico impropio que puede llegar a ocurrir durante la instalación, son algunas de las causas que provoca la falla metalúrgica.

Una de las precauciones que se toma al especificar el material de la tubería es una prueba de impacto de baja temperatura. El objeto de esto es asegurarse de que no ocurrirá ninguna transición en la estructura de grano del material a baja temperatura. Una planta de fuerza no está diseñada para operar bajo esta condición, si no al contrario, se espera operarla a temperaturas muy altas, relativamente hablando. Pero, si la planta es construida en uno de los lugares más fríos del país, habrá periodos cuando la planta se pare y la temperatura ambiente pueda llegar a caer por debajo del punto de congelamiento, hasta temperaturas por debajo de cero grados, y existe una temperatura de transición, conocida como la temperatura crítica (NBT), que tiene el hábito de hacerse más alta con el tiempo, lo cual

es debido a cambios pequeñísimos en la estructura de grano del material.

3) FALLAS RELACIONADAS CON LA INSTALACION.- En años recientes, la mayoría de las fallas registradas en los arreglos de tubería y sus componentes, se han atribuido a errores cometidos durante la fabricación e instalación.

La lista de las causas potenciales es casi infinita, pero se describen algunas de las causas encontradas comúnmente :

a) Soldadura defectuosa

La soldadura mal hecha, a contribuido a más fallas que cualquier otra causa. El cumplir con los procedimientos estrictos de control de calidad en cada etapa de fabricación e instalación, permite que los defectos de soldadura se puedan detectar y corregir antes que el sistema sea puesto en servicio.

b) Defecto de Doblado

El agrietamiento circunferencial puede ocurrir como resultado de procedimientos incorrectos de doblado del tubo, que ocasiona una ovalación excesiva o un adelgazamiento en la pared del tubo, principalmente en tubería de pared delgada.

c) Mal ajuste

La desalineación, ovalamiento, espesores desiguales de la pared del tubo y preparación incorrecta de biselado, contribuye a la formación de soldaduras irregulares, huecos, muescas y agrietamientos debido a la aplicación desigual del metal de soldadura.

d) Errores dimensionales

Los errores dimensionales pueden dar origen a la imposición de cargas excesivas en el equipo al cual el arreglo de tubería está conectado y a mayores esfuerzos en el tubo mismo.

e) Prácticas incorrectas de instalación

Esto ocurre cuando el personal de campo no interpreta correctamente los planos, o no comprende bien la función de alguna pieza del equipo a instalar. Ejemplo de esto son : La soldadura de zapatas del tubo a la estructura donde se apoya el soporte, evitando que la tubería se deslice libremente conforme la expansión térmica que el tubo presenta, otro es remover los topes de los soportes de resortes variables antes de la prueba hidrostática.

4) FALLAS RELACIONADAS CON EL DISEÑO.- El arreglo de tubería debe diseñarse para que funcione con seguridad durante los diferentes modos de operación a los que pueda estar sujeto durante su vida de servicio. Lo anterior implica que parte de la responsabilidad para que esto suceda sea del analista de esfuerzos.

En este punto se puede hablar de fallas que pueden resultar debido a que el analista erró al tomar las provisiones correctas para una u otra de las posiciones de falla que puedan ocurrir. La falla del analista para proporcionar suficiente flexibilidad para absorber la expansión térmica sería un ejemplo común. Otra causa es que no se proporcione un sistema de sujeción adecuado, o una restricción incorrecta. Esto se podrá tomar como un descuido del personal de montaje; han existido casos en el campo cuando el tubo ha estado bien soportado sobre acero por medio de zapatas, las cuales fueron soldadas al acero del soporte, de esta manera se cambió su funcionamiento y se impuso una restricción incorrecta a la tubería, lo que trajo como consecuencia problemas como vibración, la inversión de las fuerzas, etc.

Las reglas de diseño que el Código ANSI B 31.1 (American National Standard Code for Pressure Piping), requiere que se cumplan en el diseño de todos los arreglos de tubería, hacen prevenciones para salvaguardar la seguridad y buen funcionamiento del arreglo, bajo cualquier condición postulada de operación.

Lo adecuado del diseño depende de la identificación de todas las condiciones de carga que el sistema va a tener en servicio. Por lo que, el primer paso en el diseño es determinar la temperatura y presión a las que la tubería funcionará durante los diversos modos de operación de la planta, junto con eventos asociados como : sismo, viento, golpe de vapor, etc.

Ya que las condiciones de diseño se han establecido, es responsabilidad del analista asegurarse de que todas las reglas del Código que rige con respecto a esfuerzos permisibles, han sido cumplidas. Cualquier incumplimiento por parte del analista a este respecto se debe ver como una contribución directa hacia la falla potencial.

Un modo de falla describe la forma en la cual ocurre ésta, como resultado de un mecanismo de falla, estos se pueden clasificar en categorías bien definidas, sin embargo, una falla puede iniciarse de un modo, pero puede progresar a otro antes de que ocurra.

Los modos de falla que se relacionan con una tubería son:

- 1) Ruptura
- 2) Deformación Total
- 3) Fatiga

Las preocupaciones que se deben tener para prevenir los modos de falla mencionados anteriormente son:

1) Protección en contra de la ruptura

Todos los códigos de tubería otorgan protección para la falla de ruptura por presión, con reglas virtualmente idénticas. Estas reglas requieren que el espesor de la pared del tubo sea tal que el esfuerzo circunferencial máximo debido a la presión interna nunca exceda el punto de cedencia mínima especificado del material a la temperatura de diseño, bajo las condiciones más desfavorables de cargas. Además se requiere que se agregue un espesor adicional, para tomar en cuenta: los esfuerzos de corrosión y erosión, las tolerancias de fabricación, ranuras y roscas en forma tal que se pueda asegurar el espesor de pared mínimo en toda la vida de servicio de la tubería.

2) Protección para la deformación total

Los códigos (ASME Y ANSI) tienen consideraciones adecuadas en contra de este modo de falla, de tres maneras:

- a) Limitando los esfuerzos debidos a cargas sostenidas tales como presión y peso muerto.
- b) Limitando los esfuerzos de expansión térmica.
- c) Requiriendo que las cargas impuestas por la tubería al equipo que esta conectado, no excedan los valores que el equipo pueda soportar.

Las reglas de los códigos están previstas de tal manera, que aseguran que las deformaciones (esto es: las deflexiones, rotaciones y deformaciones, colectivamente inducidas en el arreglo, por cargas impuestas) no son de suficiente magnitud para causar pandeo debido a inestabilidad estructural, mal soportado de la línea o deformaciones en el equipo interconectado, que pueden hacerlo inoperable o bien impedir su funcionamiento normal.

3) Protección contra la falla por fatiga

Aquí nuevamente, las reglas de los códigos prevén la falla por fatiga debido a condiciones de cargado cíclico, particularmente en la cercanía de discontinuidades locales y concentraciones de esfuerzos.

El código ANSI B31.1 trata el problema de la fatiga de una forma conservadora, además lo hace de forma implícita, reconociendo que son los esfuerzos de expansión térmica cíclicos, los que contribuyen más directamente a las fallas por fatiga. Este código requiere que la gama de esfuerzos por expansión térmica (esto es, la gama de esfuerzos que el arreglo experimenta al ir de cierta temperatura mínima a la máxima y de regreso nuevamente), se comparen a un valor

permisible de esfuerzo determinado con al número de ciclos, que se espera que el arreglo tenga durante su vida de operación.

Como se observa, son muchos los factores que pueden coincidir a una falla del arreglo, pero en especial, los soportes de tubería son un punto importante para el buen funcionamiento de éste.

Se ha estado hablando de análisis de esfuerzos y también de soportes en un arreglo de tuberías, pero no se a dado su definición.

Como ya se dijo anteriormente, el fin de una tubería es transportar un fluido de un lugar otro; esto es; de un componente a una válvula, etc., etc..

El diseño de un arreglo de tubería es vaciado en un isométrico de erección, en el cual se indica el rutado de la tubería, incluyendo dimensiones y cotas para su montaje en campo. También en este isométrico se indican los puntos de localización de los soportes del arreglo.

Un sistema de sujeción o soporte de tubería, como su nombre lo indica, es un sistema de elementos metálicos estructurales que recibe las cargas de la tubería y las transmite a la estructura principal (miembros o componentes estructurales principales, sean muros, losas, vigas o columnas, generalmente muy pesados, que están sujetos a distintas sollicitaciones de carga). Las funciones de un soporte incluye el recibir el peso de los componentes y proporcionar a éstos estabilidad estructural bajo todas las posibles combinaciones de carga.

Un soporte esta formado por perfiles estructurales (vigas, placas, etc.) y piezas de catalogo (amortiguadores, tirantes rígidos, resortes, abrazaderas, etc.). Un soporte puede tener más de un punto de apoyo en el caso de que se restrinja el movimiento de una tubería en más de un punto o en el caso de que se restrinja el movimiento de más de una tubería con el mismo soporte.

El punto de apoyo se define como el punto teórico en que se restringe el movimiento lineal y/o angular de una tubería en una o mas direcciones. El punto de apoyo tiene como objeto el servir de soporte, de forma tal que los desplazamientos y esfuerzos de la tubería estén dentro de los limites permisibles. Los puntos de apoyo de una línea están localizados e identificados en los planos de isométrico de análisis de esfuerzos del arreglo.

Los arreglos de tubería además de diseñarse para el transporte de fluidos, deben de diseñarse para un buen comportamiento estructural, el cual se presenta debido a los efectos de temperatura, presión, peso propio (incluyendo el peso del fluido), viento, sismo, etc. a los que esta sometida la tubería.

El análisis estructural para los efectos antes mencionados es denominado usualmente análisis de flexibilidad o análisis de

esfuerzos. y es una etapa necesaria dentro del diseño de un arreglo de tubería. la cual, tiene como objeto definir la configuración, soportado y conexiones que no generen esfuerzos excesivos que puedan dañar a la tubería o a los equipos interconectados.

De los análisis de esfuerzos se obtiene el listado de cargas, el cual es una relación ya sea de tipo manual o por computadora que contienen los valores de las fuerzas, momentos, desplazamientos y giros a los que esta sujeto el punto de apoyo bajo las combinaciones de carga consideradas en el cálculo.

De este listado. se obtienen las cargas de evaluación. están son las cargas de mayor valor absoluto, y con ellas. se analizarán los soportes de tubería bajo ciertas condiciones de carga (combinaciones de signos de las cargas de evaluación).

En este trabajo se explica la aplicación al diseño de soportes del análisis de esfuerzos y se mostrarán los tipos de sistemas de sujeción más comunes en un arreglo de tubería. con el fin de poner de manifiesto que un mal diseño y montaje de estos elementos, podra llevar a la generación de un tipo de falla del arreglo.

CAPITULO II.- APLICACION DE ANALISIS DE FLEXIBILIDADES DE TUBERIAS

Dentro del análisis de esfuerzos, se dedica mucho tiempo al estudio repetitivo de configuraciones de tubería.

Cuando se introducen codos en un arreglo con el propósito de absorber expansiones térmicas, aparece 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 los sistemas de sujeción que pudieran ser requeridos.

En los arreglos de tubería las restricciones que se tienen para el análisis son las siguientes:

- a) Fuerzas y momentos permisibles en los puntos de conexión a los equipos interconectados.
- b) Los esfuerzos que pueda soportar el material de la tubería sin presentar fallas mecánicas.

Las alternativas de solución se pueden considerar en tres grupos que son:

- a) Dejar que el arreglo de tubería se deforme libremente.
- b) Controlar en exceso la deformación del arreglo de tubería.
- c) Encontrar el término medio entre las alternativas (a)y(b).

Las ventajas de la alternativas (a) son entre otras:

- 1) Solo se analiza una vez el efecto térmico en la tubería.
- 2) Generalmente las fuerzas, momentos y esfuerzos causados por el efecto térmico son menores que los permisibles.

Las desventajas para esta misma alternativa son:

- 1) Se deja al azar la seguridad de la planta y las personas que trabajan en ella.
- 2) Se incrementa el costo de los sistemas de sujeción pues al no existir ningún soporte rígido para el análisis sísmico, se deberá de

tener un mayor numero de amortiguadores para contrarrestar el efecto sísmico de la tubería.

Para la alternativa (b) la única ventaja que se tiene es la seguridad de la planta por lo que respecta al arreglo de tubería.

Las desventajas que se tienen para esta alternativa (b) son:

- 1) Se incrementa el costo de la tubería, debido a que generalmente se tiene que cambiar la configuración del arreglo.
- 2) Si el cambio de configuración no se hace a tiempo ocasiona un retraso en la entrega de la tubería.

La alternativa (c) es desde el punto de vista ingenieril el más conveniente pues trata de equilibrar la seguridad del personal y de la planta, la función del arreglo y el factor económico para el análisis de la tubería.

Como se dijo anteriormente, el análisis de flexibilidades, tiene como objeto definir la configuración y conexiones que no generen esfuerzos excesivos que puedan dañar la tubería o a los equipos interconectados.

Los métodos de los que hace uso el análisis de esfuerzos en un arreglo de tubería son:

- 1) Métodos simplificados
- 2) Métodos exactos

Hoy en día los métodos de análisis estructural se han planteado matricialmente y se programan en computadoras, y su aplicación se ha extendido ampliamente, sin embargo en aquellos casos que no justifican un análisis tan riguroso por las características del arreglo de tubería, o cuando se desea conocer en forma general el comportamiento de un arreglo, resulta adecuado el empleo de métodos simplificados de análisis.

1) **MÉTODOS SIMPLIFICADOS.**- Los métodos simplificados están basados en suposiciones y aproximaciones para configuraciones simples, las cuales van desde leves hasta muy drásticas y en general se pueden dividir en 3 clases:

La primera contempla todos aquellos criterios que son empleados solamente como un camino rápido de asegurar si un arreglo de tubería es lo suficientemente flexible o no lo es, estos métodos no son

suficientes para resolver la mayoría de los problemas que se presentan en la práctica, sin embargo presentan una forma rápida y económica de tratar varios problemas simples que se encuentran usualmente o bien pueden ser emplazados como un procedimiento de diseño.

Estos criterios han tenido considerables objeciones ya que su rango de validez no puede ser examinado teóricamente, por que su origen es desconocido y además puede fallar para configuraciones no usuales que se conecten a equipo delicado, sin embargo los códigos se han responsabilizado dada su experiencia y continúan empleándose.

La segunda clase de métodos simplificados trata de configuraciones muy simples, de pocos tramos de tubería con dos extremos fijos únicamente, con esquinas cuadradas o arreglos simétricos en el plano.

Las soluciones usualmente se presentan en gráficas y tablas que se aplican a una configuración particular con dimensiones variables y limitaciones en el número de tramos. El único inconveniente de estos métodos, es que están restringidos a formas bien definidas y la variabilidad de las dimensiones es reducida.

La tercera clase de estos métodos emplean varias hipótesis para simplificar el análisis matemático real y las propiedades especiales de tubería curva o codos, se consideran en forma indirecta usualmente como un factor de corrección de longitud virtual. Los métodos de esta clase permiten tratar configuraciones en el plano o en el espacio con dos extremos fijos sin ramales ni restricciones intermedias, pero sin límite en el número de tramos, aunque algunos sólo se aplican para esquinas cuadradas.

2) METODOS EXACTOS.- Los métodos exactos para el análisis de esfuerzos de arreglos de tubería, corresponden a los métodos fundamentales de análisis estructural, los que se han planteado matricialmente para programarlos por computadora.

Para emplear los métodos llamados "Exactos" en los arreglos de tuberías se deben cumplir las hipótesis y condiciones que se mencionan a continuación:

Hipótesis en la teoría lineal de análisis estructural

- 1) Se considera que la estructura es estable.
- 2) Es valido el " principio de superposición " de causas y efectos, es decir, los efectos de una serie de causas que actúan

simultáneamente son iguales a la suma de los efectos de esas causas por separado, para ello se requiere que se tengan las siguientes condiciones:

- a) Que exista una relación lineal entre esfuerzos y deformaciones, es decir que se cumpla la ley de Hooke.
- b) Que los desplazamientos sean pequeños, lo suficiente para que no se alteren las ecuaciones de equilibrio.
- c) Que no exista interacción entre fuerza normal y momento flexionante.

Una estructura o arreglo de tubería que cumple con las condiciones anteriores, se dice que es linealmente elástica.

Condiciones fundamentales.- Cualquiera que sea el método de análisis, se deberán de satisfacer las siguientes condiciones fundamentales:

- 1) "El equilibrio" de conjunto de cada una de las partes.
- 2) "La compatibilidad" o continuidad de sus desplazamientos en todos sus puntos.

Esas condiciones deben satisfacerse simultáneamente y la formulación de los métodos matriciales se basa precisamente en la forma de hacer cumplir estas dos condiciones.

Los métodos exactos son:

- 1) Método de las fuerzas o flexibilidades
- 2) Método de los desplazamientos o rigideces

El método de las fuerzas o flexibilidades consiste en escoger una solución que cumpla con el equilibrio y después se obliga a que se cumpla con la compatibilidad, las incógnitas en este caso son las fuerzas generalizadas.

El método de los desplazamientos o rigideces, consiste en escoger, una solución que cumpla con la compatibilidad y después se obliga a que cumpla con el equilibrio, las incógnitas en este caso son los desplazamientos generalizados.

La única desventaja de estos métodos, es de que si se quieren emplear en cálculos manuales el costo por análisis de tubería se incrementa en una proporción de una a diez veces aproximadamente.

El primer paso en el diseño estructural de un arreglo de tubería es el diseño de cada elemento o componente para las condiciones de presión-temperatura especificadas. En este paso todos los esfuerzos son ignorados excepto el producido por la presión. Posteriormente el arreglo de tubería se analiza para las otras cargas sostenidas ocasionales. El diseño estructural de un arreglo de tubería es considerado válido después de que las cargas son aplicadas en cada elemento o componente y éstos cumplen los requerimientos del código aplicable o especificaciones de diseño. El primer paso en el proceso de diseño es llamado generalmente " Diseño por presión ", e involucra calcular el espesor de pared requerido en la tubería, accesorios, otros componentes y el esfuerzo de la conexión en los ramales.

El diseño por presión de un tubo recto, consiste en el cálculo del mínimo espesor de pared requerido para la presión especificada a una temperatura dada.

Cualquier arreglo de tubería debe ser soportado para evitar que se rompa debido a su propio peso y cargas vivas. El arreglo de tubería que opera a temperatura ambiente puede ser soportado sin hacer un análisis por computadora pero esto requiere estar familiarizado con los arreglos de tubería y sus flexibilidades. Las tuberías que operan a temperaturas relativamente altas requieren análisis por computadora para localizar los puntos de soportado en forma optimizada.

Uno de los primeros conceptos que deben de estar presentes para soportar una línea, es el hecho de que entre menos restricciones se impongan, mejor será el perfil de esfuerzos en el arreglo. No se pueden permitir restricciones intermedias para alterar y redistribuir los esfuerzos, momentos y fuerzas.

Para ser válido, el arreglo o línea de tubería debe de estar soportado en forma tal, que su peso no tenga efecto sobre la validez de los cálculos que se realizan de análisis de flexibilidad debido a la expansión térmica.

El analista debe de considerar no sólo en qué forma va a ser soportada la línea, sino donde.

Otra forma en la cual los efectos de los soportes pueden influir, o en algunos casos invalidar los análisis anteriores, se presenta en la forma en la cual se pueden conectar los soportes al tubo, y si no se conecta adecuadamente cambiará la flexibilidad de la tubería.

Otro aspecto relevante en el caso de los soportes es que se debe de conocer el espacio requerido por estos, para que sean instalados

adecuadamente. Por lo que el analista debe asegurarse de que exista espacio suficiente para instalar el tipo óptimo de soporte.

Como se observa, son varios los análisis que se elaboran para el diseño de un arreglo de tubería, pero no se ha dicho para que sirve el análisis de flexibilidades en el diseño de soportes.

Los métodos simplificados o exactos del análisis de esfuerzos, dan como resultado los esfuerzos en la tubería, la forma del arreglo ya deformado, etc.; y además proporciona como ya se dijo anteriormente, el listado de cargas de evaluación, con las cuales se analizarán y diseñarán los sistemas de sujeción para tuberías.

A continuación se mostrará la forma en que se utiliza un método simplificado para el estudio de la suspensión elástica de un arreglo de tubería.

ESTUDIO DE LA SUSPENSION ELASTICA DE UN ARREGLO DE TUBERIA

En el estudio de la suspensión elástica de una línea o arreglo de tubería, es necesario, en primer lugar, establecer una localización preliminar de todos los puntos de soportado y calcular la dilatación térmica para cada sección.

A partir de aquí pueden ser calculadas las cargas de cada soporte, y elegir el tipo más adecuado para tales condiciones.

Los datos básicos de partida relativos al diseño de la tubería son:

- 1.- Materiales y su coeficiente de dilatación térmica.
- 2.- Peso de la tubería y aislamiento (incluyendo la del fluido) por unidad de longitud.
- 3.- Peso de bridas, codos, válvulas, etc., más aislamiento.
- 4.- Temperatura de servicio.

Puntos de Soportado

Estos deben ser elegidos para satisfacer los siguientes requisitos:

1.- La distancia entre soportes debe ser lo suficientemente cercana para evitar tensiones altas por flexión en los extremos, debidas al peso propio, aislamiento y fluido.

La tabla siguiente indica el espacio máximo propuesto entre soportes para varios diámetros de tubería:

DIAMETRO NOM (Pulgadas)	D. MAXIMA (metros)
1	2.1
1 1/2	2.8
2	3.0
2 1/2	3.4
3	3.7
3 1/2	4.0
4	4.3
5 1/2	4.9
6 1/2	5.2
8 1/2	5.8
10 1/2	6.7
12 1/2	7.0
14 1/2	7.7
16 1/2	8.3
18 1/2	8.6
20 1/2	9.2
24 1/2	9.82

Esta Tabla es recomendada por el código ANSI B31.1 , y garantiza los siguientes puntos:

- a) Que el desplazamiento vertical en cualquier punto no será mayor a 0.1 pulgadas.
- b) Que el esfuerzo no será mayor a 1500 psi.

Se debe tener cuidado de no aplicarla tal cual, si en el arreglo existen cargas concentradas como válvulas, bridas, etc., también es de mencionarse que dichas distancias no consideran que la tubería esta aislada, sin embargo esta tabla es una buena guía para soportar un arreglo de tubería.

2.- En general los soportes serán colocados en o cerca de cualquier carga concentrada, por ejemplo válvulas, bridas o abrazaderas para tubería vertical.

3.- Comprobar que no haya interferencias con otros equipos o tuberías.

4.- Localizar los soportes convenientemente para unir a la estructura metálica, disponiendo soportes especiales metálicos donde se requirieren.

5.- Los puntos de suspensión de abrazaderas para tubería vertical pueden estar sobre cualquiera de los centros de gravedad o localizados en una posición de equilibrio estático.

A continuación se detalla un ejemplo numérico de este método.

EJEMPLO NUMERICO

Añádase a la disposición de la FIGURA 1a) los datos numéricos siguientes:

Coefficiente de dilatación térmica	0.012 mm / m / °C
Temperatura de servicio	400°C
Dilatación específica	0.012x400 = 4.8 mm por m
Peso del tubo, aislamiento y contenido	25 Kg / m
Peso de la brida y aislamiento	22 Kg
Peso del codo y aislamiento	15 Kg
Dilatación térmica de la brida A	12 mm hacia arriba
Dilatación de la brida B	25 mm hacia arriba

CALCULO DE CARGAS SOBRE LOS SOPORTES

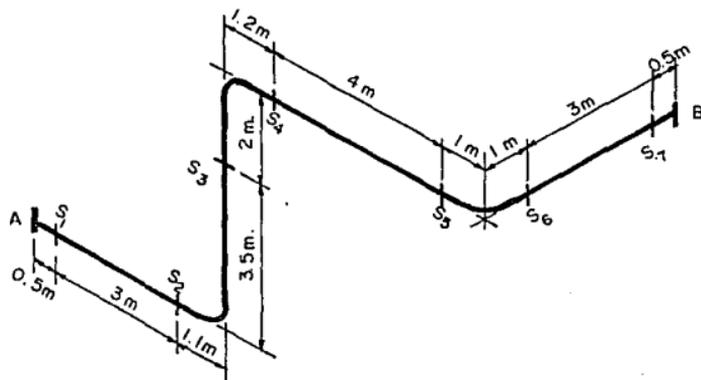
TRAMO A-S1 (FIGURA 2a)

$P_1 = 22 \text{ Kg.}$

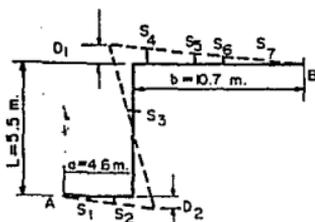
$P_2 = 25 \text{ Kg/m} \times 0.4 \text{ m} = 10 \text{ Kg}$

Momentos sobre S1 :

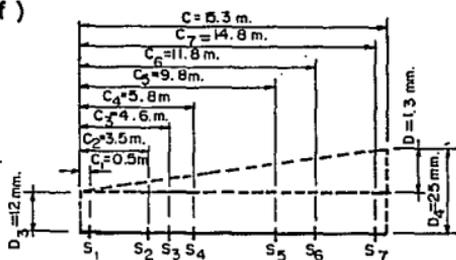
a)



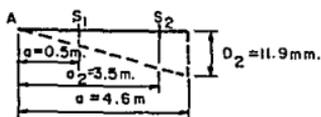
b)



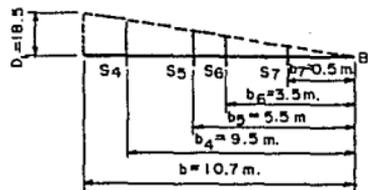
f)



c)



d)



e)

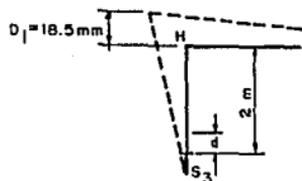


FIGURA I-EJEMPLO NUMERICO

m	Kg	=	Kg-m
0.2	x 10	=	2.0
0.45	x 22	=	9.9
TOTAL	<u>32</u>		<u>11.9</u>

Carga sobre brida A = $11.9/0.5 = 23.8$ Kg

Carga sobre el soporte S1 = $32-23.8 = 8.2$ Kg

TRAMO S1-S2 (FIGURA 2b)

P3 = $25 \text{ Kg/m} \times 3 \text{ m} = 75$ Kg

Carga sobre S1 = $75/2 = 37.5$ Kg

Carga sobre S2 = $75/2 = 37.5$ Kg

TRAMO S2-S3 (FIGURA 2c)

Nota : En este tramo se encuentra un codo a 90° y su centro de gravedad se determina como lo indica la FIGURA 2h.

P4 = $25 \text{ Kg/m} \times 0.9 \text{ m} = 22.5$ Kg

P5 = 15 Kg (codo)

P6 = $25 \text{ Kg/m} \times 3.3 \text{ m} = 83$ Kg

Momentos respecto a S3 :

m	Kg	=	Kg-m
0.65	x 22.5	=	14.60
0.072	x 15.0	=	1.08
0.0	x 83.0	=	0.00
TOTAL	<u>120.5</u>		<u>15.68</u>

Carga sobre S2 = $15.68 / 1.1 = 14.25$ Kg

Carga sobre S3 = $120.5 - 14.25 = 106.25$ Kg

TRAMO S3-S4 (FIGURA 2d)

P7 = $25 \text{ Kg/m} \times 1.8 \text{ m} = 45$ Kg

P8 = 15 Kg (codo)

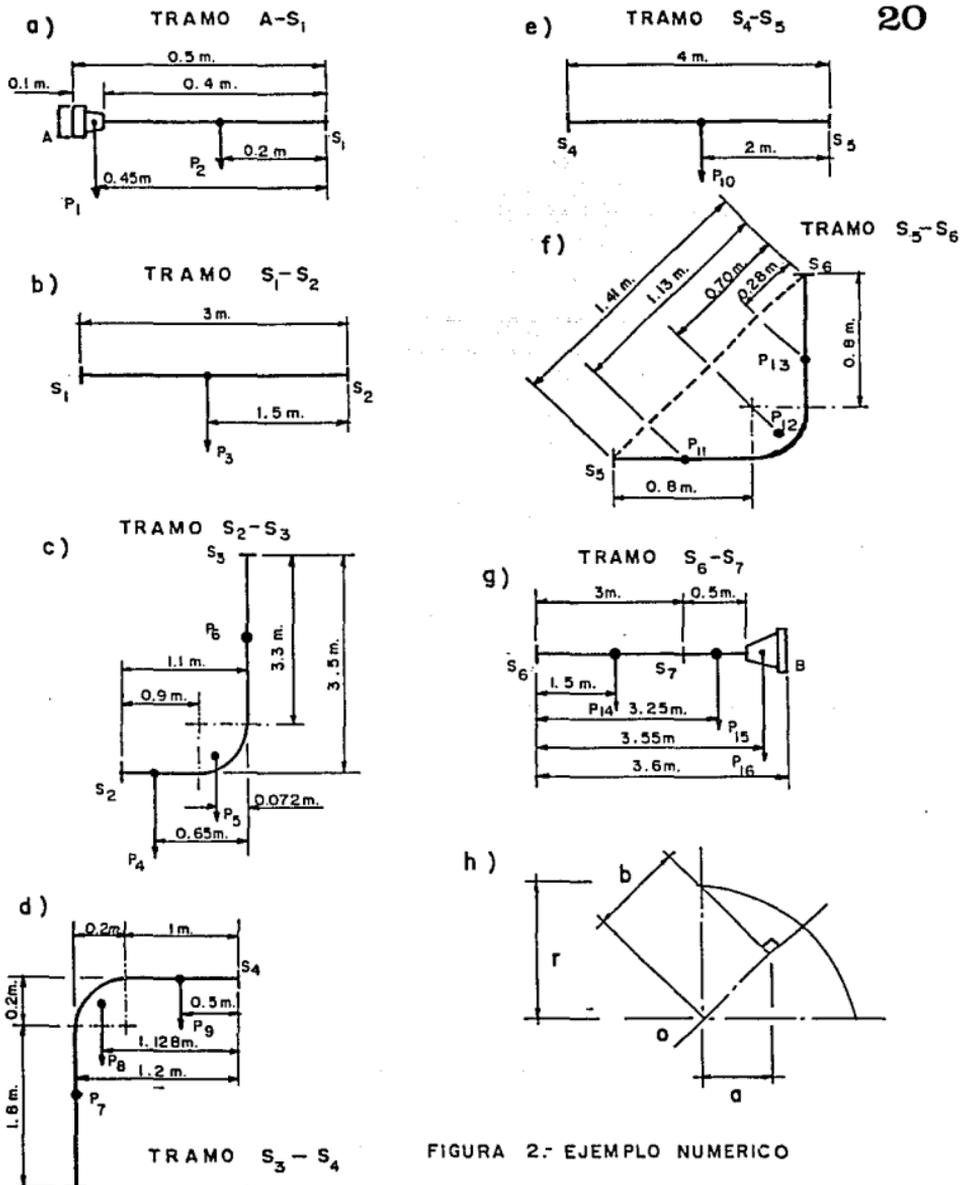


FIGURA 2.- EJEMPLO NUMERICO

$$P9 = 25 \text{ Kg/m} \times 1.0 \text{ m} = 25 \text{ Kg}$$

Momentos sobre S4 :

m	Kg	Kg-m
1.2	x 45.0	= 54.00
1.128	x 15.0	= 16.90
0.5	x 25.0	= 12.50
TOTAL	<u>85.0</u>	<u>83.40</u>

$$\text{Carga sobre S3} = 83.40 / 1.2 = 69.40 \text{ Kg}$$

$$\text{Carga sobre S4} = 85.0 - 69.4 = 15.60 \text{ Kg}$$

TRAMO S4-S5 (FIGURA 2e)

$$P10 = 25 \text{ Kg/m} \times 4 \text{ m} = 100 \text{ Kg}$$

$$\text{Carga sobre S4} = 100/2 = 50 \text{ Kg}$$

$$\text{Carga sobre S5} = 100/2 = 50 \text{ Kg}$$

TRAMO S5-S6 (FIGURA 2f)

$$P11 = 25 \text{ Kg/m} \times 0.8 \text{ m} = 20 \text{ Kg}$$

$$P12 = 15 \text{ Kg (codo)}$$

$$P13 = 25 \text{ Kg/m} \times 0.8 \text{ m} = 20 \text{ Kg}$$

Momentos sobre S6 :

m	Kg	Kg-m
1.13	x 20.0	= 22.60
0.70	x 15.0	= 10.50
0.28	x 20.0	= 5.60
TOTAL	<u>55.0</u>	<u>38.70</u>

$$\text{Carga sobre S5} = 38.7 / 1.41 = 27.5 \text{ Kg}$$

$$\text{Carga sobre S6} = 55.0 - 27.5 = 27.5 \text{ Kg}$$

TRAMO S6-S7 (con carga nula sobre B) (FIGURA 2g)

$$P14 = 25 \text{ Kg/m} \times 3 \text{ m} = 75 \text{ Kg}$$

$$P15 = 25 \text{ Kg/m} \times 0.5 \text{ m} = 12.5 \text{ Kg}$$

$$P16 = 22 \text{ Kg (brida)}$$

Momentos respecto a S6 :

m	Kg	Kg-m
1.5	x 75.0	= 112.50
3.25	x 12.5	= 40.60
3.55	x 22.0	= 78.00
TOTAL	109.5	231.10

$$\text{Carga sobre S7} = 231.1 / 3 = 77 \text{ Kg}$$

$$\text{Carga sobre S6} = 109.5 - 77 = 32.5 \text{ Kg}$$

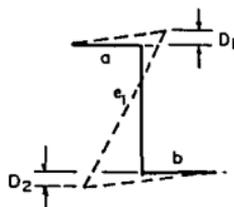
$$\text{Carga sobre B} = 0$$

RESUMEN DE CARGAS (Kg)

SOP	CARGAS RELATIVAS AL TRAMO							CARGA SOBRE EL SOPORTE
	A-S1	S1-S2	S2-S3	S3-S4	S4-S5	S5-S6	S6-S7	
BRIDA A	23.8							23.80
S1	8.2	37.5						45.70
S2		37.5	14.25					51.75
S3			106.25	69.4				175.65
S4				15.6	50			65.60
S5					50	27.5		77.50
S6						27.5	32.5	60.00
S7							77.0	77.00
BRIDA B							0	0.00
PESO TOTAL DE LA LINEA								577.00

a) METODO SIMPLIFICADO PARA CALCULAR EL MOVIMIENTO DE LA TUBERIA

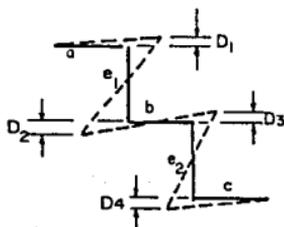
23



I-1 TRAMO VERTICAL

$$D_1 = \frac{ae_1}{a+b}$$

$$D_2 = e_1 - D_1$$



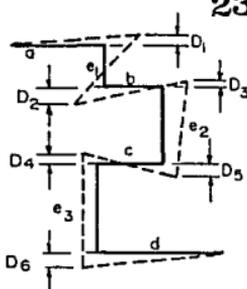
II-2 TRAMOS VERTICALES

$$D_1 = \frac{a(e_1 + e_2)}{a+b+c}$$

$$D_2 = e_1 - D_1$$

$$D_4 = \frac{c(e_1 + e_2)}{a+b+c}$$

$$D_3 = e_2 - D_4$$



III-3 TRAMOS VERTICALES

$$D_1 = \frac{a(e_1 + e_2 + e_3)}{a+b+c+d}$$

$$D_2 = e_1 - D_1$$

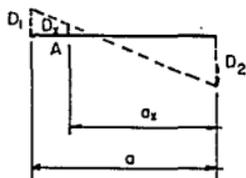
$$D_3 = \frac{(a+b)D_1}{a} - e_1$$

$$D_4 = e_2 - D_3$$

$$D_6 = \frac{d(e_1 + e_2 + e_3)}{a+b+c+d}$$

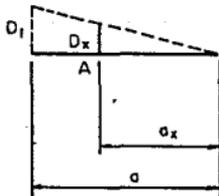
$$D_5 = e_3 - D_6$$

b) FORMULA PARA OBTENER EL DESPLAZAMIENTO DE LOS PUNTOS INTERMEDIOS DE UN TRAMO HORIZONTAL EN FUNCION DEL DESPLAZAMIENTO EN LOS EXTREMOS.



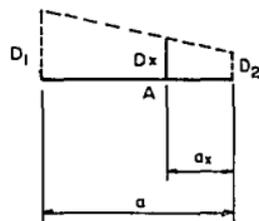
I. CASO:

$$D_x = \frac{a_x(D_1 + D_2) - a D_2}{a}$$



II. CASO:

$$D_x = \frac{a_x D_1}{a}$$



III. CASO

$$D_x = \frac{a_x(D_1 - D_2)}{a} + D_2$$

FIGURA 3 - DESPLAZAMIENTOS DE TUBERIA

CALCULO DE LA DISTRIBUCION DE LA DILATACION VERTICAL DE LA TUBERIA.

Para el cálculo de la distribución de la dilatación térmica. se puede utilizar el método siguiente :

Método simplificado para calcular el movimiento de la tubería.

Consiste en establecer los movimientos en la parte superior e inferior de los tramos verticales. En todos los casos se hace referencia a las disposiciones típicas, de la FIGURA 3a.

Observando la FIGURA 3a , las letras a-b-c-d representan las longitudes de los tramos horizontales expresados en mm., mientras que las letras e1-e2-e3 representan las dilataciones de los tramos verticales en mm., y se obtienen multiplicando la longitud por el valor de la dilatación térmica expresada en mm/m. Esto último se determina en función del tipo de material y de la temperatura de servicio.

Para obtener la disposición final de la tubería, habría que hallar la dilatación de los tramos horizontales lo cual se haría de la misma manera que se ha visto para hallar D1, D2, D3, en los verticales.

En la FIGURA 3b se observan las fórmulas para obtener el desplazamiento de los puntos intermedios de un tramo horizontal en función del desplazamiento de los extremos.

Nota : Debiendo disponer un soporte en el punto A, y conociendo los desplazamientos extremos D1 y D2 se puede conocer el desplazamiento relativo Dx de dicho punto A , según las expresiones indicadas en la FIGURA 3b . Si Dx resulta positivo la tubería ascenderá, y si Dx resulta negativo la tubería descenderá.

El desplazamiento Dx puede ser calculado gráficamente dibujando a escala los desplazamientos extremos y uniéndolos entre si hasta cortar a una paralela a dichos desplazamientos trazada por el punto A.

Utilizando el método anterior se obtendrá :

Dilatación del tramo vertical de longitud $L = 5.5m$, (FIGURA 1b) :

$$e1 = 5.5m. \times 4.8 \text{ mm/m} = 26.4 \text{ mm.}$$

Siendo: $D1 = be1/(a+b) = 107 \times 26.4 / (10.7 + 4.6) = 18.5 \text{ mm.}$ hacia arriba

$$D2 = e1 - D1 = 26.4 - 18.5 = 11.9 \text{ mm hacia abajo}$$

Haciendo una distribución de desplazamientos a la parte superior del tramo se obtendrán los desplazamientos en los soportes intermedios correspondientes a cada tramo (FIGURA 1c y 1d).

$$e1 = a1 D2/a = 0.5 \times 11.9 / 4.6 = 1.29 \text{ mm. hacia abajo}$$

$$e2 = a2 D2/a = 3.50 \times 11.9 / 4.6 = 9.10 \text{ mm. hacia abajo}$$

$$e4 = b4 D1/b = 9.5 \times 18.5 / 10.7 = 16.40 \text{ mm. hacia arriba}$$

$$e5 = b5 D1/b = 5.5 \times 18.5 / 10.7 = 9.50 \text{ mm. hacia arriba}$$

$$e6 = b6 D1/b = 3.5 \times 18.5 / 10.7 = 6.06 \text{ mm. hacia arriba}$$

$$e7 = b7 D1/b = 0.5 \times 18.5 / 10.7 = 0.86 \text{ mm. hacia arriba}$$

El desplazamiento del punto H. en el tramo vertical es:

$$D1 = 18.5 \text{ mm. hacia arriba (FIGURA 1e)}$$

dilatación del tramo S3-H:

$$d = 2 \text{ m.} \times 4.8 \text{ mm/m} = 9.6 \text{ mm.}$$

desplazamiento del punto S3:

$$S3 = D1 - d = 18.5 - 9.60 = 8.90 \text{ mm. hacia arriba}$$

CALCULO DE LA DISTRIBUCION DEL MOVIMIENTO VERTICAL DEL CONJUNTO

Observando la FIGURA 1f. y recordando que las bridas A y B se dilatan hacia arriba 12 mm y 25 mm., respectivamente.

$$e^1 = (c1 D/c) + D3 = (0.5 \times 13 / 15.3) + 12 = 0.425 + 12 = 12.425 \text{ mm. hacia arriba}$$

$$e^2 = (c2 D/c) + D3 = (3.5 \times 13 / 15.3) + 12 = 2.97 + 12 = 14.97 \text{ mm. hacia arriba}$$

$$e^3 = (c3 D/c) + D3 = (4.6 \times 13 / 15.3) + 12 = 3.9 + 12 = 15.90 \text{ mm. hacia arriba}$$

$$e^4 = (c4 D/c) + D3 = (5.8 \times 13 / 15.3) + 12 = 4.93 + 12 = 16.93 \text{ mm. hacia arriba}$$

$$e^5 = (c5 D/c) + D3 = (9.8 \times 13 / 15.3) + 12 = 8.32 + 12 = 20.32 \text{ mm. hacia arriba}$$

$$s^6 = (c6 D/c) + D3 = (11.8 \times 13 / 15.3) + 12 = 10 + 12 = 22.00 \text{ mm. hacia arriba}$$

$$s^7 = (c7 D/c) + D3 = (14.8 \times 13 / 15.3) + 12 = 12.6 + 12 = 24.60 \text{ mm. hacia arriba}$$

Indicando con el signo (+) los desplazamientos hacia arriba, y con el signo (-) los desplazamientos hacia abajo y al sumar algebraicamente estos desplazamientos debidos a la dilatación del tramo vertical y los debidos al movimiento de la brida extrema, tendremos la siguiente tabla :

RESUMEN DE LOS DESPLAZAMIENTOS (mm)

Soportes	S	S'	Carrera
S1	- 1.29	+ 12.425	+ 11.135
S2	- 9.10	+ 14.970	+ 5.870
S3	+ 8.90	+ 15.900	+ 24.800
S4	+16.40	+ 16.930	+ 33.330
S5	+ 9.50	+ 20.320	+ 29.820
S6	+ 6.06	+ 22.000	+ 28.060
S7	+ 0.86	+ 24.600	+ 25.460

Esta tabla suministra los datos necesarios para la elección de cualquier soporte.

Ejemplo : El soporte S4 deberá resistir una carga de 65.6 Kg, con una carrera de 33.3 mm hacia arriba, como se observa en la siguiente tabla :

Soporte	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7
Carga (kg)	45.70	51.75	175.65	65.60	77.50	60.00	77.00
Carrera (mm)	+11.135	+5.87	+24.8	+33.33	+29.82	+28.06	+25.46

El procedimiento expuesto anteriormente tiene un valor puramente indicativo y permite calcular la suspensión de una línea con relativa rigurosidad, con rapidez y suficiente exactitud.

CAPITULO III .- SOPORTES RIGIDOS

INTRODUCCION.- El término soporte o sistema de sujeción de tuberías comprende todo el rango de elementos estructurales que son utilizados para cumplir con una o ambas de las siguientes funciones; ya sea soportar el peso de la tubería y sus componentes o proporcionar estabilidad estructural a la misma. Principalmente este último concepto es el fin principal de los sistemas de sujeción rígidos.

Aunque un arreglo o una línea de tubería puede ser descrito como una estructura espacial irregular, difiere de las estructuras convencionales que frecuentemente se utilizan y debido a sus proporciones esbeltas no permiten que se soporten por ellas mismas y necesitan ser restringidas o reforzadas contra ciertos efectos que se presentan en su operación. Además, si su temperatura de servicio es diferente que la del ambiente, la expansión térmica resultante, causará desplazamientos laterales y verticales a diferentes puntos de temperatura que pueden introducir suficientes esfuerzos térmicos o disminuir la resistencia del material como para requerir asistencia estructural suplementaria, o también, en el caso de los sistemas de sujeción del tipo colgante o soportes deslizantes, necesitan ya sea un cantiliver o un marco para que los ayuden a cumplir con su fin. Este acero es el que se considera como acero suplementario.(Ver FIGURA 4).

La planeación de los sistemas de sujeción de tuberías, simultáneamente con el establecimiento de las configuraciones generales de diseño básico, ofrece la ventaja de una instalación más rápida y económica.

El análisis de los efectos térmicos y estructurales en la tubería es de un valor ilimitado, a no ser que se trabaje paralelamente con un diseño de soportes lo suficientemente completo para asegurar la realización de los supuestos hechos en el análisis de flexibilidad.

Una falta o sobreutilización de soportes, o una falta de restricciones adecuadas, puede originar riesgos de sobreesfuerzos en lugar de dar protección al equipo sensitivo, o al mismo arreglo de tubería.

A pesar de que el soportado de tubería implica un punto importante, no ha recibido la atención suficiente, por lo que no se cuenta con la debida planeación acerca de los diseños, en conjunto con el aspecto económico.

A continuación se presenta la terminología usada hasta ahora en el diseño de soportes rígidos, ya que al no existir una estandarización, se han adoptado un sinnúmero de términos.

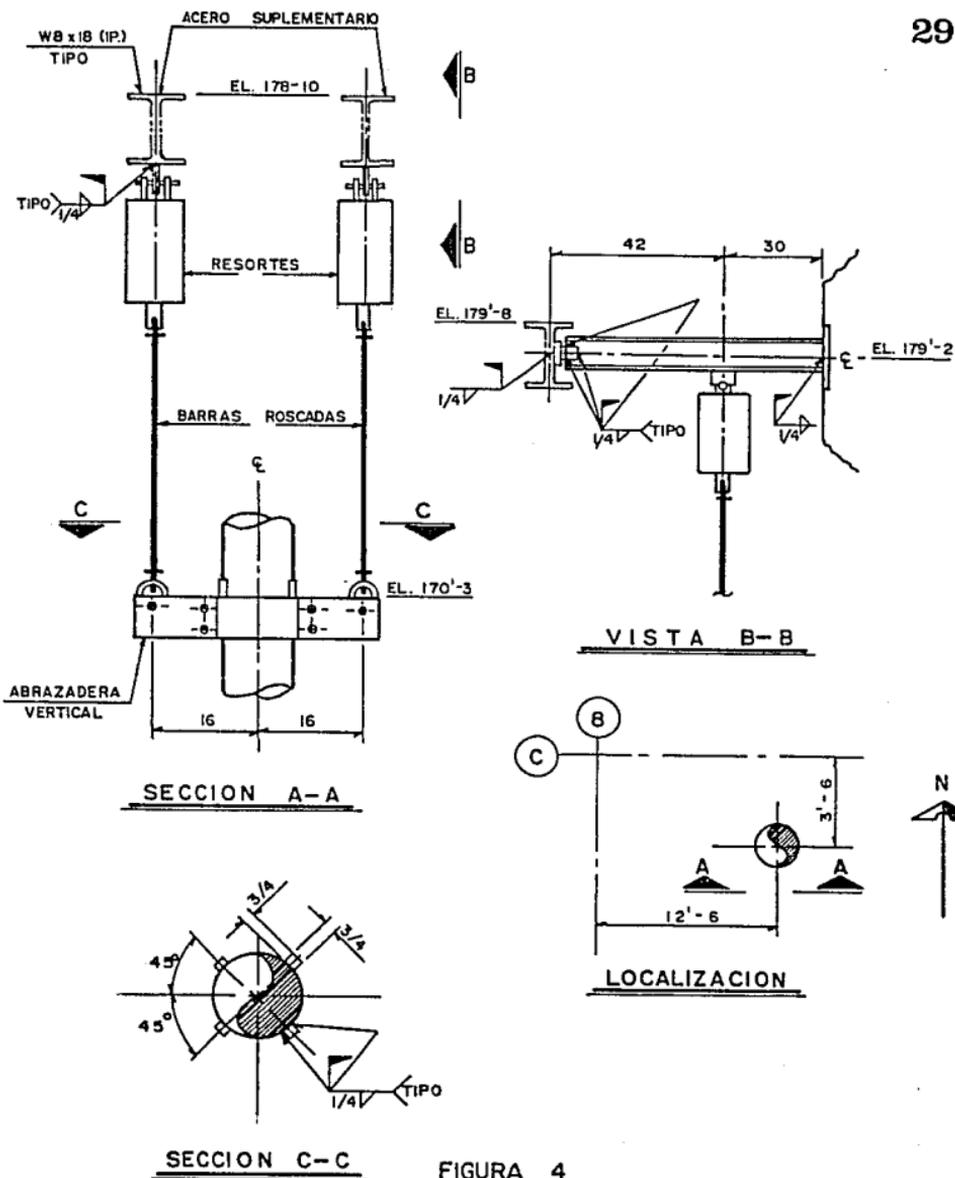


FIGURA 4

Restricción : Cualquier medio que previene, resiste o limita el movimiento térmico libre de la tubería.

Puntual : Un medio que primordialmente intenta resistir el desplazamiento de la tubería debido a la acción de cualquier fuerza que no sea aquella debida a la expansión térmica o a la gravedad.

Ancla : Una restricción rígida que prevé sustancialmente una fijación completa.

Tope : Un medio que permite la rotación pero previene el movimiento de traslación en cuando menos una dirección a lo largo de cualquier eje deseado.

Tope de dos ejes : Un medio que previene el movimiento de traslación en una dirección a lo largo de cada uno de los ejes deseados.

Tope límite : Un medio que restringe el movimiento de traslación en una cantidad limitada a lo largo de cualquier eje deseado.

Guía : Un medio que previene la rotación alrededor de uno o más ejes, debido al momento flexionante o torsionante.

Soporte deslizante : Un medio que prevé apoyo a la tubería pero que no ofrece otra resistencia que no sea la friccional hacia el movimiento de la tubería.

Soporte rígido : Un medio que aporta rigidez cuando menos hacia una dirección.

Los sistemas de sujeción, mejor conocidos como "soportes" son utilizados para proporcionar capacidad estructural de la propia tubería y, para tomar los efectos del peso simultáneamente con la presión, temperatura y demás condiciones de operación.

La ruta crítica de cualquier programa de construcción, depende de los tiempos de entrega de equipo y sus componentes asociados que permiten su instalación oportuna. Para facilitar tal programación, una evaluación de diseño en las primeras etapas, debe ser ejecutada para que la compra de materiales pueda ser iniciada. El colocar las órdenes de compra a tiempo, evita los problemas que se tienen que afrontar para obtener materiales de construcción de este tipo.

La elaboración cuidadosa del crquis del diseño conceptual minimizan las interacciones de análisis de esfuerzos.

Un diseño adecuado depende del conocimiento de los siguientes puntos :

- a) Comportamiento térmico del arreglo de tubería.
- b) Las cargas impuestas debidas a eventos sísmicos, si aplica.
- c) Caracteristicas mecánicas de los componentes de los soportes.
- d) La capacidad de carga de las conexiones terminales.
- e) Disponibilidad de estructuras existentes para soportarse.
- f) Proximidad de otras líneas, soportes, etc.

La simplicidad en el diseño y localización de soportes solamente puede ser lograda por medio de un estudio coordinado entre el diseñador de tubería, el analista de esfuerzos de tubería, y el diseñador de soportes.

La responsabilidad para determinar la localización final y función de los soportes, cae en el analista de esfuerzos. La responsabilidad para la selección de los componentes adecuados para cumplir con la función definida es del diseñador de soportes.

En este capitulo se presentarán los soportes rígidos que se aplican comúnmente en un arreglo de tubería.

Primeramente, se explicará la manera en que se analiza y diseña el acero suplementario y posteriormente se explicarán los tres tipos más comunes de soportes rígidos : anclajes, deslizantes y tirantes rígidos.

DISEÑO DEL ACERO SUPLEMENTARIO

Cualquier soporte de tubería deberá ser diseñado para cumplir con todas las condiciones estticas y dinámicas operacionales bajo las cuales el sistema funcionará.

Se debe hacer una selección de soportes adecuada desde el punto de vista función, así como cuidar que los esfuerzos en la tubería y en el propio soporte estn dentro de los límites permisibles.

El acero adicional en forma de estructuras auxiliares entre estructuras existentes, cantilivers, estructuras en forma de "A", portal, etc. requieren un análisis riguroso.

Al diseñar estas estructuras, se deberán cubrir los requerimientos impuestos por el análisis de esfuerzos, por ejemplo. :

- a) Un diseño que cumpla de una manera segura con las cargas y movimientos del análisis de esfuerzos en cualquier condición de operación.
- b) Una rigidez adecuada en el punto de soporte.
- c) Suministrar las reacciones en los puntos de descarga a estructuras existentes para su evaluación.

Generalmente, los requerimientos de rigidez son traducidos a un criterio de deflexión, según las necesidades del proyecto en cuestión.

En esta sección se tratarán de dar algunas aplicaciones elementales para el diseño de acero suplementario.

REQUERIMIENTOS DE LOS CODIGOS

Los siguientes códigos gobiernan el diseño, fabricación y montaje de soportes para tuberías en plantas nucleares y de otros tipos de combustible.

- a) American Society of Mechanical Engineers (ASME). "ASME Boiler and Pressure Vessel Code". Sección III, Subsecciones NF, y apéndice XVII. Este código establece las reglas para el diseño y análisis del acero suplementario que deberán incluirse en las especificaciones de diseño del proyecto.
- b) ANSI B31.1 American National Standard Code For Pressure Piping, para el diseño y análisis de acero suplementario este código recomienda el uso de los estándares previstos por el código AISC.
- c) American Institute of Steel Construction (AISC). "Manual of Steel Construction". Aplica para el diseño, fabricación y montaje de acero estructural.

CONFIGURACION DE LAS ESTRUCTURAS

Antes de proceder con los cálculos, se debe definir la configuración de la estructura, ya sea como una viga simplemente apoyada, cantiliver, estructuras en "A", etc.

Las configuraciones mas comunes son (ver FIGURA 5) :

A) Viga Simple.- Es una viga que está simplemente apoyada en ambos extremos. Los apoyos son capaces de absorber fuerzas y no momentos. Este tipo de viga se deflexionará bajo la acción de una carga, prácticamente no ofrece ninguna resistencia a la rotación en sus extremos (Ver FIGURA 5a).

Este tipo de estructura es utilizada para puentear o conectarse entre vigas existentes, vigas existentes y un muro, entre paredes tal como el caso de trincheras, etc..

En cada proyecto, los diseñadores de soportes deberán contar con guías únicas de diseño. Una de esas guías indicará los tamaños mínimos de miembros estructurales a ser usados con varios diámetros de tubería. Una vez que la magnitud y la localización de la carga y la longitud de la viga es conocida, el diseñador deberá establecer los niveles de esfuerzos permisibles y/o la deflexión permisible definida en la especificación correspondiente.

Entonces podrá el diseñador proceder a calcular esfuerzos, deflexiones, reacciones con las formulas aplicables (Ver FIGURA 6).

B) Viga empotrada en ambos extremos.- Es una viga que tiene ambos extremos restringidos contra la rotación. Como ejemplo en la FIGURA 5b, el ángulo original entre los dos miembros se mantiene virtualmente constante.

C) Viga empotrada en un extremo y simplemente apoyada en otro.- Es una viga que tiene un extremo fijo y otro simplemente apoyado (Ver FIGURA 5c).

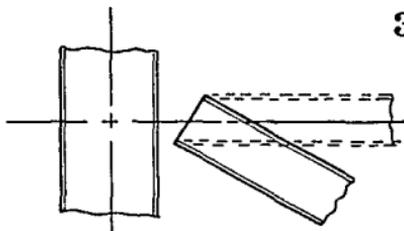
D) Viga en cantiliver.- Es una viga apoyada solamente en un extremo, de tal manera de que el eje de la viga no puede rotar en ese punto (Ver FIGURAS 5d y 10).

Si la tubería a ser soportada está cerca de un muro o a una columna, el diseñador puede usar una viga en cantiliver o una viga fija en un extremo y simplemente apoyado en el otro. (Ver FIGURAS 7 y 8).

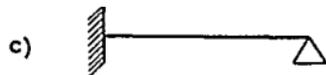
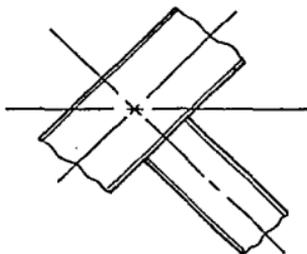
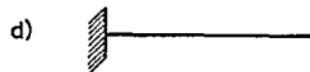
Los pasos requeridos en el cálculo de vigas son los siguientes :



VIGA SIMPLEMENTE APOYADA

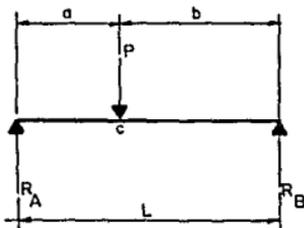


VIGA EMPOTRADA EN AMBOS LADOS

VIGA EMPOTRADA EN UN EXTREMO Y
SIMPLEMENTE APOYADA EN EL OTRO.

VIGA EN CANTILIVER.

FIGURA. 5.- CONFIGURACION DE ESTRUCTURAS SIMPLES

REACCIONES

$$R_A = \frac{Pb}{L} \quad R_B = \frac{Pa}{L}$$

MOMENTO FLEXIONANTE

$$M_{\max} = \frac{Pab}{L} \text{ en el punto } c$$

ESFUERZO

$$f_b = \frac{M_{\max}}{S}$$

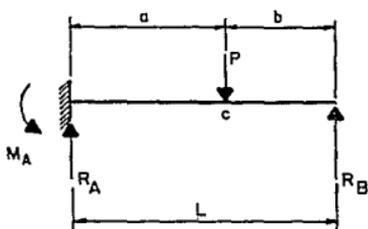
DEFLEXION

$$\Delta_{\max} = \frac{Pab(a+2b)}{27 EIL} \sqrt{3a(a+2b)}, \text{ si } a > b$$

$$= \frac{Pab(b+2a)}{27 EIL} \sqrt{3b(b+2a)}, \text{ si } a < b$$

$$\Delta_c = \frac{Pa^2 b^2}{3EIL}$$

FIGURA 6.- VIGA SIMPLEMENTE APOYADA CON CARGA EN CUALQUIER PUNTO.

REACCIONES

$$R_A = P - R_B \quad R_B = \frac{Pa^2}{2L^3} (b+2L)$$

MOMENTO FLEXIONANTE

$$M \text{ en el punto de aplicación de la carga} = R_B \cdot b$$

$$M_A = \frac{Pab}{2L^2} (b+L)$$

S = Módulo en Sección

ESFUERZO

$$f_b = \frac{M_{\max}}{S}$$

DEFLEXION

$$\Delta \text{ en el punto de aplicación de la carga} = \frac{Pa^3 b^2}{12 EIL^3} (4L - a)$$

FIGURA 7.- VIGA EN CANTLIVER, CARGA EN CUALQUIER PUNTO.

Paso 1.- Anotar las cargas que la viga soportará y hacer un croquis mostrando su localización.

Nota : Las cargas en los soportes pueden ser : Peso propio de la tubería, cargas térmicas, cargas sísmicas, considerándose todas como cargas concentradas.

Paso 2.- Calcular las reacciones en los puntos de apoyo y el momento máximo de flexión.

Paso 3.- Dividir M máximo obtenido en el paso 2, entre f_b , que es el esfuerzo de flexión permisible. El resultado será S , que es el módulo de sección elástico requerido. F_b se tomará del manual AISC o del apéndice XVII según aplique.

Paso 4.- Referirse a las tablas del manual AISC el cual contiene las propiedades de las vigas y seleccionar una que tenga el módulo de sección igual o mayor que lo obtenido en el paso 3.

Paso 5.- Analizar la viga para corte y deflexión.

Nota : Para soportes y restricciones rígidas, la deflexión se limita a 0.04". El esfuerzo permisible para cortante F_v se tomará del manual AISC.

E) Estructuras en "A" y "L".- Si las opciones de configuración anteriores no satisfacen las necesidades requeridas existen 2 alternativas mas :

- Diseño de una estructura en "A" (Ver FIGURA 8)
- Diseño de una estructura en "L" (Ver FIGURA 9)

El diseñador puede convertir estas configuraciones en cantilivers equivalentes, lo cual simplificará los cálculos.

F) Estructura Portal.- En áreas donde ninguna de las configuraciones anteriores puede ser utilizada, el diseñador tiene la opción de usar una estructura portal (Ver FIGURA 11). Aquí, de nuevo es recomendable que se simplifique la configuración como una viga empotrada, ignorando la deflexión de los miembros verticales en la práctica, los miembros verticales de una estructura portal pueden ser tratados como una viga-columna donde la deflexión es ignorada normalmente.

MOMENTOS DE FLEXION

No hay momentos de flexión

37

ESFUERZOS

$$F_{AB} = \frac{Pa}{b} ; \quad f1 = \frac{F_{AB}}{A_{AB}} \quad (\text{Tensión})$$

$$F_{BC} = \frac{P}{b} \sqrt{a^2 + b^2} ; \quad F_C = \frac{F_{BC}}{A_{BC}} \quad (\text{Compresión})$$

Donde A_{AB} , A_{BC} son áreas de los miembros AB y BC respectivamente.

REACCIONES

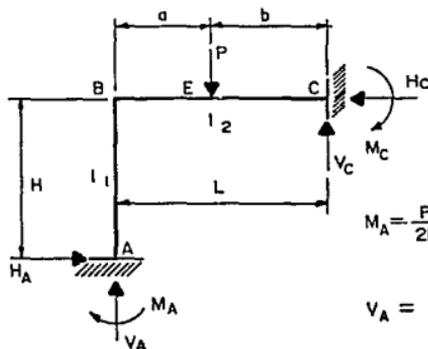
$$R_{CV} = P$$

$$R_A = R_{CH} = \frac{Pa}{b}$$

DEFLEXION

$$\Delta = \frac{3.23 Pa}{AE}$$

FIGURA 8.- ESTRUCTURA "A" UNA CARGA



$$K = \frac{I_2}{I_1} \times \frac{H}{L} \quad N = 1 + K$$

REACCIONES Y MOMENTOS

$$M_A = \frac{Pab^2}{2NI^2} ; \quad M_B = \frac{Pab^2}{NI^2} ; \quad M_C = \frac{Pab}{2NI^2} (Ka + KL + 2a)$$

$$V_A = \frac{Pb - M_B + M_C}{L} ; \quad V_C = P - V_A$$

$$H_A = H_C = \frac{3M_A}{H}$$

$$M_E = \frac{Pab - M_B \cdot b - M_C \cdot a}{L}$$

FIGURA 9.- ESTRUCTURA "L", CARGA EN CUALQUIER PUNTO

La estructura deberá estar en equilibrio con el método que sea.

$$FX + FY + FZ = 0$$

$$MX + MY + MZ = 0$$

En otras palabras. la suma de las fuerzas y momentos aplicados deberá ser igual a la de las reacciones y momentos pero de signos contrarios.

Todas las fórmulas dadas en las figuras anteriores están basadas en ciertas consideraciones y es importante conocer y entender dichas consideraciones en la aplicación del trabajo de diseño.

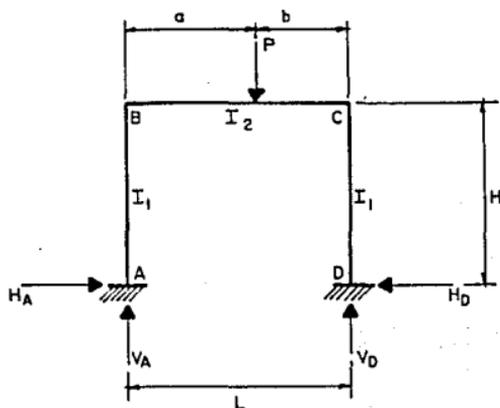
- a) La aplicación de la carga está concentrada en un punto
- b) Los puntos de soporte son inmóviles y no giran
- c) La configuración estructural es estable
- d) Las secciones transversales permanecen planas y normales, después de la flexión.
- e) El Material es homogéneo. isotrópico, obedece la ley Hooke. y los límites de elasticidad no se exceden.
- f) Los módulos de sección en tensión y compresión tienen la misma magnitud.
- g) Los miembros estructurales usados son estables.

CALCULO ESTRUCTURAL

Donde quiera que no exista estructura en la localización del punto del soporte. el diseñador deberá utilizar acero adicional, para propósito de apoyo, ya sea un miembro individual o una estructura completa.

En esta sección. se presenta el diseño y análisis de configuraciones sujetas a cargas verticales, horizontales y de fricción.

DATOS REQUERIDOS PARA EL CALCULO



$$K = \frac{I_2}{I_1} \times \frac{H}{L}$$

$$N_1 = K + 2$$

$$N_2 = 6K + 1$$

MOMENTOS Y REACCIONES

$$a_1 = \frac{a}{L} ; b_1 = \frac{b}{L}$$

$$M_A = \frac{Pab}{L} \left[\frac{1}{2N_1} - \frac{b_1 - a_1}{2N_2} \right] ; V_A = Pb_1 \left[1 + \frac{a_1(b_1 - a_1)}{N_2} \right]$$

$$M_D = \frac{Pab}{L} \left[\frac{1}{2N_1} + \frac{b_1 - a_1}{2N_2} \right] ; V_D = P - V_A$$

$$M_B = -\frac{Pab}{L} \left[\frac{1}{N_1} + \frac{b_1 - a_1}{2N_2} \right] ; H_A = H_D = \frac{3Pab}{2LHN_1}$$

$$M_C = -\frac{Pab}{L} \left[\frac{1}{N_1} - \frac{b_1 - a_1}{2N_2} \right] ; M_E = \frac{Pab - M_B L - M_C a}{L}$$

FIGURA II.- ESTRUCTURA PORTAL CARGA EN CUALQUIER PUNTO

Para desarrollar los cálculos se requiere de la siguiente información:

- A) Diseño conceptual de la estructura (Configuración).
- B) Cargas de diseño y movimientos térmicos.
- C) Criterios de aceptación (Códigos que aplican).

PROCEDIMIENTO DE CALCULO

Una vez que se tienen todos los datos mencionados anteriormente, se deberán ejecutar los siguientes pasos para completar el diseño.

- A) Analizar la estructura usando las cargas de diseño y movimientos térmicos para obtener las fuerzas y momentos en los miembros individuales.
- B) Diseñar cada miembro o grupo de miembros usando las fuerzas y momentos más críticos. Cada miembro deberá satisfacer los requerimientos del código.
- C) Las piezas de catálogo estandard son seleccionadas en base a los datos de capacidad suministrados por el fabricante. No se requieren cálculos adicionales.
- D) Checar la rigidez o deflexión requerida en el punto de soporte.
- E) Diseñar las conexiones, soldaduras, pernos, etc.
- F) Tabular las reacciones en las estructuras existentes para la interfase correspondiente con el departamento civil.
- G) Realizar un croquis para dibujo final.

CALCULO DE ESFUERZOS EN SOPORTES

En el croquis preliminar del soporte, se muestran tamaños tentativos de miembros y soldaduras. Esta información deberá ser dada al diseñador en la fase preliminar de diseño. Si el diseño final requiere cambios, los tamaños y detalles deberán ser modificados en el dibujo final.

El peso propio, cargas térmicas y desplazamientos de la tubería son dados al diseñador de soportes. Un ejemplo se indica a continuación :

TIPO DE CARGA	Fuerzas			Desplazamientos		
	Fx	Fy	Fz	Dx	Dy	Dz
Normal/Diseño	0	250	400	0.07	0.02	0.02
Trastorno	0	-500	-400	0.07	0.02	0.01
Emergencia	0	-550	-500	0.07	0.02	0.02

El eje X es paralelo al eje de la tubería, el eje Y es perpendicular al mismo, y el eje Z es perpendicular al plano XY.

Dependiendo del criterio de diseño de cada proyecto, las fuerzas de fricción deberán ser consideradas.

Si este fuera el caso, la fuerza de fricción deberá ser considerada cuando el desplazamiento en la dirección no restringida, excede un límite específico, generalmente es de 0.04 plg.

Los siguientes coeficientes de fricción son usados generalmente en el diseño de soportes.

CONDICION DE CARGA	COEFICIENTE DE FRICCION
A) Cargas estáticas tales como peso propio y térmico.	0.60
B) Cargas dinámicas tales como: sísmicas, disparos de turbina, etc.	0.30
C) Combinación de cargas estáticas y dinámicas	0.45

ANALISIS ESTRUCTURAL SIMPLIFICADO

Analizar a la estructura con sus condiciones reales representa un problema complicado y debería ser hecho por computadora. sin embargo: para propósito de diseño esto no es necesario, ya que interesa diseñar los miembros para fuerzas y momentos que son conservadores para las cargas. El mismo principio se aplica para el cálculo de desplazamientos.

Con la simplificación de la estructura, ésta se vuelve determinada y las fuerzas y momentos serán conservadores. La experiencia del

diseñador de soportes es importante para una buena simplificación de la estructura.

Los elementos mecánicos se calculan estáticamente y posteriormente se procede al diseño.

DEFLEXION Y RIGIDEZ EN SOPORTES

En el análisis de esfuerzos de la tubería, el analista asume que los soportes tienen cierta rigidez, cuando los soportes son diseñados. es importante que cumplan con la mínima rigidez requerida por el análisis de esfuerzos, de otra manera éste podría ser invalidado.

Para lograr ésto, la práctica normal es limitar la deflexión máxima de los soportes en el punto de contacto con la tubería en la dirección de la carga. Por ejemplo, el criterio de rigidez es :

$$d = 0.04 \text{ plg.}$$

Para determinar rigurosamente las deflexiones se requieren cálculos complicados. ésto no es siempre necesario y un análisis aproximado es suficiente y aceptable previendo que sea conservador y que los límites de deflexión sean menores o iguales a la deflexión teórica.

Puesto que las deflexiones son para el cálculo de rigidez, la cual es normalmente separada en el análisis de esfuerzos, el cálculo de la deflexión puede ser también separado.

Una vez conocida la forma en que se analiza y diseña el acero suplementario, se procederá a explicar los tres tipos más comunes de soportes o sistemas de sujeción rígidos, los cuales son un arreglo de las piezas de catálogo y/o el acero suplementario.

Las piezas de catálogo son aditamentos especiales que sirven para conectar o sujetar la tubería a una estructura (existente o suplementaria), y están diseñadas para un fin específico, considerando el tipo de restricción que se le quiere dar a la tubería, la magnitud y dirección de las cargas y los espacios disponibles para su instalación.

El espacio disponible y/o las interferencias son factores determinantes para la selección de la pieza adecuada, por lo que los

fabricantes ofrecen diversas alternativas para proporcionar un mismo tipo de restricción.

La magnitud y dirección de las cargas resistentes de las partes de catálogo, están garantizadas por el fabricante, por lo que basta con seleccionar la pieza con la capacidad de carga requerida.

A) ANCLAJES

Un anclaje es una restricción rígida que ofrece una fijación completa. Idealmente no permite desplazamientos traslatorios o rotacionales de la tubería en ninguno de los ejes de referencia.

Este tipo de soporte es utilizado, cuando se quiere evitar completamente el movimiento de la tubería hacia cualquier eje de referencia, con el fin de que cuando la tubería sufra los efectos de la expansión térmica, no dañe equipos sensitivos interconectados al arreglo.

Son muchas las configuraciones de los tipos de anclajes en tuberías, y pueden fabricarse con tubo, placas, canales o perfiles I, para soldarlas alrededor de la tubería y anclarla a una estructura existente.

Algunos tipos de estos soportes son mostrados en la FIGURA 12.

Estos soportes tienden a inducir esfuerzos locales en la pared de la tubería, los cuales se analizan en tuberías de 2 1/2" de diámetro y mayores.

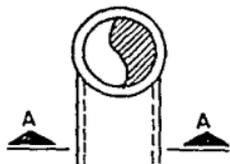
Los esfuerzos locales son los que origina el soporte debido a cargas externas de anexos soldados a la tubería (canales, placas, vigas, etc.).

Para estos esfuerzos deberá verificarse que se encuentren dentro del rango de los esfuerzos permisibles que vienen dados para diferentes condiciones de carga (normal, trastorno y emergencia), que para cada punto de soportado, origina el cálculo o corrida de análisis de esfuerzos.

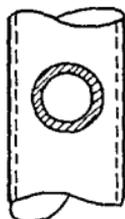
Se procederá a describir el procedimiento a seguir para el análisis de los esfuerzos locales. Esto se logra por medio de tablas que se llenan con la información de la corrida de análisis de esfuerzos, los valores pueden ser o no afectados por factores obtenidos experimentalmente y cuyos valores han sido tabulados en función del tamaño de la tubería y el anexo soldable.

La teoría de que parte este procedimiento se basa en que las fuerzas actuantes en la tubería en un plano dado (obtenidas del análisis de

a)



ANCLAJE CON TUBO

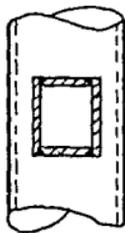


SECCION A-A

b)

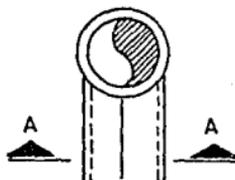


ANCLAJE CON PLACAS

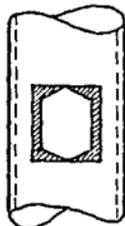


SECCION A-A

c)

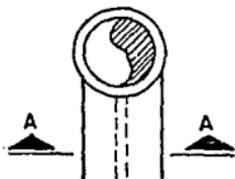


ANCLAJE CON CANALES

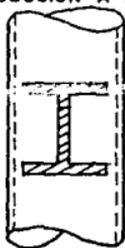


SECCION A-A

d)



ANCLAJE CON VIGUETAS TIPO I



SECCION A-A

FIGURA 12- TIPOS DE ANCLAJES

esfuerzos). provocan esfuerzos normales y/o flexionantes sobre la tubería. De tal manera que la suma de estos esfuerzos mas los esfuerzos propios de la tubería, deberán ser combinados para las condiciones normal, trastorno y emergencia (tipos de combinaciones de carga para las corridas de análisis de esfuerzos), y los resultados deberán de ser menores a los esfuerzos permisibles.

Las fórmulas a usar para determinar la máxima carga de empuje sobre la tubería son las siguientes (Ver FIGURA 13):

$$P = F/2 + M/L ; F = (F_y^2 + F_z^2)^{1/2} ; M = (M_y^2 + M_z^2)^{1/2}$$

Se determinará :

$$\beta/2 = \text{sen}^{-1} (A/O.D.) ; \beta = 2 \text{sen}^{-1} (A/O.D.)$$

$$\emptyset = \beta/2 - 90 < 15^\circ$$

Donde : O.D. = Diámetro exterior de la tubería

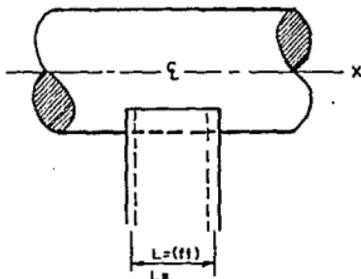
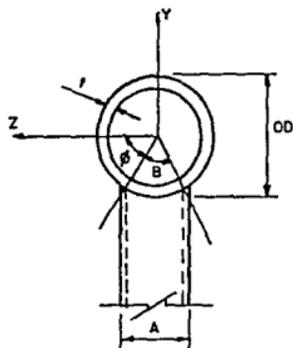
A = Ancho del soporte (ver FIGURA 13)

Si $\beta < 150^\circ$ ó más, el soporte puede ser colocado de otra manera, incrementando L (usando un miembro mayor).

Se debe calcular el esfuerzo máximo local inducido sobre el espesor de la tubería debido a la carga de empuje.

Puede ser determinado por una fórmula basada en estudios de pruebas.

$$S_{\text{max}} = \frac{K P}{2t} \text{Ln} (O.D. / 2t)$$



SISTEMA _____

LINEA _____

φ DEL TUBO _____ CEDULA _____ t= _____

MATERIAL DEL TUBO _____

NUDO PUNTO _____

S/A . CALCULO _____ FECHA _____

ISOMETRICO _____ REV. _____

OD= IN

A= IN

$$\beta = 2 \text{ SEN}^{-1} \left(\frac{A}{OD} \right)$$

$$K = 0.02 - 0.00012(\beta - 90)$$

K= _____

$$\sqrt{V \text{ MAX.}} = K \frac{P}{2} \text{ LN} \left(\frac{OD}{2t} \right)$$

$$\phi = \frac{\beta}{2} - 90 \leq 15^\circ$$

$$\sqrt{V \text{ MAX.}} = \text{_____} \times P$$

CODIGO ASME Eq. No.	CASO No.	CONDI- CION	EJES LOCALES				$F = \sqrt{F_y^2 + F_z^2}$	$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$	$P = \frac{F}{2} + \frac{M}{L}$	$\sqrt{V \text{ MAX.}}$	ESFUERZO EN TUBERIA (PSI) * + V MAX.	ESFUERZO EN TUBERIA + V MAX.	ESFUERZO PERMISIBLE (PSI)
			F _y (Lbs.)	F _z (Lbs.)	M _y (Lbs.-ft.)	M _z (Lbs.-ft.)							
8	90	NORMAL A											8,450
9	191												11,700
9	603	TRANS- TORNO B											10,140
10	601												12,988
11	602												21,438
9	661	EMERG. C											15,210

* SE OBTIENE DE LA CORRIDA DE ANALISIS DE ESFUERZO (A/E)

FIGURA 13.- CALCULO DE ESFUERZOS LOCALES

Donde :

P = Reacción total del soporte (esta reacción variará dependiendo de la combinación de la carga que se esté revisando).

O.D. = Diámetro exterior de la tubería

t = Espesor de la tubería

K = Coeficiente dado por :

K = 0.02 - 0.00012 (β -90)

donde β está en grados

Después de calcular los esfuerzos máximos locales, éstos se deben sumar al esfuerzo propio de la tubería (estos valores los da la corrida de análisis de esfuerzos, y será diferente para cada condición de carga), y los resultados se deberán comparar contra los permisibles, debiendo ser siempre menores para que cumplan con la revisión.

En la FIGURA 13, se aprecia un formato que auxilia en el cálculo de los esfuerzos locales en la tubería.

B) SOPORTES DESLIZANTES

Un soporte deslizante es aquel que además de proporcionar apoyo a la tubería, ofrece solamente resistencia por fricción al movimiento en la dirección de los ejes deseados.

Estos soportes se utilizan cuando en el punto de soportado se presentan desplazamientos debido a la expansión térmica y se requiere que la tubería se expanda libremente en la dirección de cualquier eje de referencia deseado, esto es con el fin de que no se generen esfuerzos en el arreglo de tubería que puedan ocasionar una falla.

El acero suplementario de estos soportes se debe de diseñar considerando las fuerzas de fricción que se generan por el contacto de la superficie del soporte con la tubería, ya sea directamente o por medio de anexos soldables, mas las cargas que actúan en el punto de soportado.

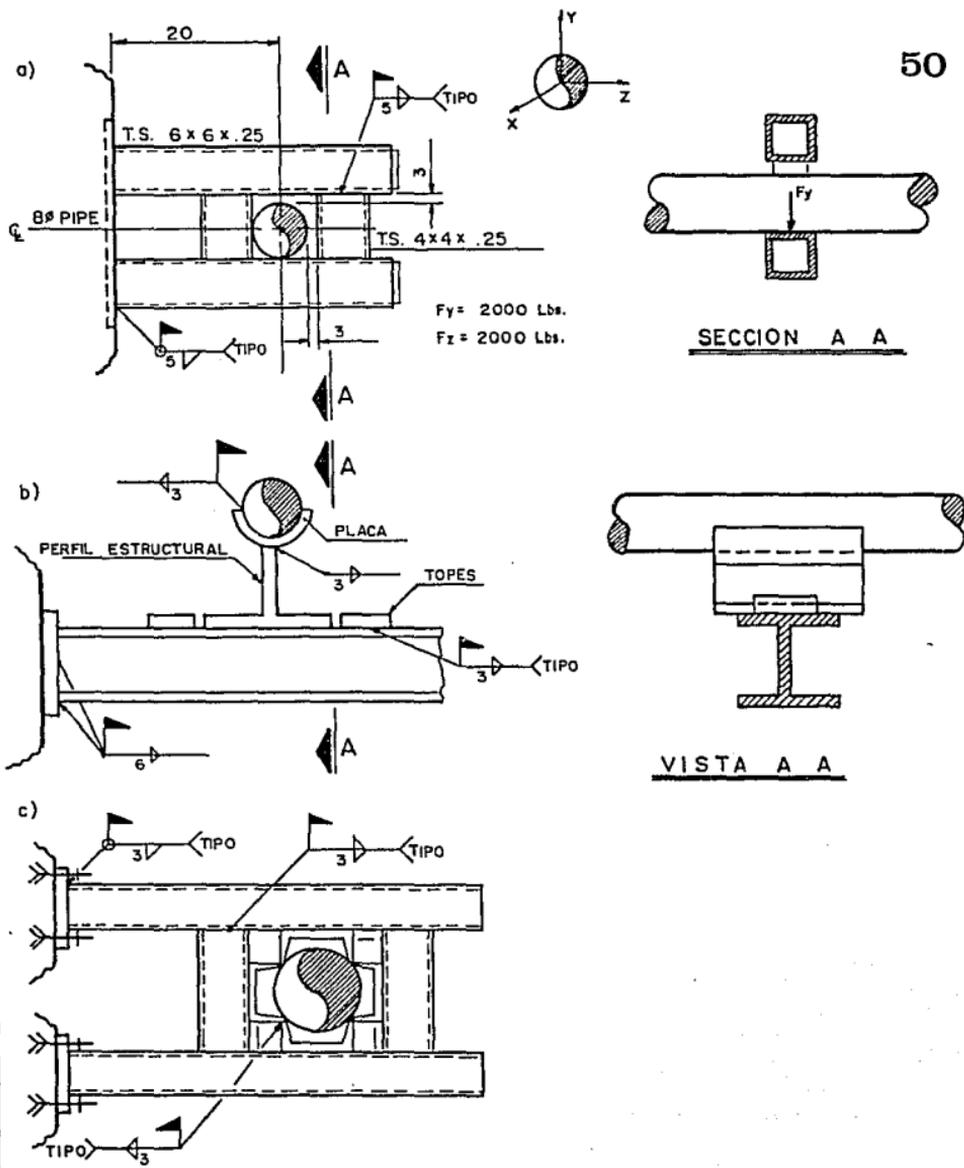
Un ejemplo de un soporte deslizante se muestra en la FIGURA 14a, como se aprecia, el soporte deslizante está estructurado en su totalidad por perfiles de acero; es decir, sólo se utilizó acero suplementario. Aunque algunas ocasiones se utilizan anexos soldables como placas, canales, vigas, etc., para servir de apoyo entre la superficie de rozamiento y la tubería, con el fin de que ésta última no se dañe.

Otros ejemplos de soportes deslizantes se pueden observar en la FIGURA 14b y 14c.

Generalmente en estos soportes no se utilizan anexos soldables y la tubería se apoya directamente sobre la superficie de rozamiento, pero algunas ocasiones es necesario (ver FIGURA 14C).

Estos soportes se analizan y diseñan considerando las fuerzas de soportado (transmitidas por la tubería) y además las fuerzas de fricción que se generan por los desplazamientos térmicos de la tubería, y que actúan perpendicularmente a la dirección de la carga de soportado o fuerza actuante de la tubería.

Además del análisis y diseño del soporte, se debe de realizar un análisis de los esfuerzos por contacto, que son los esfuerzos que se generan en la pared de la tubería debido al apoyo del tubo en miembros de acero estructural (no soldados a la pared de la



tubería). Los esfuerzos por contacto ocurren cuando hay fuerza constante en la tubería pero no por sismo o impacto.

Dichos esfuerzos se determinan con la siguiente fórmula :

(Según " Piping Design System" by M.W. Kellogg)

$$S = \frac{K (Rm)^{\frac{1}{2}} Fz}{1.5 t} \quad , \quad Fz = \frac{S t^{1.5}}{K (Rm)^{\frac{1}{2}}}$$

Donde :

S = Esfuerzo permisible (Psi)

K = Factor constante

R = Radio medio del tubo (in)

t = Espesor del tubo (in)

Fz = Carga lineal unitaria (Lbs/in)

Las tablas I y II de la FIGURA 15, dan los valores de K y Fz.

Las tablas están basadas en un esfuerzo permisible de 5000 Psi. Para esfuerzos permisibles diferentes a dicho valor, se debe multiplicar Fz por el esfuerzo permisible / 5000 y de esta forma se encontrará el valor correspondiente a Fz.

A continuación se indica un ejemplo (ver FIGURA 16a).

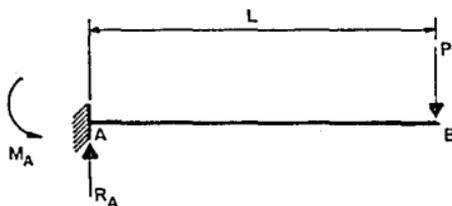
Datos:

W = Carga por empuje radial

TABLA 1			
CEDULA DEL TUBO 40			
DIAMETRO TUBO (IN.)	T (IN)	K	Fz (Lbs./IN)
2 1/2	0.203	1.580	250
3	0.216	1.633	240
4	0.237	1.820	217
6	0.280	2.000	208
8	0.322	2.110	212
10	0.365	2.193	220
12	0.375	2.257	204
14	0.375	2.324	189
16	0.375	2.389	172
18	0.375	2.443	158
20	0.375	2.490	147
22	0.375	2.530	138
24	0.375	2.566	130
26	0.375	2.597	123
28	0.375	2.624	117

TABLA 2			
CEDULA DEL TUBO 80			
DIAMETRO TUBO (IN.)	T (IN)	K	Fz (Lbs./IN)
2 1/2	0.276	1.5	398
3	0.300	1.59	408
4	0.337	1.715	395
6	0.432	1.863	432
8	0.500	1.980	443
10	0.500	2.100	372
12	0.500	2.180	327
14	0.500	2.228	305
16	0.500	2.286	277
18	0.500	2.343	255
20	0.500	2.388	237
22	0.500	2.426	222
24	0.500	2.462	209
26	0.500	2.490	199
28	0.500	2.517	189

FIGURA 15.- ESFUERZOS POR CONTACTO



REACCIONES

$$R_A = P$$

MOMENTO FLEXIONANTE

$$M_{MAX} = PL$$

ESFUERZOS

$$f_b = \frac{M_{MAX}}{S}$$

DEFLEXIONES

$$\Delta_{MAX} = \frac{PL^3}{3EI}$$

FIGURA 10.- VIGA EN CANTILIVER - UNA CARGA.

$$W = 4000 \text{ Lbs}$$

$$L = \text{Longitud de apoyo}$$

$$L = 6 \text{ in}$$

$$\text{O.D.} = \text{Diámetro exterior de la tubería}$$

$$\text{O.D.} = 16 \text{ in}$$

$$S = \text{Esfuerzo permisible}$$

$$S = 8000 \text{ Psi}$$

$$t = \text{Espesor de la tubería}$$

$$t = 0.5 \text{ in}$$

Cálculos :

De la Tabla 2, FIGURA 15 : $F_z = 277$ (pero S es diferente de 5000 Psi), por lo que :

$$F_z = F_z \text{ tabla} \times S \text{ dado} / S \text{ tabla} = 277 \times 8000 / 5000 = 444 \text{ lbs/in}$$

$$L \text{ requerida} = W / F_z = 4000 / 444 = 9 \text{ in} > \text{Long. Apoyo}$$

por lo tanto no es adecuada.

Solución (al problema anterior):

Alternativa 1.- Usar una placa soldada a la tubería (FIGURA 16b)

Alternativa 2.- Usar una placa con atezadores para aumentar la longitud de los patines de la viga, (Ver FIGURA 16c).

Alternativa 1.- El espesor de la placa soldada a la tubería deberá ser menor o igual a 1.5 t de la pared del tubo.

$$t_1 = t \text{ de la tubería} + t \text{ de la placa soldada}$$

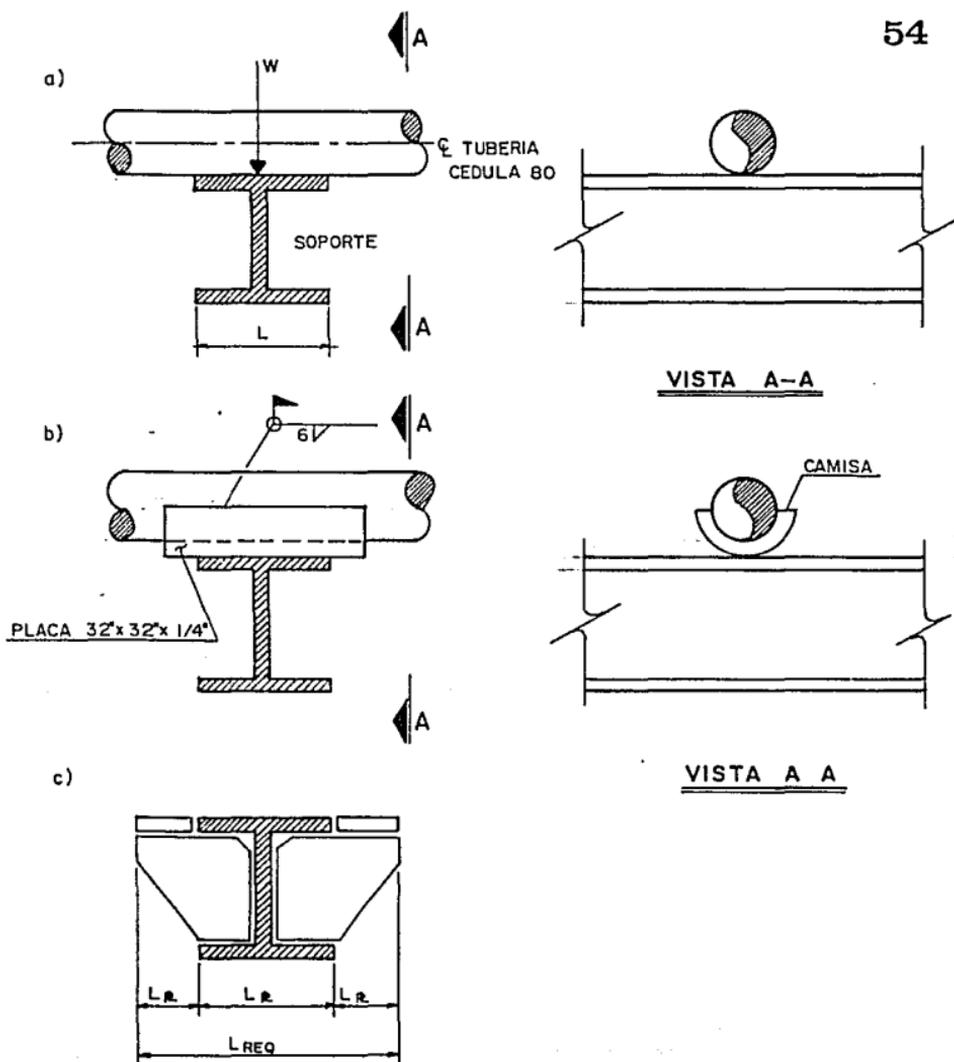


FIGURA 16

$$t_1 = \left(\frac{K R_m F_z}{S} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$K = 2.286 \text{ (Tabla 2, FIGURA 15)}$$

$$R_m = 7.75 \text{ in}$$

$$F_z = 444 \text{ Lb/in}$$

$$S = 8000 \text{ Psi}$$

$$t_1 = \left(\frac{(2.286) (7.75) (444)}{8000} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$t_1 = 0.6 \text{ in}$$

Espesor de la placa soldada = $t_1 - t$ de la tubería = $0.6 - 0.5 = .1 \text{ in}$

Por lo tanto : usar una placa de $1/4''$ de espesor.

Alternativa 2 :

Aumentando la longitud de los patines de la viga de apoyo, utilizando una placa con atezadores (ver FIGURA 16c).

$$L_{\text{placa}} = \frac{L_{\text{req.}} - L}{2} < 1/4 L$$

$$L_{\text{req.}} = 9 \text{ in}$$

Nota : La alternativa 2. deberá ser usada, en caso de existir problemas que no permitan el uso de una placa soldada a la tubería.

La porción sobresaliente de las placas agregadas como patín de la viga, deberá ser suficientemente rígida para asegurar la carga de contacto de la línea

Este sólo es un ejemplo de tantos casos que se presentan en el análisis y diseño de los soportes deslizantes de tuberías.

C) TIRANTES RIGIDOS

Los tirantes rígidos, también conocidos como struts, son utilizados para restringir el movimiento de la tubería en una dirección predeterminada, permitiendo movimientos debido a expansión o retracción en otra dirección.

Los struts son diseñados para tomar fuerza de tensión y compresión. Vienen previstos con rótulas en ambos extremos, lo cual permite desalineamientos de $\pm 5^\circ$ (angularidad permisible). Un ejemplo de tirante rígido es mostrado en la FIGURA 17.

El tirante rígido está constituido por un tubo que es el que se ajusta para su instalación, efectuando cortes y después soldándolo a las barras terminales, que también se pueden ajustar en campo por medio de tuercas de seguridad. En un extremo se une a la abrazadera que sujetará a la tubería y en el otro se encuentra un anexo soldable.

Los tirantes rígidos se utilizan comúnmente con una abrazadera de dos pernos que se sujeta a la tubería. Pero se pueden utilizar también anexos soldables en lugar de dicha abrazadera.

La selección del tirante es muy sencilla :

1.- De los catálogos de los fabricantes, se selecciona el tamaño apropiado de acuerdo a la máxima carga que actuará en el tirante (la carga máxima que muestran los catálogos, es tanto para tensión como para compresión).

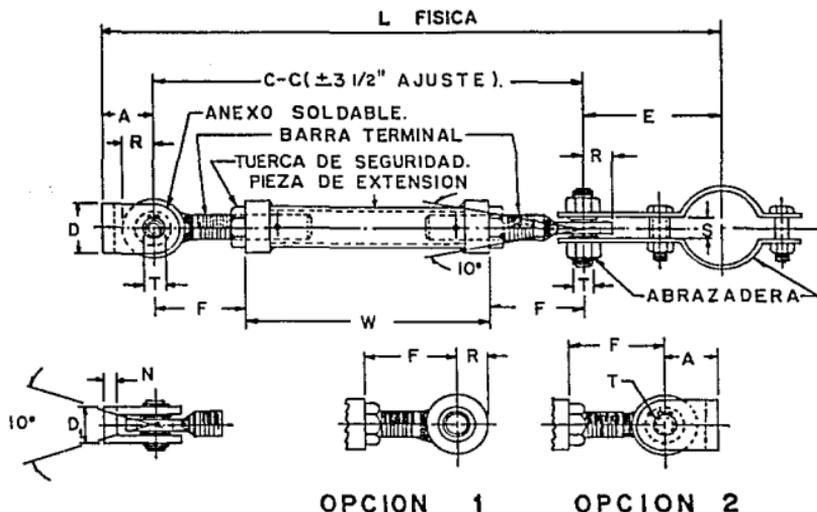
2.- La distancia de C - C (centro de perno a centro de perno), se determina de la siguiente manera.

$$C - C = L \text{ física} - A - E \quad (\text{observando la FIGURA 17})$$

Donde :

L física = Es la distancia entre el paño de la estructura de donde se soldará el anexo, al centro de línea de la tubería (Ver FIGURA 17).

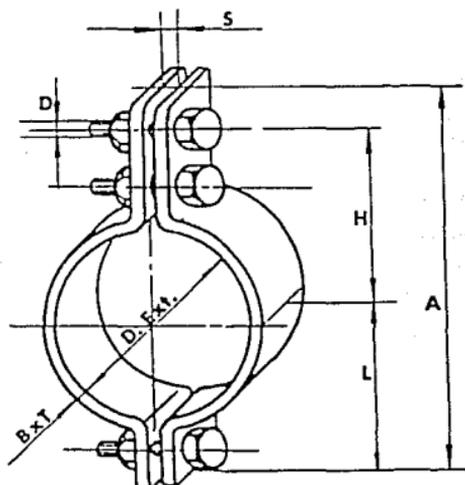
A = Dimensión del centro de perno a la base del anexo (Ver FIGURA 17).



NOTAS: CARGA EN LBS ; DIMENSIONES EN PULGADAS.

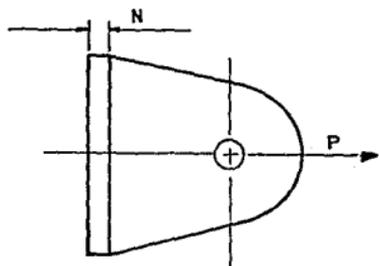
Tamaño	Carga	Ø Barra Term.	Pieza Extension		C - C				F	D	D ₁	N	R	S	T	
			Ø	Cedula	Max.	Min.	Max.	Min.								
A	650	3/4	1	Sch. 80	60	16 3/4	52 1/2	9 1/4	3 1/4	2 7/8	1 1/2	1/4	5/8	5/8	.374	
B	1500	1	1 1/2	Sch. 40	2 1/8	108	19 1/2	98 1/4	9 3/4	4 7/8	5	3 5/8	1/2	3/8	3/8	.372 .749
C	4500	1 1/2	2	Sch. 40	2 1/8	120	19 1/2	110 1/2	9 3/4	4 7/8	5	3 5/8	1/2	3/8	3/8	.747 .749
1	8000	1 3/4	2	Sch. 160	2 1/2	120	21 1/4	109 3/4	11	5 1/8	4 1/2	2 7/8	3/4	1 1/2	3/8	.999 .997
2	11630	1 1/2	2 1/2	Sch. 160	2 1/2	120	21 7/8	109 1/8	11	5 7/16	4 1/2	2 7/8	3/4	1 1/2	3/8	.999 .997
3	15700	1 3/4	2 1/2	Sch. 160	3 1/4	120	24	107	11	6 1/2	5 3/8	3 9/16	1	2	1 11/16	1.249 1.247
4	20700	2	3	Sch. 160	3 1/4	120	26 1/2	106 1/4	12 3/4	6 7/8	5 3/8	3 9/16	1	2	1 11/16	1.249 1.247
5	27200	2 1/4	3	Sch. 160	4	120	28 1/4	104 1/2	12 3/4	7 3/4	6 1/8	4 1/4	1 1/4	2 1/2	2	1.499 1.497
6	33500	2 1/2	4	Sch. 160	5	120	30	102 3/4	12 3/4	8 5/8	7 7/8	5 3/8	1 3/4	3	2 1/8	1.749 1.747
7	58734	3	4	x xs.	5 3/4	120	34 3/4	100	14 3/4	10	9 1/2	6 1/4	2	3 1/2	2 3/4	1.999 1.997
8	120000	4	6	Sch. 80	7 1/4	120	42 1/2	94 1/2	17	12 3/4	14	8 3/4	2 1/4	4 3/4	3 3/8	2.499 2.497

FIG. 17.- TIRANTE RIGIDO AJUSTABLE.



N.º	Ø de tubería	Plelina B x T [mm.]	Tornillos d [mm.]	L [mm.]	H [mm.]	S [mm.]	A [mm.]	D [mm.]	Carga máxima recomendada (Kg.)		Peso 100 unid. (Kg.)
									350° C	400° C	
1	1/2"	30 x 6	M10	56	73	16	149	21	450	400	40
2	3/4"	30 x 6	M10	59	76	16	155	27	450	400	44
3	1"	30 x 6	M16	89	109	25	230	34	625	550	61
4	1 1/4"	30 x 6	M16	94	114	25	240	43	625	550	66
5	1 1/2"	30 x 6	M16	97	117	25	246	49	625	550	68
6	2"	60 x 6	M20	121	143	32	302	61	1.150	1.025	105
7	3"	60 x 6	M20	135	157	32	330	90	1.150	1.025	190
8	4"	60 x 6	M20	148	170	32	356	115	1.000	900	213
9	6"	50 x 8	M20	175	201	32	414	169	1.000	900	291
10	8"	80 x 10	M20	200	230	32	468	220	1.200	1.075	682
11	10"	80 x 12	M22	236	271	38	552	274	1.450	1.300	978
12	12"	80 x 12	M22	262	297	38	604	325	1.450	1.300	1.096
13	14"	80 x 16	M24	286	330	45	666	356	1.900	1.725	1.603
14	16"	100 x 16	M24	312	356	45	718	408	1.950	1.725	2.201
15	18"	100 x 16	M24	337	381	45	768	458	1.950	1.725	2.393
16	20"	100 x 20	M27	377	430	50	864	510	2.200	2.000	3.356
17	24"	100 x 20	M27	427	480	50	964	610	2.000	1.800	3.836
18	30"	100 x 20	M27	502	555	50	1.114	760	1.650	1.500	4.557
19	36"	100 x 20	M27	579	632	50	1.268	914	1.450	1.300	5.290

FIGURA 18.- ABRAZADERA DE DOBLE TORNILLO



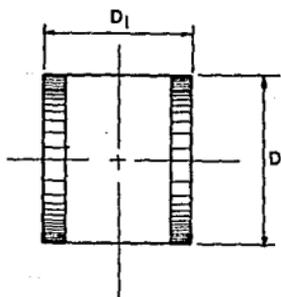
CASO 1

(CARGA AXIAL)

$$F = \frac{P}{A_w} = \text{LB/IN}$$

SOLDADURA REQUERIDA

$$\frac{F}{F_v} = \text{IN}$$



$$A_w = 2D + 2D_1 = \text{IN}$$

$$S_w = DD_1 + \frac{D^2}{3} = \text{IN}^2$$

$$F_v = 0.3F_y = 9000 \text{ LB/IN}^2$$

CASO 2

(MOMENTO)

$$F_1 = \frac{P}{A_w} = \text{LB/IN}$$

$$F_2 = \frac{M}{S_w} = \text{LB/IN}$$

$$F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} = \text{LB/IN}$$

SOLDADURA REQUERIDA

$$\frac{F}{F_v} = \text{IN}$$

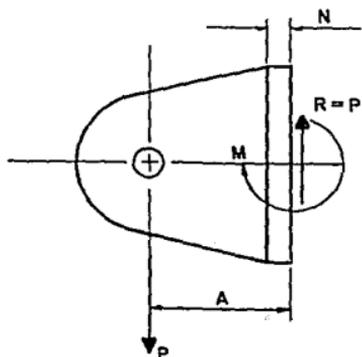
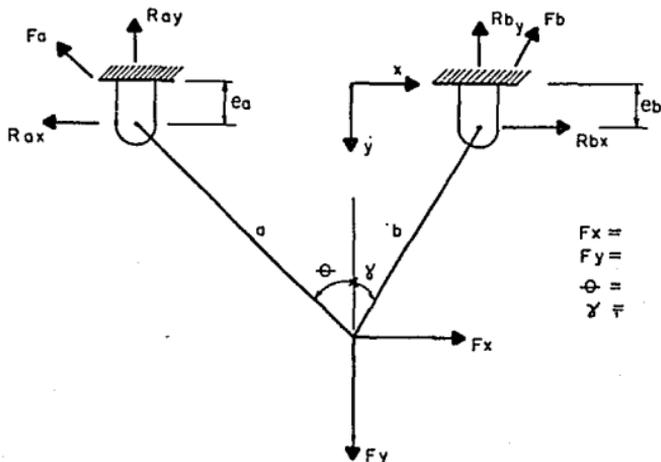


FIGURA 19.- ANEXO SOLDABLE DEL TIRANTE RIGIDO



$$F_x =$$

$$F_y =$$

$$\phi =$$

$$\gamma =$$

1º) SE DETERMINAN LAS FUERZAS EN "X" Y EN "Y" PARA AMBOS ELEMENTOS POR MEDIO DE LAS SIGUIENTES FORMULAS:

$$F_{ax} = F_x \frac{\cos \gamma}{\text{SEN}(\phi + \gamma)} \quad (\text{TENSION}) \quad =$$

$$F_{bx} = -F_x \frac{\cos \phi}{\text{SEN}(\phi + \gamma)} \quad (\text{COMPRESION}) \quad =$$

$$F_{ay} = F_y \frac{\text{SEN} \gamma}{\text{SEN}(\phi + \gamma)} \quad (\text{TENSION}) \quad =$$

$$F_{by} = F_y \frac{\text{SEN} \phi}{\text{SEN}(\phi + \gamma)} \quad (\text{TENSION}) \quad =$$

2º) SE DETERMINAN LAS FUERZAS AXIALES EN CADA UNO DE LOS ELEMENTOS (a y b)

$$F_a = F_{ax} + F_{ay} \quad = \quad R_{bx} = F_b \times \text{SEN} \gamma \quad =$$

$$F_b = F_{bx} + F_{by} \quad = \quad R_{by} = F_b \times \text{COS} \gamma \quad =$$

$$R_{ax} = F_a \times \text{SEN} \phi \quad = \quad M_a = R_{ax} \times e_a \quad =$$

$$R_{ay} = F_a \times \text{COS} \phi \quad = \quad M_b = R_{bx} \times e_b \quad =$$

FIGURA 20.- ARREGLO DE TIRANTES RIGIDOS.

E = Dimensión del primer perno de la abrazadera al centro de línea de la tubería (Ver FIGURA 17).

Una vez conocido el C-C físico se deberá checar que éste quede comprendido entre el valor mínimo y máximo del C-C del catálogo del fabricante.

3.- Determinar la longitud del tubo o pieza de extensión :

$$W = (C-C) - 2F$$

F = Longitud de la barra terminal

4.- Posteriormente se selecciona la abrazadera de acuerdo a la carga máxima. Una tabla de los fabricantes se muestra en la FIGURA 18.

5.- Como último paso se calcula la soldadura que unirá el anexo soldable a la estructura existente o acero suplementario.

En la FIGURA 19 se indica la forma de como se diseña dicha soldadura.

Existen sistemas de sujeción a base de tirantes rígidos que cuentan con dos elementos. En la FIGURA 20. se observa un formato que auxilia al cálculo de fuerzas en los tirantes rígidos, para que se pueda realizar la selección de dichos elementos.

CAPITULO IV .- RESORTES

En todas las centrales térmicas, nucleares, plantas petroquímicas y construcción naval, es de la máxima importancia, debido a las elevadas temperaturas alcanzadas, que las tuberías y equipos se conecten a las estructuras mediante sistemas de sujeción elásticos.

Esto es necesario para mantener a los componentes dentro de esfuerzos permisibles y para absorber y dirigir los desplazamientos existentes.

Hay dos tipos básicos de soportes elásticos: resortes constantes y resortes variables.

El tipo constante es usado donde existen importantes desplazamientos (mayores a 50 mm) y debe evitarse que en el recorrido esperado del muelle existan variaciones de carga.

El tipo variable está diseñado para ligeros incrementos en el desplazamiento y dada su forma de trabajo, la carga varía en función del desplazamiento.

En este capítulo se describen detalladamente cada uno de ellos.

A) RESORTES CONSTANTES

Un resorte constante es un soporte cuyo efecto total puede ser comparado con un contrapeso como se muestra en la FIGURA 21b. La tubería se desplaza verticalmente y mueve la viga soportante, pero el contrapeso aplica una fuerza soportante constante en la tubería para mantenerla en su nueva elevación. Antes de la invención del soporte constante (ver FIGURA 21c.) el cual utiliza un resorte y un seguro mecánico para dar el mismo resultado, el contrapeso fué un aditamento comúnmente usado. El principio básico de operación de un resorte constante es un brazo de palanca propiamente diseñado, compensado por el incremento natural de la fuerza del resorte que acompaña la comprensión del mismo. Basado en este principio mecánico simple un diagrama de fuerza típica es mostrado en la FIGURA 21a.

Con la selección adecuada de resortes y puntos de trabajo, este diseño resuelve la correspondiente fuerza variable del resorte, brazo de resorte y brazo de carga para producir un efecto de soporte constante a través del rango de desplazamiento total.

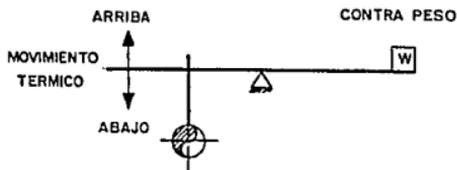
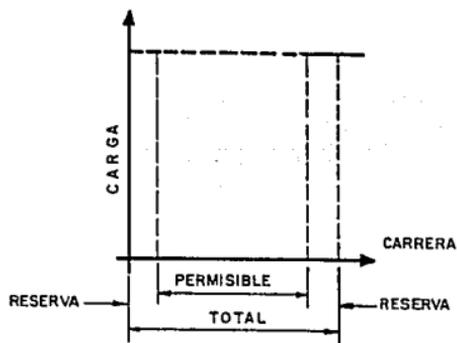
Una tabla típica para seleccionar un resorte constante se muestra en la FIGURA 22.

DESCRIPCION .- El resorte de carga constante es un mecanismo de muelle apto para soportar cargas de tubería a través de elementos verticales, u otras como suspensión elástica de maquinaria y grandes equipos industriales, en el tendido de cable etc..

El ejemplo más típico nos lo ofrecen los tendidos de tuberías que transportan fluidos sometidos a altas variaciones de temperatura: como ocurre en centrales termoeléctricas, y en plantas petroquímicas.

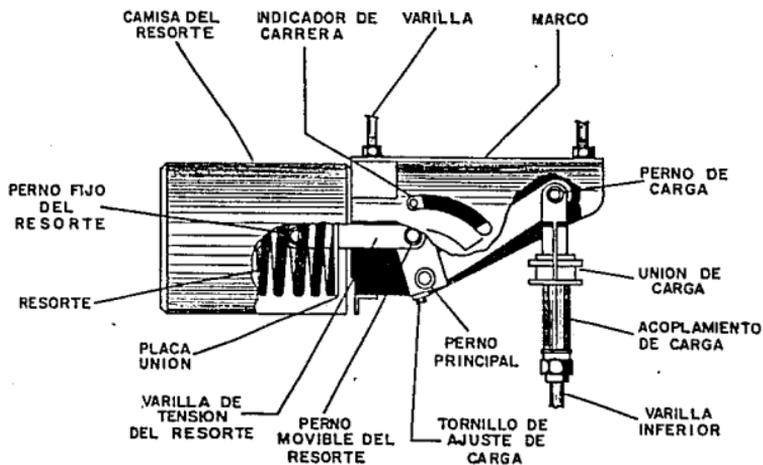
Dado que en la mayoría de los casos, los elementos mencionados son de longitud considerable, estos deben ser fijados en varios puntos a la estructura que recibe la carga. Esta gran longitud provoca a su vez que al incrementarse la temperatura del fluido transportado, los desplazamientos horizontales y verticales en los puntos de soportado asciendan a valores considerables. Esto obliga a excluir el uso de soportes rígidos para evitar tensión excesiva y el consiguiente riesgo de falla de la instalación y sustituirlos por los soportes elásticos. Como resulta que en muchos casos, cuando las expansiones y contracciones son de valor considerable, el uso de resortes elásticos variables produce inconvenientes a considerar.

De hecho, para cada incremento vertical a partir del punto nominal de soportado corresponde un incremento del esfuerzo ejercido por el muelle, que es evidentemente proporcional a la capacidad elástica del



b) DISPOSITIVO DE CONTRAPESO

d) CURVA CARACTERISTICA CARGA DEFLEXION



c) RESORTE CONSTANTE

FIGURA 21

muelle. Por ello, estos incrementos deben mantenerse entre ciertos límites para no causar tensiones excesivas.

En caso contrario habría que recurrir al uso de resortes de un bajo rango de elasticidad.

Consecuentemente, las dimensiones y pesos de los resortes tienden a incrementarse rápidamente a valores prohibitivos.

Por ello es evidente la importancia que tiene la función práctica de soportes elásticos de un tipo particular, que permita desplazamientos verticales de gran magnitud, evitando que la tensión ejercida en la tubería esté sujeta a variación.

Esta es actualmente obtenida por el empleo de resortes constantes, los cuales presentan una flexibilidad ilimitada.

CONSTRUCCION .- El resorte constante está esencialmente constituido por una estructura soporte, un juego de palancas y un muelle helicoidal. Todos los accesorios son aptos para asegurar la operación correcta del sistema.

Los pernos normalmente giran en cojinetes de teflón o en rodamientos.

La indicación de la marca, modelo, tamaño, carga y recorrido están dadas en la tarjeta de características (ver FIGURA 23a.) situada en una posición visible. También indica instrucciones de instalación y mantenimiento.

Es importante destacar que los valores de carga y recorrido en la tarjeta de características, corresponden a los valores reales obtenidos durante la operación de comprobación en la máquina de tarado. Por ello la tarjeta en si constituye un certificado de prueba.

Todos los soportes tienen en común los siguientes componentes:

Tensor : En el cual se enrosca la varilla.

Junta esférica: Aplicada al tensor, que permite a la varilla tomar un movimiento de al menos cinco grados del eje vertical hacia cualquier dirección.

Anclaje para prueba hidráulica: (ver FIGURA 23b) evita tensiones excesivas en el soporte durante la prueba hidráulica de la línea y debe ser quitado solamente después de la prueba.

Indicador del recorrido: (ver FIGURA 23b) situada en posición visible y en ambos lados del soporte, que permite la lectura de la placa del valor del recorrido durante la operación.

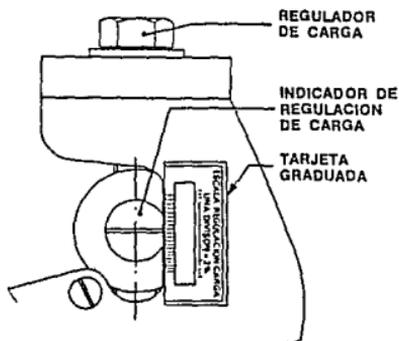
SOPORTE DE CARGA CONSTANTE

INSTRUCCIONES DE MANTENIMIENTO Y MONTAJE:

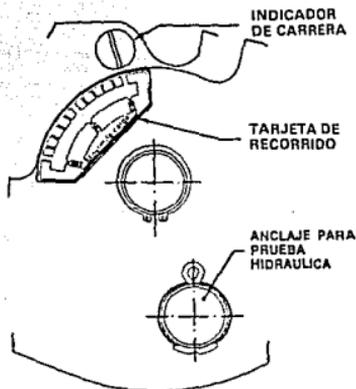
- 1.- Mirar el número de modelo que se muestra del brazo para por el punto de ajuste de tubo.
- 2.- Checar el nivel de aceite solamente DESPUÉS de que la prueba hidráulica se haya realizado.
- 3.- Comprobar que el movimiento total en sentido vertical sea idéntico en ambos sentidos siempre de la carrera útil del soporte.
- 4.- Ajustar el diámetro de carga, si es necesario, actuando sobre el dispositivo de regulación sin superar el 1% de variación.
- 5.- Lubricar periódicamente las partes en movimiento.

MARCA	<input type="text"/>	MODELO	<input type="text"/>	TIPO	<input type="text"/>
TAMARO	<input type="text"/>	CARGA	<input type="text"/>	CARRERA	<input type="text"/>

b1)- DETALLE 1.



a1)- TARJETA



c1)- REGULADOR DE CARGA.

La misma placa también indica en rojo y verde respectivamente la posición caliente (HOT) y fría (COLD) del punto de soportado.

Regulador de carga: (ver FIGURA 23c) que permite variaciones de 6% con respecto a carga nominal. Esta situado en un lugar de fácil acceso y está previsto con un índice que da el valor del porcentaje de variación.

DISEÑO Y MATERIALES.- El diseño está de acuerdo con los requisitos del ANSI B.31.1 y con el ASME code subsección NF .

MODELOS, TIPOS Y TAMAÑOS .- Actualmente los resortes constantes son fabricados en dos modelos GHH y GHV (ver FIGURA 24). Esto permite la disponibilidad del resorte adecuado cuando el espacio disponible es limitado.

El modelo GHH es conocido como resorte constante horizontal (ver FIGURA 24a.), y el GHV como resorte constante vertical (ver FIGURA 24b.).

Cada modelo incluye varios tipos que satisfacen la mayoría de las diferentes condiciones de instalación (al igual que los resortes del tipo variable).

El tipo de resorte debe ser elegido considerando adecuadamente las condiciones de unión a otros elementos.

El tamaño puede ser fácilmente fijado refiriéndose a las cargas mostradas en la tabla de la FIGURA 22.

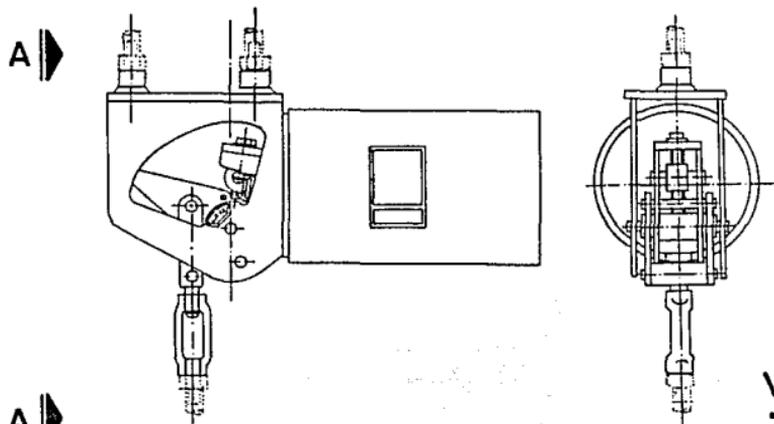
MONTAJE: El montaje y ajuste de la carga es bastante simple: después de unir con seguridad el soporte al elemento estructural, conecte a la abrazadera suministrada con la tubería.

Esta conexión puede ser realizada por medio de varilla roscada introducida en el tensor como parte del soporte.

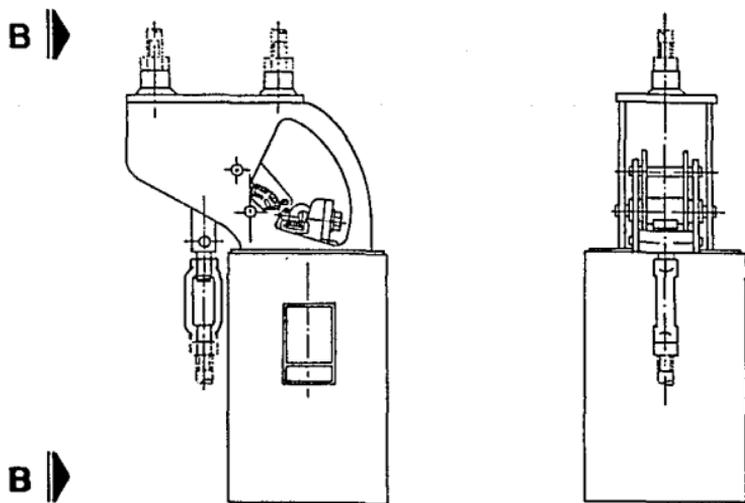
Asegurado el soporte elástico, puede ser llevado a la carga requerida mediante la acción de el tensor. Tan pronto como el soporte esté montado deberá ser hecho el ajuste anterior.

Cuando el soporte es suministrado con anclaje de prueba hidráulica, solamente es necesario quitar el perno antes del arranque y, ninguna otra operación más será necesaria.

PRUEBAS Y CALIBRACION .- Cada uno de los resortes está calibrado para soportar la carga especificada en las tablas de los fabricantes.



a).- Modelo G H H.



b).- Modelo G H V.

La calibración se realiza en la máquina de tarado, la cual tiene una precisión del 1 %.

Los códigos de tubería y las especificaciones industriales (MSS Standar Practice SP58) definen lo siguiente :

"Resortes constantes.- Esta clase aplica a todos aquellos soportes donde el muelle de carga variable es compensado por mecanismos o por muelles auxiliares, de tal forma que la variabilidad total (desviación) incluyendo el rozamiento, no supere el 6% a través de todo el recorrido (carrera).

Estos soportes deberán estar dotados con una escala de posición, otra de regulación de carga, mecanismo de ajuste de campo de al menos 10% de la carga, indicación de la posición caliente y fría, limitadores 4para prevenir un exceso de recorrido o abandono de carga, y topes auxiliares (cuando se requieran) para facilidad de montaje y prueba hidráulica."

DESVIACION .- Es la suma de la fricción aumentada y tolerancias de fabricación. Se determina en la máquina de tarado mediante la aplicación de la fórmula.

$$\text{Desviación} = \frac{\text{Máx. lect. baj.} - \text{Mín. lect. sup.}}{\text{Máx. lect. baj.} + \text{Mín. lect. sup.}}$$

COMPORTAMIENTO VIBRATORIO .- Es conveniente resaltar que bajo el punto de vista de vibración, la frecuencia natural de estos soportes resulta prácticamente nula. Por ello son no-resonantes para todas las vibraciones verticales.

FORMA DE PEDIDO : Deberá indicarse :

- Modelo
- Tamaño
- Tipo
- Carrera total
- Carga en caliente

- Amplitud y dirección del movimiento del tubo desde la posición fría a caliente (+ arriba, - abajo).

A continuación se mostrará un ejemplo numérico.

EJEMPLO NUMERICO

DATOS DE DISEÑO

Diámetro de la tubería = 16"

Cédula = 120

Punto nodal = 1321

Isométrico No:SK-MS-003

Carga de prueba hidrostática = 1786 Kg

Carga de operación = 1222 Kg

Movimiento vertical = 70 mm hacia abajo
(frío a caliente)

Movimiento Horizontal = 6.8 mm

Movimiento axial = 29.5 mm

Peso de componentes = 47 Kg

La salida de análisis de esfuerzos en este punto indica que el tipo de soporte debe ser un resorte variable.

Carga en caliente total = carga de operación + peso componentes

= 1222 Kg + 47 Kg = 1269 Kg

Del catálogo del fabricante y siguiendo el procedimiento descrito en el CAPITULO IV-B (Resortes Variables), seleccionaremos un resorte CV tamaño 13, con el rango de trabajo de carga de 440 Kg a 1650 Kg, constante de resorte de 11 Kg/mm y una carrera de 0 a 180 mm.

Carga en frío = 1269 Kg - (11Kg/mm)(70mm) = 499 Kg

La carga caliente y fría están dentro del rango de trabajo del resorte.

TABLA PARA LA SELECCION DE SOPORTES DE CARGA CONSTANTE EN FUNCION DE LA CARGA Y EL RECORRIDO

Tamaño	Carrera total en mm. y carga en Kg.																			
	L	43.5	52	60.5	69	78	86.5	95	104	112.5	121	130	138.5	147	156	164.5	173	182	190.5	
		50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	
1		57	48	41	36	32	28	26												
2		144	120	103	90	80	72	65												
3		178	149	127	111	99	89	81												
4		223	186	159	139	124	111	101												
5		279	232	199	174	155	139	127												
6		313	261	223	195	174	156	142												
7		348	290	249	213	194	174	158	146											
8		432	360	309	270	240	216	196	180											
9		542	451	387	335	301	271	246	226											
10		677	564	484	423	376	338	308	282											
11		844	704	603	528	463	422	384	352											
12	1057	881	755	661	587	529	481	441	408	379										
13		993	851	745	662	596	542	496	458	425										
14		1105	947	829	737	663	603	552	510	474										
15		1243	1065	932	829	746	678	621	574	533										
16		1381	1183	1035	920	828	753	690	637	592										
17		1553	1331	1165	1035	932	847	776	717	666										
18		1720	1479	1294	1150	1035	941	863	798	740										
19		1940	1663	1455	1293	1164	1058	970	895	831										
20		2155	1847	1616	1437	1293	1175	1077	995	923	862	809								
21		2079	1819	1617	1455	1323	1213	1119	1039	970	910									
22		2311	2002	1797	1618	1470	1348	1244	1155	1078	1011									
23		2559	2274	2021	1819	1654	1516	1399	1299	1213	1137									
24		2868	2527	2246	2021	1838	1685	1555	1444	1348	1263									
25		3249	2843	2527	2274	2068	1895	1749	1624	1516	1421									
26		3610	3118	2808	2527	2297	2106	1944	1805	1685	1579									
27		4068	3559	3164	2848	2589	2373	2150	2034	1898	1769									
28		4527	3961	3521	3169	2881	2641	2438	2263	2113	1981	1865	1761							
29		4441	3948	3550	3230	2961	2733	2538	2369	2220	2090	1974								
30		4921	4374	3936	3579	3260	3028	2812	2624	2460	2316	2187								
31		5526	4921	4429	4026	3691	3407	3163	2953	2768	2605	2460								
32		6151	5467	4921	4473	4120	3755	3515	3290	3075	2894	2734								
33		6842	5815	5234	4758	4361	4026	3738	3490	3271	3079	2908								
34		7513	6163	5546	5042	4622	4266	3962	3638	3466	3263	3081								
35		7324	6510	5859	5327	4883	4507	4185	3866	3662	3447	3255								
36		7716	6859	6173	5612	5144	4748	4401	4115	3858	3631	3429	3250	3088						
37		7567	6540	5946	5450	5031	4672	4360	4088	3847	3633	3442	3270							
38		7616	6908	6280	5767	5314	4955	4626	4318	4064	3838	3636	3454							
39		8084	7278	6614	6063	5597	5197	4850	4547	4280	4042	3829	3638							
40		8494	7644	6949	6370	5880	5460	5096	4778	4497	4247	4023	3822							
41		9042	8138	7398	6791	6260	5813	5425	5086	4787	4521	4283	4069							
42		9590	8631	7846	7192	6639	6165	5754	5394	5077	4795	4543	4315							
43		10139	9125	8296	7604	7019	6518	6083	5703	5368	5063	4803	4563							
44		10689	9620	8745	8017	7400	6871	6413	6012	5659	5344	5063	4810							
45		12049	10844	9858	9037	8342	7748	7229	6778	6379	6024	5707	5424							
46		13409	12068	10971	10057	9283	8620	8045	7542	7099	6704	6352	6032	5748	5486					
47		12827	11661	10689	9867	9162	8551	8017	7545	7128	6751	6413	6108	5830						
48		13586	12351	11322	10451	9704	9057	8491	7992	7546	7151	6793	6470	6175						
49		14345	13041	11954	11005	10246	9563	8966	8438	7969	7550	7172	6831	6520						
50		15105	13732	12587	11619	10789	10070	9441	8885	8302	7950	7552	7193	6866						
51		16033	14575	13361	12333	11452	10689	10021	9431	8907	8438	8018	7625	7288						
52		16961	15419	14134	13047	12115	11307	10601	9977	9423	8927	8480	8077	7710						
53		17890	16264	14908	13762	12770	11927	11181	10524	9939	9418	8945	8519	8132						
54		18819	17108	15683	14476	13442	12548	11762	11070	10455	9905	9410	8962	8554						
55		19813	17830	16344	15087	14009	13075	12258	11537	10896	10323	9806	9340	8915						
56		20407	18552	17006	15698	14576	13605	12754	12004	11333	10741	10203	9741	9276						
57		21201	19274	17667	16308	15144	14134	13251	12471	11778	11158	10600	10096	9637						
58		21996	19998	18330	16920	15711	14664	13747	12939	12220	11577	10998	10474	9998						
59		22791	20719	18992	17532	16279	15194	14244	13406	12662	11995	11395	10853	10360						
60		23586	21442	19655	18143	16847	15724	14741	13874	13103	12414	11793	11231	10721						

Para cada tamaño se indice el valor máximo de la carga.
El valor mínimo corresponde al valor máximo de tamaño anterior.

Modelo GHH. - Todos los valores.
Modelo GHV. - Valores comprendidos dentro de la línea a puntos.

FIGURA 22

SELECCION DE SOPORTES DE RESORTE CONSTANTE

73

CALCULO _____

PUNTO _____

DATOS DEL RESORTE CONSTANTE

No. DE PARTE _____ DEL CATALOGO: _____

TIPO _____ FZA. MIN. PERMISIBLE _____ KGS.

TAMAÑO _____ FZA. MAX. PERMISIBLE _____ KGS.

CARRERA TOTAL _____ MM.

FUERZA ACTUANTE = _____ KGS.

FUERZA ACTUANTE ESTA COMPRENDIDA ENTRE LAS FZAS. MIN. Y MAX. PERMISIBLE SI
NO

DESPLAZAMIENTO TERMICO $\triangle T =$ _____ MM.

CARRERA		$\triangle T \times 1.2$		_____ x 1.2	
TOTAL	=		=		= _____ MM.
REQUERIDA		$\triangle T + 25mm.$		_____ + 25mm.	
		MAYOR		MAYOR	

LA CARRERA TOTAL REQUERIDA ES IGUAL O MENOR QUE LA CARRERA TOTAL DISPONIBLE SI
NO

SE CONCLUYE QUE EL RESORTE CONSTANTE

SI ES ADECUADO

NO ES ADECUADO

FIGURA 25

Procedemos a calcular el Coeficiente de Variabilidad:

$$C.V. = \frac{(11 \text{ Kg/mm})(70\text{mm})}{1269 \text{ Kg}} \times 100 = 60.67 \% > 25 \%$$

Por lo tanto el resorte seleccionado no es adecuado.

En esta etapa el diseñador tiene las siguientes opciones :

- 1) Relocalizar el soporte en el isométrico de tubería.
- 2) Seleccionar un resorte constante.

Para propósitos de ilustración , seleccionaremos un resorte constante. A diferencia de los resortes variables, no hay un requerimiento específico, el cual pida agregar el peso de la estructura para obtener la carga total.

Carga total = 1269 Kg

Movimiento Vertical de frío a caliente = 70mm (hacia abajo)

La mayoría de los fabricantes recomiendan calcular el movimiento total como sigue :

- 1) Desplazamiento térmico x 1.2
- 2) Desplazamiento térmico + 25 mm

De estas dos opciones se toma la de mayor valor, por lo tanto :

- 1) 70 mm x 1.2 = 84 mm
- 2) 70 mm + 25 mm = 95 mm

De lo anterior se deduce que el desplazamiento total es de 95 mm.

En la tabla de la FIGURA 22., puede apreciarse que, para un resorte tamaño 21 con una carrera de 95 mm, se tiene un rango de fuerza de 1175 Kg a 1323 Kg. Como las cargas tanto fría como caliente quedan comprendidas dentro del rango de trabajo, y el desplazamiento total no excede al indicado en la tabla, se considera que el resorte constante es adecuado.

El formato de la FIGURA 25., es una ayuda para la selección de un resorte constante.

El diseño y selección del acero suplementario, varillas, abrazaderas, soldaduras, etc., deberá de realizarse con la carga mayor entre la de operación y la de prueba hidrostática.

B) RESORTES VARIABLES

El uso de soportes elásticos flexibles y resistentes se requiere donde la tubería sufre cambios debidos a movimientos térmicos, y para acomodar estos cambios en posición vertical y al mismo tiempo aplicar una fuerza de balance, se utiliza ya sea un simple resorte de compresión llamado resorte variable, o un mecanismo compuesto de la combinación de un resorte a compresión y un seguro mecánico lo cual resulta en un resorte constante.

El resorte variable se aplica donde los movimientos térmicos verticales son nominales, y donde una variación en la fuerza soportante debido al cambio en la compresión del resorte, cuando la tubería sufre un desplazamiento térmico al moverse de la posición "en frío" (temperatura ambiente) a "la caliente" (en operación), no crea esfuerzos superimpuestos en el arreglo, más allá de los límites establecidos. Una práctica aceptada es permanecer dentro del 25 % de la variación de la carga en los arreglos de tubería, sin embargo se deberá tener cuidado para evitar cargas impuestas mas allá de los límites aceptables que han sido establecidos por los fabricantes de bombas y turbinas. Tales cargas pueden crear desalineamientos en la flecha o mal funcionamiento del equipo.

La curva característica, CARGA-DEFLEXION de un resorte variable es una línea recta y se muestra en la FIGURA 26.

La selección de rango del desplazamiento del resorte variable a ser utilizado es gobernado por el movimiento total del punto de soportado (desplazamiento térmico), y la variación aceptable en la fuerza soportante, mejor conocido como "COEFICIENTE DE VARIABILIDAD".

Los resortes variables pueden ser seleccionados de tal manera que la variación de la fuerza soportante (o coeficiente de variabilidad) sea compatible con los límites establecidos por el vendedor o el diseñador de tuberías.

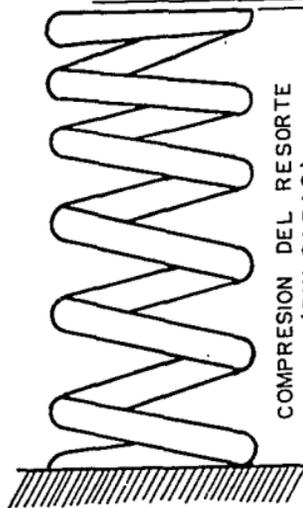
Los resortes variables son suministrados para soportar cargas hasta de 68,000 LBS, y para desplazamientos hasta de 2 1/2". manteniendo una variación en la carga no mayor del 25 %.

Cuando los cambios en la fuerza soportante deban ser mínimos y donde el movimiento térmico de la línea exceda las 2", es más práctico usar un resorte constante.

FUERZA APLICADA AL RESORTE
(LIBRAS)

1000 2000 3000 4000 5000 6000 7000

ALTURA LIBRE



COMPRESION DEL RESORTE
(PULGADAS)

1
2
3
4
5
6
7

1" ABAJO
1" ARRIBA

FUERZA SOPORTADA DESEADA CUANDO LA TUBERIA ESTA OPERANDO A LA MAXIMA TEMPERATURA.

ALTURA MAXIMA DE COMPRESION.

RANGO DE RESORTE = 1000 #/in.

- EJEM.a) - Si el movimiento es 1" hacia arriba; a la temperatura ambiente, el sistema sera sobrecargado por 1000# a la posición ambiental.
 b) - Si el movimiento es 1" hacia abajo; a la temperatura ambiente, el sistema sera reducido con 1000 # a la posición ambiental.

MUELLE HELICOIDAL

RESORTE VARIABLE
CARGA-CURVA DEFLEXION

FIGURA "26"

CONSTRUCCION

El soporte de carga variable está formado por un muelle de enrollamiento helicoidal introducido en un cilindro de acero.

A fin de economizar espacio, el muelle es cargado por debajo de su compresión durante el montaje.

La camisa es de construcción robusta para proteger al muelle de la acción de los agentes atmosféricos y daños durante el manejo.

En la camisa existe una abertura a través de la cual un indicador señala la carga y la carrera, en una escala adherida al cilindro envolvente, lo anterior lo podemos apreciar en la FIGURA 27a.

DESCRIPCION

El soporte de carga variable es el más simple y a la vez más utilizado como soporte elástico, teniendo solamente la función del soportado de la línea de tubería, tiene también gran aplicación por los siguientes puntos:

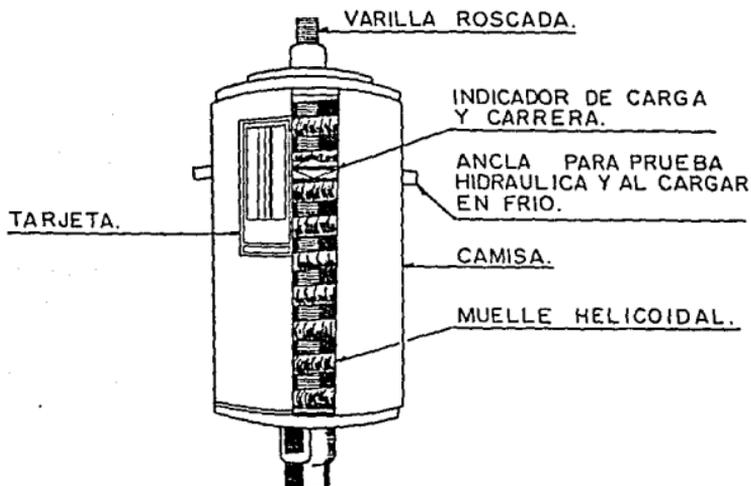
- Economía de espacio.
- Simplicidad de funcionamiento.
- Montaje sencillo.
- Bajo precio.
- Preferencia al soporte de carga constante para desplazamientos verticales inferiores a 50 mm.

TIPOS NORMALIZADOS

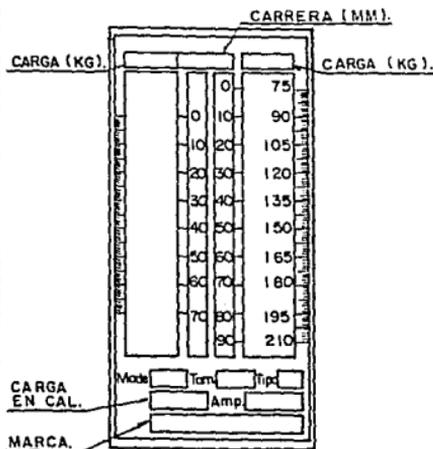
El tipo de soporte debe ser elegido determinando las condiciones referente a la unión de la línea, a la estructura existente o acero suplementario.

Las dimensiones pueden ser fácilmente encontradas por su referencia con las cargas en la tabla de la FIGURA 28.

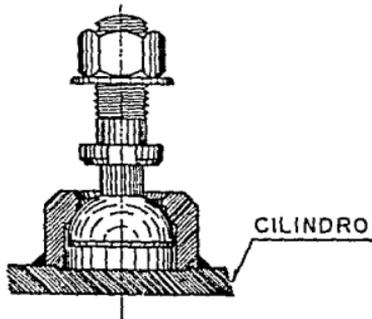
Los resortes de carga variable pueden ser suspendidos o instalados de muchas y diferentes maneras.



a) RESORTE DE CARGA VARIABLE.



b) TARJETA



c) JUNTA ESFERICA

Consecuentemente los resortes pueden ser fabricados de acuerdo con los requisitos de unión a la estructura existente, pero conservando las mismas operaciones de construcción de resorte.

Los tipos existentes se pueden apreciar en la FIGURA 29.

Cada tipo de unión caracteriza un tipo de resorte de carga variable como a continuación se especifica:

TIPO A: Está equipado con un mango roscado recto y soldado a la tapa del soporte. Una varilla puede ser atornillada en el mango en una longitud de aproximadamente una vez el diámetro y luego apretada con una contra tuerca.

TIPO B: Tiene una orejeta sencilla soldada en la parte superior y puede ser unido a la estructura existente por medio de una orquilla o entre 2 ángulos enfrentados. Este tipo es recomendado cuando el espacio disponible entre la línea y la estructura existente es mínimo.

TIPO C: Se usa en condiciones similares al TIPO B, y está provisto de dos orejetas soldadas en la parte superior, puede ser asegurado a cualquier estructura metálica portante con una varilla y por medio de una orejeta.

TIPO D: Permite la regulación del soporte desde la parte superior. Es especialmente apropiado cuando debe ser instalado sobre vigas y cuando la tubería está suspendida por debajo.

TIPO E: Se diferencia del TIPO D, en que la regulación de la carga se lleva a cabo desde abajo.

TIPO H: Está equipado con la junta esférica (ver FIGURA 27c).

TIPO F: Este tipo es utilizado cuando la estructura existente, está inmediatamente debajo de la línea, y la carga debe ser soportada desde el nivel de piso.

La carga actúa directamente sobre la placa base y se transmite al resorte por medio de un puntal.

TIPO G: Este tipo de resorte se usa, cuando el espacio disponible entre la línea y la estructura existente es mínimo o cuando la carga es excesiva.

M-4				TABLA DE CARGAS DE TRABAJO Y CARACTERISTICAS DE LOS SOPORTES DE LA CARGA VARIABLE																			
Tipo correspondiente	CVC	CV	CVC	Rigidez del muelle en Kg/mm																			
				Modelo																			
				CVC	0,75	1	1,25	1,75	2,30	3	4	5,5	7,25	9,5	12,5	16,5	22	29	39	52	70	94	125
CV	0,375	0,5	0,625	0,875	1,15	1,5	2	2,75	3,625	4,75	6,25	8,25	11	14,5	19,5	26	35	47	62,5	85			
CVL	0,1875	0,25	0,3125	0,4375	0,5575	0,75	1	1,375	1,812	2,375	3,125	4,125	5,5	7,25	9,75	13	17,5	23,5	31,25	42,5			
Margen de seguridad				15	20	25	35	46	60	80	110	145	190	250	330	440	580	780	1040	1400	1880	2500	3400
0				17	23	28	39	52	68	90	124	163	214	281	371	495	652	878	1170	1575	2115	2812	3825
10				19	25	31	44	58	75	100	138	181	238	313	413	550	725	975	1300	1750	2350	3125	4250
20				21	28	34	48	63	83	110	151	200	261	344	454	605	797	1072	1430	1925	2585	3437	4675
30				23	30	38	53	69	90	120	165	218	285	375	495	660	870	1170	1560	2100	2820	3750	5100
40				24	33	41	57	75	98	130	179	236	309	406	536	715	942	1267	1690	2275	3055	4062	5525
50				26	35	44	61	81	105	140	193	254	333	438	578	770	1015	1365	1820	2430	3290	4375	5950
60				28	38	47	66	86	113	150	206	272	356	469	619	825	1087	1462	1950	2625	3525	4687	6375
70				30	40	50	70	92	120	160	220	290	380	500	660	880	1160	1560	2080	2800	3760	5000	6800
80				32	43	53	74	98	128	170	234	308	404	531	701	935	1232	1657	2210	2975	3995	5312	7225
90				34	45	56	79	103	135	180	248	326	428	562	742	990	1305	1755	2340	3190	4230	5625	7650
100				36	48	59	83	103	143	190	261	345	451	593	784	1045	1377	1852	2470	3325	4465	5937	8075
110				38	50	62	88	115	150	200	275	363	475	625	825	1100	1450	1950	2600	3500	4700	6290	8500
120				39	53	66	92	121	158	210	289	381	499	656	866	1155	1522	2047	2730	3675	4935	6562	8925
130				41	55	69	95	127	165	220	303	399	523	687	908	1210	1595	2145	2860	3850	5170	6875	9350
140				43	58	72	100	132	173	230	316	417	547	719	949	1265	1667	2242	2990	4025	5405	7187	9775
150				45	60	75	105	138	180	240	330	435	570	750	990	1320	1740	2340	3120	4200	5640	7500	10200
160				47	63	78	109	144	188	250	344	453	594	781	1020	1375	1812	2437	3250	4375	5875	7812	10620
170				49	65	81	114	150	195	260	358	471	618	813	1070	1430	1885	2535	3380	4530	6110	8135	11090
180				51	68	84	118	155	205	270	371	490	641	844	1113	1485	1957	2632	3510	4725	6345	8437	11470
Margen de seguridad				54	73	91	127	167	218	290	399	526	689	906	1195	1595	2102	2827	3770	5075	6815	9062	12325
CVL				56	75	94	131	173	225	300	413	544	713	938	1237	1650	2175	2925	3900	5250	7050	9375	12750
Modelo				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
				TAMARO DEL SOPORTE																			

FIGURA 28

FUENTE: CATALOGO INDESCO " SOPORTES PARA TUBERIAS "

El tipo G, consiste en dos resortes de carga variable con un par de perfiles soldados en cada extremo de la camisa.

Generalmente la línea está diseñada para la suspensión en el punto medio de los perfiles, por lo tanto cada resorte soporta la mitad de la carga total de la tubería, pero cuando la línea no está suspendida en el punto medio de los perfiles, entonces uno de los resortes soportará la mayor parte de la carga. En este caso debe tenerse cuidado en el cálculo de carga en cada resorte .

MODELOS ESTANDARIZADOS

Los resortes de carga variable se fabrican en tres tipos que soportan la misma carga, pero tiene diferente carrera de trabajo. La variación de la carga desde la posición " frío" (cuando la tubería no está en operación), hasta la "caliente" (cuando la tubería ya está en operación), no debe ser mayor del 25%.

MODELO CVC: Este modelo tiene una carrera de trabajo de 45 mm, es el más corto de los resortes variables, y se emplea principalmente cuando el espacio disponible entre la línea y la estructura existente es mínimo.

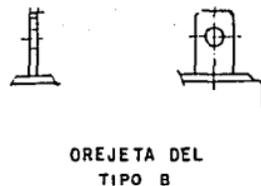
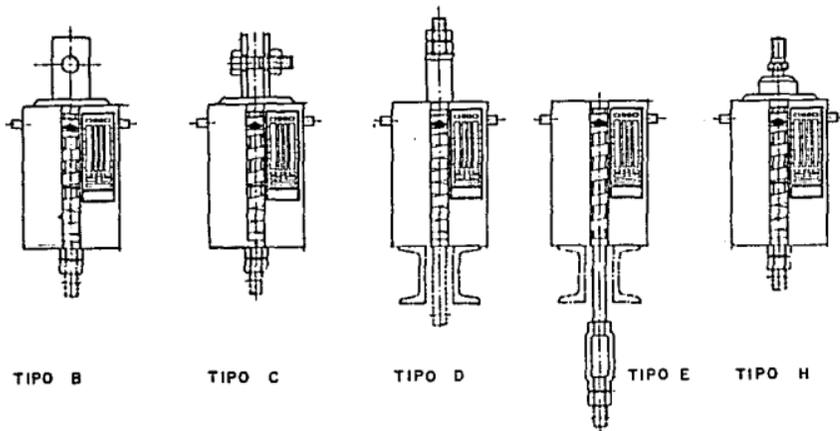
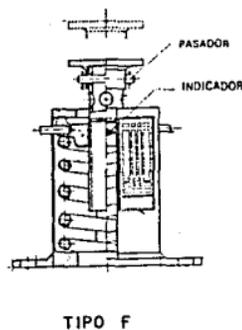
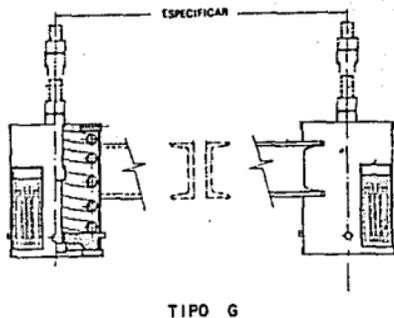
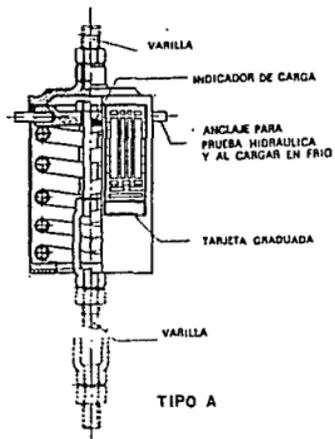
Al ser la flexibilidad más baja que la de los modelos CV y CVL, su uso queda restringido solamente para montajes especiales.

MODELO CV: Este modelo es el más empleado de los resortes variables, a causa de la limitada dimensión total y de los 90 mm de carrera de trabajo, haciéndolo aplicable para posiciones difíciles. Es recomendado cuando hay dilatación térmica de la línea, dando una componente coincidente con el eje del soporte o a una distancia de 20 mm.

En las instalaciones navales de vapor donde las tuberías son relativamente más cortas y la dilatación térmica limitada, éste modelo es óptimo.

MODELO CVL: Este resorte es el que ofrece la máxima carrera. Está diseñado utilizando dos muelles conectados en una sola camisa.

El uso de este resorte es recomendado donde el movimiento del punto de suspensión tiene un componente en relación al eje del soporte que no pasa de 40 mm como máximo.



MONTAJE

El montaje y regulación de la carga es sencillo: después de haber unido el soporte con seguridad a la estructura metálica (acero suplementario), conectarlo a la abrazadera apropiada según el diámetro de la tubería; ésta conexión puede ser efectuada por medio de la varilla roscada al tensor óptimo, una vez asegurado puede ser ajustado a la carga requerida por acción del tensor.

Tan pronto como el montaje esté completo, ésta regulación será efectuada y el muelle cargado a su valor asignado.

TARJETA

Sobre la camisa del soporte hay abierta una hendidura en correspondencia a una tarjeta adherida donde hay dibujada una escala (ver FIGURA 27b). En un lado de la tarjeta se muestra la carrera total en milímetros, además hay dos columnas; una de ellas indica las cargas elásticas. Los valores mostrados en esta escala son valores reales comprobados, de ésta manera la tarjeta constituye un certificado de prueba. Otra de las columnas indica las cargas frías y calientes.

Tan pronto como hayan acabado las condiciones de funcionamiento, los soportes deben ser comprobados para asegurarse que el indicador se ha trasladado a la carga caliente, esto debe ocurrir siempre donde las cargas y movimientos han sido apreciados con exactitud. Cualquier variación será corregida mediante la acción del tensor para señalar la carga " caliente " corregida.

La parte inferior de la tarjeta está marcada con la siguiente información:

- Tamaño.
- Modelo.
- Tipo.
- Posición de diseño.

Durante el montaje, la última información permite identificar el punto de suspensión, la información restante es una indicación completa del tipo de soporte elástico.

JUNTA ESFERICA

Para lograr un montaje y funcionamiento adecuado de los resortes de carga variable es importante que la carga que actúa sobre el mismo, esté en línea con el eje del soporte.

El montaje incorrecto o dilatación térmica es causa invariable de funcionamiento deficiente o perjuicios al resorte.

Para evitar tales daños es necesario que el soporte elástico esté provisto de una junta esférica para eliminar todos los esfuerzos por flexión.

Esta junta es instalada en la parte superior del cilindro, como se aprecia en la FIGURA 27c.

FORMAS DE PEDIDO

Para la compra de resortes variables es necesario proporcionar los siguientes datos:

- Modelo.
- Tamaño.
- Tipo.
- Carga " caliente ".
- Amplitud y dirección del movimiento de la tubería desde la posición " fría " hasta " caliente ", (+) arriba, (-) abajo.

SELECCION DEL RESORTE.

En la elección del modelo adecuado de resorte para soportar a la tubería intervienen los siguientes datos:

a) Peso tributario de tubería que actúa en el soporte en condiciones de operación, más peso de componentes del soporte (abrazadera, varilla, etc.).

b) Cantidad de desplazamiento debido al cambio de temperatura al pasar de condiciones de instalación ("frío") a condiciones de servicio ("caliente").

c) Sentido de dicho desplazamiento (arriba o abajo).

El peso de la tubería en condiciones de operación se obtendrá del listado de cargas.

El peso de los componentes del soporte se obtendrá sumando el peso de la abrazadera y de los accesorios que a su vez, se obtendrán de los catálogos correspondientes.

d) Las magnitudes y sentidos de los desplazamientos térmicos se obtendrán del análisis de flexibilidades en la tubería.

METODO

Deberán seguirse los siguientes pasos:

1) Determinar la cantidad de desplazamiento térmico del resorte, para la serie o No. de parte que debe ser utilizada. Cada fabricante recomienda en sus catálogos, los rangos máximos de desplazamiento a que deben trabajar cada una de las series o números de parte de los resortes. La cantidad de desplazamiento térmico de la tubería deberá obtenerse del análisis del arreglo por expansión térmica en condiciones de operación.

2) Obtener la carga de operación ó caliente.

Se considerará que la carga que actúa sobre el resorte en "caliente" corresponde a la fuerza que se obtiene del análisis de la tubería por peso propio en condiciones de operación, más el peso de los componentes del soporte.

3) Determinar el sentido en el que la tubería se desplaza al pasar del estado de instalación ("frío") al de operación ("caliente"). Este sentido se determinará observando el signo del desplazamiento térmico obtenido en el inciso 1).

4) Determinar la carga actuante en el resorte para el estado de instalación de la tubería ("frío").

Para realizar lo anterior, se cuenta con los datos obtenidos en el inciso 1), 2), 3), así como las tablas para la elección de tamaño de resorte que los fabricantes en sus respectivos catálogos.

La carga en frío se determinará de la siguiente forma:

$$F_f = F_c \pm Kd$$

Donde F_f = carga en frío.

F_c = carga en caliente (peso propio en condiciones de operación + peso de componentes).

K = constante de recuperación del resorte.

d = desplazamiento término al pasar de "frío" a "caliente" (en valor absoluto).

El signo que tomará el término Kd , dependerá del sentido del movimiento del tubo al pasar de frío a caliente;

frío a caliente hacia arriba + Kd

frío a caliente hacia abajo - Kd

Esto se ilustra esquemáticamente en la FIGURA 30.

Como se puede apreciar, para conocer la fuerza que soporta el resorte en condiciones de instalación (frío), es necesario conocer la K del resorte, lo cual implica haber realizado una elección sobre el modelo a utilizar.

5) Una vez determinada la carga en frío, se deberá revisar en la tabla para la elección del tamaño de resorte que presenta el fabricante en su catálogo, que las fuerzas que resiste el soporte, tanto para la condición de tubería en "frío" como en "caliente", estén contenidos dentro del rango de trabajo del resorte elegido. En caso contrario, se repetirá el proceso a partir del punto 4) utilizando otro modelo de resorte. Si no se llega a determinar un modelo que cumpla esta característica, se deberá emplear un resorte constante.

6) Una vez que se ha encontrado el modelo y tamaño de resorte adecuados, se deberá obtener su coeficiente de variabilidad, el cual se define como:

$$CV = \frac{|F_c - F_f|}{F_c} \times 100 < 25 \%$$

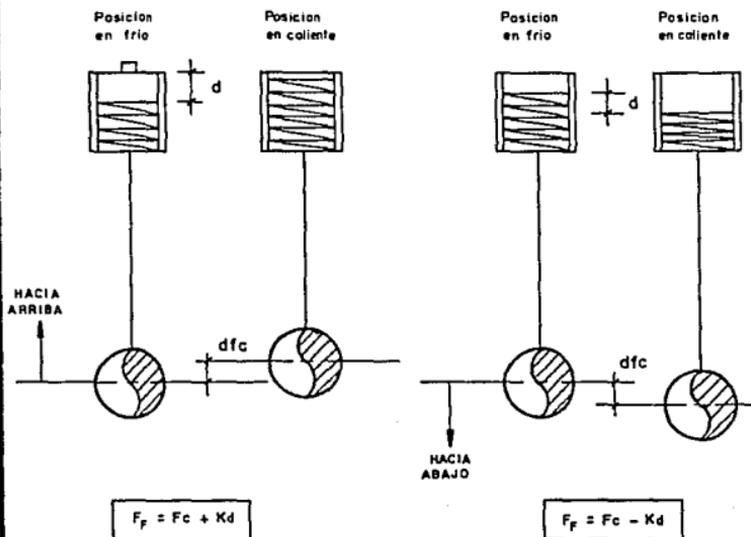


FIGURA 5.

El signo que tomara el término Kd , dependerá del sentido del movimiento del tubo al pasar de frío a caliente:

frío a caliente hacia arriba + Kd
 frío a caliente hacia abajo - Kd

donde F_F = carga en frío.

F_C = carga en caliente (peso propio en condiciones de operación + peso de componentes.)

K = constante de recuperación del resorte.

d = desplazamiento térmico al pasar de frío a caliente (en valor absoluto.)

FIG.30 DETERMINACION DE LA CARGA EN FRIO EN RESORTES VARIABLES.

o de otra forma

donde:

$$CV = \frac{|Kd|}{F_c} \times 100 < 25\%$$

CV = Coeficiente de variabilidad. (%)

F_c = Fuerza en caliente.F_f = Fuerza en frío.

K = Constante de recuperación de soporte.

d = Desplazamiento térmico

Si el C.V. resulta mayor del 25%, se deberá elegir otro tamaño de resorte, en las columnas adyacentes en la tabla, debiéndose utilizar un resorte constante en caso de que ningún resorte variable cumpla este requisito.

6) Deberá ser físicamente posible instalar el soporte elegido, para lo cual se toma en cuenta sus dimensiones y propiedades geométricas, que deberán ser compatibles con su punto de instalación.

El formato de la FIGURA 31. Se utiliza para la selección de los resortes variables.

EJEMPLO NUMERICO

SELECCION DE UN RESORTE VARIABLE.

DATOS DE DISEÑO.

Diámetro de la tubería = 16"

Cédula = 18

Punto de soportado = 1001

Isométrico ND = SK-ms-005

Peso de operación = 1293 Kg.
(cargan en caliente)

Movimiento vertical = 19 mm (arriba).

Movimiento horizontal = 4.5 mm

SELECCION DE RESORTES VARIABLES

89

CALCULO _____

PUNTO _____

RANGO DE MOVIMIENTO TERMICO EN "Y" δ TOTAL _____ mm.

SERIE δ No. DE PARTE UTILIZADA. _____

CARGA DE OPERACION (CALIENTE). $F_c =$ _____ Kgs.
(OPERACION + PESO DE ACCESORIOS).

SENTIDO DEL DESPLAZAMIENTO DE LA TUBERIA AL PASAR DE ESTADO DE INSTALACION (FRIO) A OPERACION (CALIENTE).

HACIA ARRIBA

HACIA ABAJO

REVISION DEL RESORTE

F _c _____ kgs.	TAMAÑO (SIZE)	K resorte (Kg/mm).	δ temp. (mm.)	± K δ (Sentido del desplazamiento frio a caliente)		F _f = F _c ± K δ (Kgs.)
				+ K δ (desp. f. l.)	- K δ (desp. l.)	

F_f Y F_c ESTAN DENTRO DEL RANGO ECONOMICO O DE TRABAJO. SI
NO

COEFICIENTE DE VARIABILIDAD

CV(%) = $\frac{|K \delta|}{F_c} \times 100 \leq 25\%$ SI
NO

Se concluye que el resorte SI NO es adecuado.

Movimiento axial = 33.5 mm

Considerando el arreglo en la dirección axial, los efectos de los movimientos horizontales y axiales en el cálculo de carga en frío pueden ser ignorados.

a) Seleccionaremos un resorte del catálogo del fabricante (ver FIGURA 29. Por ejemplo el tamaño 13, modelo CVC. Una práctica normal es buscar en la tabla de carga para la selección de resortes el punto de carga. El rango de máximo movimiento permisible para el tipo seleccionado es de 0 a 45 mm, lo cual es más que el movimiento anticipado de 19 mm.

Peso estimado de las piezas bajo el resorte (abrazaderas, orejeras, varillas roscadas, etc.) = 24 Kg.

Carga caliente total = 1293 Kg + 24 Kg = 1317 Kg.

De la FIGURA 29, para un CVC tamaño 13:

La constante del resorte = 22 Kg/mm

Obtenemos:

$F_f = F_c + Kd = 1317 \text{ Kg} + 19 \text{ mm} (22 \text{ Kg/mm})$ (como el desplazamiento es hacia arriba, el signo de KD es positivo.)

$F_f = 1735 \text{ Kg.}$

La FIGURA 29, para un CVC tamaño 13, obtenemos que su rango de carga va de 440 a 1650 Kg. La carga en frío (1735 Kg) excede dicho rango, por lo que se procederá con otra elección.

b) Ahora elegiremos un CV-tamaño 14

La constante del resorte = 14.5 Kg/mm

$F_f = F_c + Kd = 1317 \text{ Kg} + (14.5 \text{ Kg/mm})(19 \text{ mm}) = 1592.5 \text{ Kg.}$

El rango de trabajo para este resorte es de 580 Kg a 2175 Kg. Por lo tanto F_c y F_f están dentro del rango económico o de trabajo del resorte.

Cálculo de la variabilidad permisible recomendada

Coefficiente de variabilidad

$$CV = \frac{|Kd|}{F_c} \times 100 < 25\%$$

$$CV = \frac{|(14.5 \text{ Kg/mm})(19 \text{ mm})|}{1317 \text{ Kg}} = 20.9 \text{ } < \text{ } 25 \text{ } \%$$

Por lo anterior se concluye que el resorte es adecuado por carga y variabilidad.

Posteriormente se procede a elegir las piezas restantes del arreglo, como abrazaderas, anexos soldables, varillas roscadas, etc. La elección de estos componentes, es de acuerdo a su capacidad de carga.

La varilla, anexos soldables, abrazaderas, soldaduras y acero suplementario deberán ser diseñados para la carga máxima entre la F_f, F_c y la carga por prueba hidrostática.

CAPITULO V.- AMORTIGUADORES

La protección y control de tubería y equipo de los efectos de la expansión térmica, las cargas superimpuestas debidas a disturbios sísmicos o las fuerzas transitorias generadas por las variaciones de flujo, es llevada a cabo por medio del uso de anclajes, guías, topes y amortiguadores.

La función primaria de tales elementos es asegurar que el comportamiento térmico y los niveles de respuesta de la frecuencia de la tubería, sean tales que las reacciones y esfuerzos resultantes estén dentro de los permisibles.

Los parámetros de diseño para los componentes requeridos en arreglos de tuberías criticos son obtenidos de los análisis de esfuerzos térmicos y dinámicos por el ingeniero diseñador.

En arreglos no criticos, las características de diseño son algunas veces establecidas mediante tablas o cartas, las cuales son parte de las especificaciones del proyecto.

Tales cartas definen el espaciamento de los soportes para mantener una respuesta de frecuencia particular y niveles de esfuerzo en el arreglo, de tal manera que las cargas estáticas pueden ser determinadas.

Las restricciones sísmicas para arreglos de tuberías que operen a temperatura ambiente o cerca de ella, requieren para una adecuada protección, de componentes estructurales rígidos a intervalos determinados. Tubería o equipo que se encuentran bajo expansión o contracción térmica requieren aditamentos especiales los cuales permiten a la tubería, durante operación normal, moverse sin ninguna restricción, pero cuando la tubería o la estructura se acelere en determinada dirección deben de comportarse como restricciones totalmente rígidas.

Los amortiguadores hidráulicos y mecánicos desarrollan esta función.

Si estos aditamentos fallan en cualquiera de esos modos, la falla potencial en el arreglo puede ser significativa, es por eso la necesidad de la optimización del uso de los amortiguadores.

Los amortiguadores son calculados en el arreglo de tubería para mitigar efectos de eventos sísmicos postulados y también para

controlar el arreglo de tubería cuando este sujeto a varias fuerzas dinámicas transitorias durante operación tales como :

- a) Descargas de válvulas de seguridad y alivio
- b) Características inestables de bombas
- c) Resonancia en el flujo del fluido debido a vibraciones autoexcitadas de la tubería.

DISEÑO

Cuando el número de soportes necesarios para una línea o equipo han sido calculados de acuerdo con los desplazamientos y cargas esperados, se procede a examinar la posibilidad de vibración, éstos es, fuerzas o movimientos alternativos que puede recibir la línea.

Si existen posibilidades de vibración, deberán tomarse medidas para evitar que se produzca resonancia.

Esta podría crear vibraciones violentas en el sistema de sujeción, elevando la tensión en la tubería o en partes conectadas, que podran traducirse en una peligrosa falla por fatiga.

Existen dos tipos básicos de amortiguadores: Mecánicos e hidráulicos.

Los primeros son requeridos especialmente cuando las vibraciones tienen una frecuencia relativamente alta y cuando los movimientos desde la posición frío a caliente son muy pequeños.

Los amortiguadores hidráulicos han sido diseñados para oscilaciones lentas, golpe de ariete, etc., y para movimientos de la tubería desde la posición frío a caliente de relevante importancia.

ANALISIS

Un estudio completo del problema de las vibraciones en un equipo o línea es un tema complejo. No obstante, aquí se tratarán algunos criterios que bajo el punto de vista de construcción y montaje pueden ser suficientes.

En este capítulo se mostrarán los dos tipos de amortiguadores que se utilizan para lograr un buen funcionamiento del arreglo bajo las condiciones mencionadas anteriormente.

A) AMORTIGUADORES MECANICOS

A fin de explicar la forma de trabajo de los amortiguadores mecánicos, se considerarán primeramente algunos conceptos elementales sobre vibración que deben tenerse en cuenta cuando se diseñen los sistemas de sujeción de una tubería o equipo. Estos conceptos están dirigidos a explicar la razón de los amortiguadores mecánicos o de muelle.

GENERALIDADES

- 1.- Todos los cuerpos que poseen masa y elasticidad son capaces de vibrar.
- 2.- Un arreglo puede oscilar de forma lineal o no lineal.
- 3.- En este resumen sólo se consideran arreglos lineales.
- 4.- Clases de vibración.
 - a) Libre: El arreglo oscila bajo la acción de fuerzas inherentes al mismo.
 - b) Forzada: La oscilación se produce por la acción sobre el arreglo de fuerzas exteriores a él.
- 5.- Frecuencia natural : Es la frecuencia de vibración propia de un arreglo. Depende únicamente de las propiedades dinámicas del arreglo, resultantes de la distribución de masas y rigideces.
- 6.- Resonancia.- Es la vibración resultante de la coincidencia de la frecuencia natural con la frecuencia excitadora. Sus consecuencias pueden provocar la destrucción o falla del arreglo.
- 7.- Tipos de acción oscilante:
 - a) Desarrollo regular : Vibración armónica
 - b) Desarrollo irregular : Sismo
- 8.- Función transitoria : Existe solamente para un tiempo deter-

minado, siendo nula para todos los demás tiempos.

Ejemplo: Fuerza de impacto durante la ruptura de una tubería.

- 9.- Respuesta transitoria : Es la respuesta de un arreglo a un impulso transitorio. Debido al amortiguamiento, la respuesta durará hasta algún tiempo después de que haya finalizado la acción transitoria.
- 10.- Amortiguamiento : Todos los arreglos oscilantes están sometidos al amortiguamiento debido a roces internos o con otros arreglos.
- 11.- Amortiguamiento de COULOMB.- Es el resultante del deslizamiento de dos superficies secas.
- 12.- Rigidez : Es la fuerza requerida para producir un desplazamiento unitario en la dirección medida.
- En la FIGURA 32, se aprecian varios tipos de rigideces de muelles.

13.- Fórmulas Típicas :

Valor instantáneo:

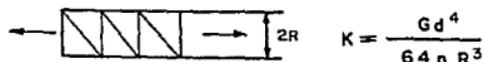
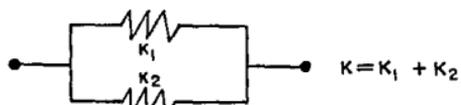
$$(1) \quad x = A \text{ sen } wt \quad \begin{array}{l} A = \text{Amplitud} \\ w = \text{Pulsación} \\ t = \text{Periodo} \end{array}$$

$$(2) \quad \frac{dx}{dt} = A w \text{ cos } wt$$

$$(3) \quad \frac{d^2 x}{dt^2} = - A w^2 \text{ sen } wt = - w^2 x$$

$$(4) \quad w = 2 \pi f \quad \text{siendo " f " la frecuencia.}$$

$$(5) \quad wn = (K / m)^{\frac{1}{2}} \quad \text{siendo " K " la rigidez.}$$



$K = \frac{EI}{L}$

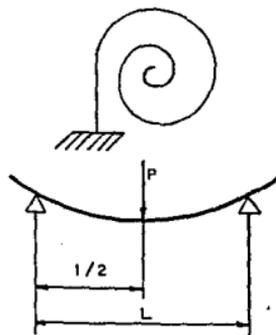
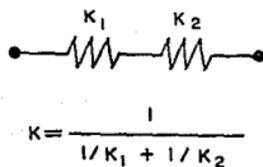


FIGURA 32 RIGIDECES DE MUELLES

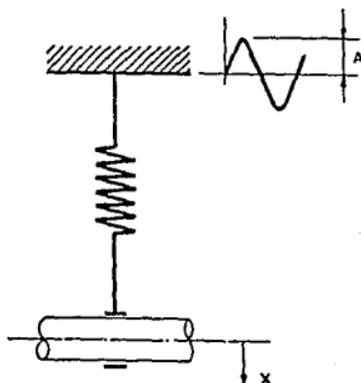


FIGURA 33

14 .- Acción del muelle:

Supongamos que una parte de la tubería está soportada completamente por un resorte de carga variable, independientemente del resto del arreglo (FIGURA 33). En esas condiciones, la estructura recibe un movimiento alternativo vertical de amplitud "A", frecuencia "f" y pulsación "w".

Ello provoca un movimiento alternativo en el tubo de la misma dirección.

Para simplificar, consideraremos nulo el amortiguamiento.

El equilibrio estará representado por la ecuación:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + K (x - A \text{ sen } wt) = 0$$

$$K A \text{ sen } wt = m \frac{d^2 x}{dt^2} + K x$$

siendo " K " la rigidez del resorte y $m = P / g$ la masa de la tubería.

La fórmula anterior muestra que el movimiento de la masa " m " es el mismo que si la estructura permaneciese inmóvil y la fuerza alternativa $K A \text{ sen } wt$ fuera añadida a la masa.

Además, tenemos por otra parte que : $x = X \text{ sen } wt$ y por lo tanto :

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = - w^2 x \text{ sen } wt \text{ con lo que resultará:}$$

$$K A \text{ sen } wt = - m w^2 x \text{ sen } wt + K x \text{ sen } wt$$

$$K A = K x - m \omega^2 x$$

$$x = K A / (K - m \omega^2)$$

Como $\omega_n = (K / m)^{1/2}$ siendo " ω_n " la pulsación natural del arreglo.

Sustituyendo tendremos :

$$X / A = 1 / (1 - (\omega / \omega_n)^2)$$

Al ser $\omega_n = 2 \pi f_n$ siendo f_n la frecuencia natural del arreglo

sustituyendo llegaremos a la expresión :

$$X / A = 1 / (1 - (f / f_n)^2)$$

Esta última expresión da la relación existente entre la amplitud de vibración de la tubería y la de la estructura portante y está indicada gráficamente en la FIGURA 34.

Dicha figura indica que la relación se hace infinita (resonancia), cuando la frecuencia excitadora " f " es igual a la frecuencia natural de la suspensión " f_n ". En la practica este punto nunca se alcanza debido al mayor o menor efecto de amortiguamiento de las diferentes formas de rozamiento.

La FIGURA 34, también indica que cuando la frecuencia " f_n " es bastante superior a la frecuencia excitadora " f " (curva de la izquierda del gráfico $f/f_n < 1$), la razón X/A es prácticamente igual a la unidad, es decir, la vibración de la estructura portante es enteramente transmitida a la tubería (sin amplificación). Si por otra parte " f_n " es bastante inferior a " f " (curva de la derecha del gráfico $f/f_n > 1$) la razón X/A tiende a desaparecer, es decir, la tubería permanece inmóvil indiferentemente de la amplitud de vibración de la estructura portante.

La última situación es la más deseable. Aunque la anterior sera por regla general aceptable, a menos que la estructura portante no este

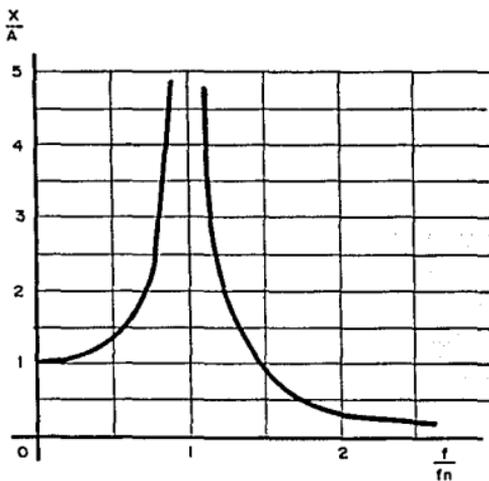


FIGURA 34 RELACION ENTRE LA AMPLITUD DE VIBRACION DE LA TUBERIA Y DE LA ESTRUCTURA PORTANTE

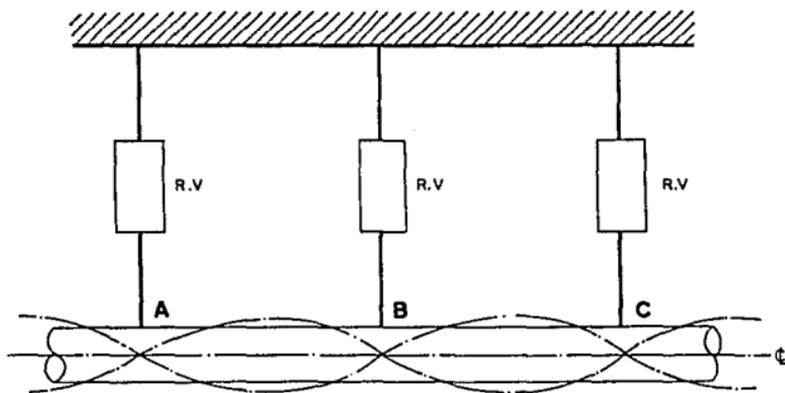


FIGURA 35

sometida a una amplitud alta. Debe evitarse que la diferencia entre " f " y " fn " sea inferior a cierto límite, por ejemplo un 25 %.

Seguidamente se explicará la aplicación práctica de todo esto.

Supongase que se requiere un sistema de sujeción a base de resortes de carga variable.

Cada soporte, considerado individualmente, presentará una frecuencia natural :

$$f_n = (1 / 2\pi) (gK / P)^{1/2} \text{ ciclos / seg.}$$

donde " g " (aceleración de la gravedad) = 9810 mm/ seg², " P " = carga en Kg; " K " = rigidez del muelle en Kg/mm.

Al ser los valores de todos los soportes muy parecidos, cuando no iguales, si una de las frecuencias excitadoras es de la misma dimensión habrá peligro de que dicho sistema quede sometido a una vibración considerable.

Las medidas deben ser tomadas, por lo tanto, de manera que garanticen que la frecuencia de los soportes elásticos sea bastante inferior a cada frecuencia excitadora, o si esto no fuera posible, por razones prácticas, sea bastante más alta.

Resulta evidente que el soporte ideal desde este punto de vista es el soporte de carga constante, cuya frecuencia natural es nula. En otras palabras, como el soporte de carga constante es igual a un muelle de rigidez nula, ninguna fuerza puede ser transmitida a la tubería como resultante del movimiento alternativo de la estructura portante.

El problema no está resuelto, sin embargo, por el mero uso de soportes con flexibilidad suficientemente alta (o baja Frecuencia natural) o aquellos con flexibilidad infinita (soportes de resorte de carga constante) .

Para explicar ésto más claramente, se puede poner el caso más simple de uso de soportes de carga constante. En este caso la tubería no puede recibir ninguna fuerza a través de los soportes y se porta como si estuviera flotando sobre un líquido.

La tubería puede vibrar, sin embargo, recibiendo la excitación de forma diferente, por ejemplo, de las juntas extremas o de la acción dinámica del líquido que fluya a través suyo. Innumerables y teóricamente infinitos son los modos de vibración de una tubería desde este punto de vista, estando además sujeta a una amplia gama de frecuencias naturales cuyo límite inferior es generalmente muy pequeño. Es, por tanto, muy fácil y muchas veces inevitable que una de las frecuencias excitadoras sea aproximadamente igual a una de las frecuencias anteriores causando entonces vibraciones de notable amplitud.

El problema puede ser solucionado fácilmente por medio de amortiguadores, o sea, soportes que aunque son suficientemente flexibles para conseguir los efectos de distorsión calorífica de la unión, son también suficientemente rígidos, desde el punto de vista de vibración, como para considerar la sección o tramo de tubería en el cual estén aplicados como fijo (prescindiendo de la vibración de la estructura portante, la cual es transmitida enteramente a estos puntos). Esto significa que la tubería puede ser dividida en tramos cortos por medio de amortiguadores, consiguiendo así que las respectivas frecuencias naturales sean todas superiores a las frecuencias excitadoras.

Como ejemplo, considerese un tramo recto de tubería como el indicado en la FIGURA 35. Los puntos A, B, C, etc., están conectados a la estructura portante mediante amortiguadores dispuestos horizontal y verticalmente (debido a la simetría del tramo de tubería, ésta puede vibrar en cualquier plano que pase por su línea de centros. Estos puntos pueden ser considerados fijos (nudos). Por lo tanto, la frecuencia natural más pequeña en la tubería corresponde a la curva elástica de la FIGURA 35, o es la de una viga de longitud AB, soportada en ambos extremos.

$$f_n = \frac{1}{2L^2} \left(\frac{gEJ}{P} \right)^{\frac{1}{2}} \text{ ciclos / seg.}$$

Donde:

L = longitud del tramo AB en mm

g = aceleración de la gravedad = 9810 mm/seg²

E = coeficiente de elasticidad o módulo de elasticidad del material
(para el acero 21000 Kg/mm²)

J = momento de inercia de torsión del tramo considerado de la tubería

en mm⁴

P = peso de la tubería por unidad de longitud (incluido el aislamiento) expresado en Kg/mm.

Las frecuencias consideradas como altas son: 4fn, 9fn, 16fn, etc. Por lo tanto, será sencillo asegurarse que la frecuencia natural mínima (fn) sea lo suficientemente más alta que todas las frecuencias excitadoras o que estas últimas estén contenidas entre 2 frecuencias naturales sucesivas con un suficiente margen de seguridad.

En otros casos, haría falta referirse a las diferentes conexiones o el problema podría ser alterado mediante la presencia de una carga concentrada a lo largo de la tubería. Otras veces, las masas en juego (y consecuentemente las fuerzas de inercia) podrían tener tal influencia que la amplitud de la vibración solamente pudiera ser mantenida dentro de ciertos límites.

Esto sucede frecuentemente en la industria naval cuando son colocados soportes elásticos en: calderas, condensadores, etc. en lugar de anclajes rígidos que podrían muy fácilmente causar peligrosas roturas.

Téngase en cuenta, que todas las consideraciones hechas hasta ahora tienen un carácter puramente indicativo y tratan de demostrar la importancia de este tipo de soportes. Las soluciones prácticas deben ser estudiadas para cada caso particular y muy a menudo requieren de gran experiencia.

CARACTERISTICAS CONSTRUCTIVAS

Los amortiguadores están compuestos de un sencillo muelle precargado encerrado en un cilindro de acero que, a la hora de efectuar la unión, equivale al clásico sistema elástico con dos muelles contrapuestos e infinita rigidez inicial.

El funcionamiento óptimo se conseguirá cuando la carrera del soporte sea exactamente igual en ambos lados del punto de reposo.

DISÑO Y MATERIALES.

El diseño está en conformidad con los requerimientos del "code for pressure piping ANSI B 31.1" y el ASME, Sección III.

Para todas las piezas, excepto muelles, el factor de seguridad mínimo adoptado es 5.

MODELO, TIPO Y TAMAÑO

Los amortiguadores se fabrican en una amplia gama de modelos, tipos y dimensiones que satisfacen los más diferentes requisitos de la ingeniería de diseño de sistemas de sujeción para tuberías de centrales, industria naval, etc.

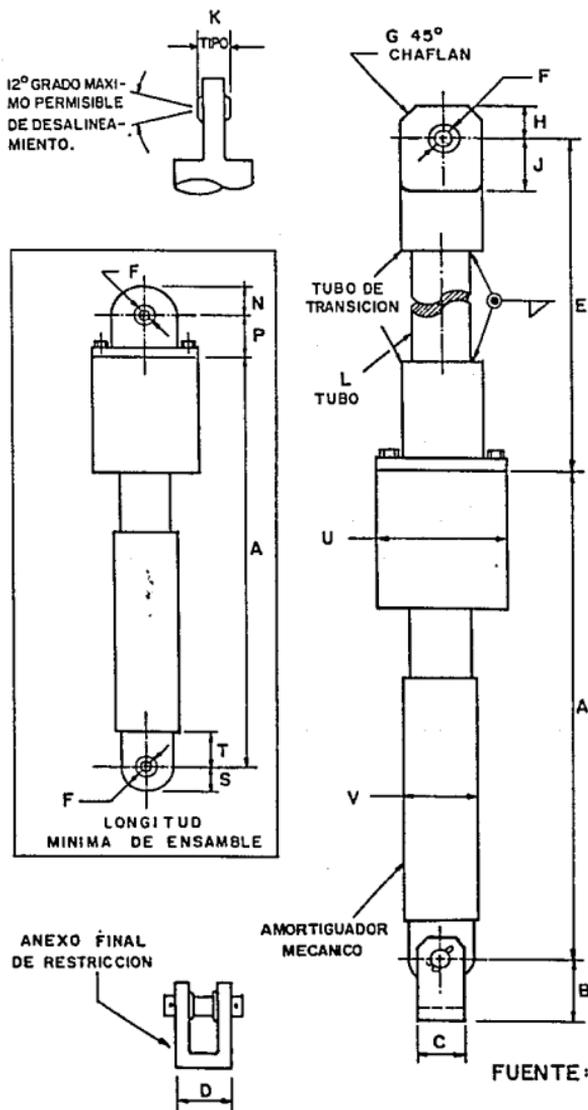
La elección del modelo deseado del tipo y de la dimensión, depende del valor de la dilatación térmica, carga y condiciones de unión a estructura.

Los amortiguadores mecánicos son un aditamento limitante de la aceleración, limitan cualquier movimiento de tubería a un nivel de 0.2 g, mientras que al mismo tiempo permiten movimiento gradual debido a expansión térmica. Su desarrollo es independiente de la cantidad de fuerza que se le aplique.

Como se muestra en la FIGURA 36, el amortiguador consiste de dos miembros estructurales telescópicos (tubos) conectados entre la tubería y la estructura. Dentro de estos está el aditamento que sirve para convertir el movimiento lineal de la tubería debido a disturbios sísmicos o térmicos en movimiento rotacional.

Los amortiguadores mecánicos estandar son fabricados en los siguientes tamaños:

MODELO	CARGA (LBS)	CARRERA (PLG.)
PSA 1/4	350	4
PSA 1/2	650	2 1/2
PSA 1	1,500	4
PSA 3	6,000	5
PSA 10	15,000	6
PSA 35	50,000	6
PSA 100	120,000	6



MODELO	PSA 1/4	PSA 1/2
CARRERA	4.0	2.5
PESO AMORTIGUADOR	3.6	3.3
A LONGITUD COMPRIMIDA	9.0	7.5
B	1.375	1.375
C	1.00	1.00
D	1.16	1.16
E MINIMO	5.38	5.38
F DIAME. +.0005 TRO. -.0005	0.3750	0.3750
G	0.18	0.18
H	0.75	0.75
J	1.12	1.12
K	0.406	0.406
CARACTERISTICAS L ESPECIALES DISPONIBLES	3/4 PLG. CEDULA 40 MIN.	3/4 PLG. CEDULA 40 MIN.
N	0.70	0.70
P	1.10	1.10
S	0.52	0.52
T	0.74	0.74
U DIAMETRO	2.25	2.25
V DIAMETRO	1.25	1.25

NOTAS :

I- DIMENSIONES EN LIBRAS Y PULGADAS

MODELO	CARGA
PSA 1/4	350
PSA 1/2	650

FUENTE: CATALOGO NPS. INDUSTRIES

FIGURA 36 AMORTIGUADOR MECANICO

La selección de estas piezas debe de hacerse con mayor cuidado, ya que no tiene que cumplir con la capacidad, sino también requieren de un calibrado, para esto es necesario saber los siguientes datos:

- Desplazamiento térmico de la tubería y también el sentido de dicho desplazamiento. Si la tubería se mueve hacia el amortiguador el signo es positivo (+) y causa contracción y en el caso contrario el signo será negativo (-) y se producirá extensión.
- Carrera : También conocido como STROKE en mm ó Plg. Este valor se toma del catálogo del fabricante y es el espacio disponible dentro del amortiguador que permite el desplazamiento.

CALIBRACION (DISEÑO)

$$\text{SET POSITION} = \frac{\text{CARRERA} \pm \text{DESPLAZAMIENTO TERMICO}}{2}$$

(+) Si el amortiguador se contrae

(-) Si el amortiguador se expande

$$L \text{ ext. req.} = L \text{ min (A)} + \text{SET POSITION}$$

$$L \text{ plano} = (P-P) + B + L \text{ abrazadera}$$

$$(P - P) = L \text{ ext. req.} + E \text{ ó } P$$

donde :

L min, E, P y B se toman del catálogo del fabricante.

$$(P - P) = \text{Pin to Pin (Distancia de perno a perno del amortiguador)}$$

En la FIGURA 37 se indican las dimensiones anteriores

En el diseño de la calibración de un amortiguador, el objetivo es centrar el movimiento de la carrera.

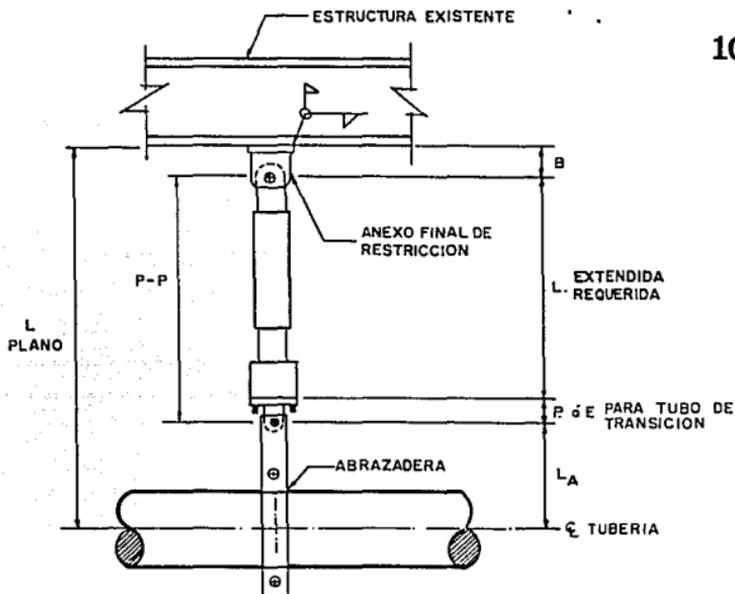


FIGURA 37 ARREGLO DE UN AMORTIGUADOR

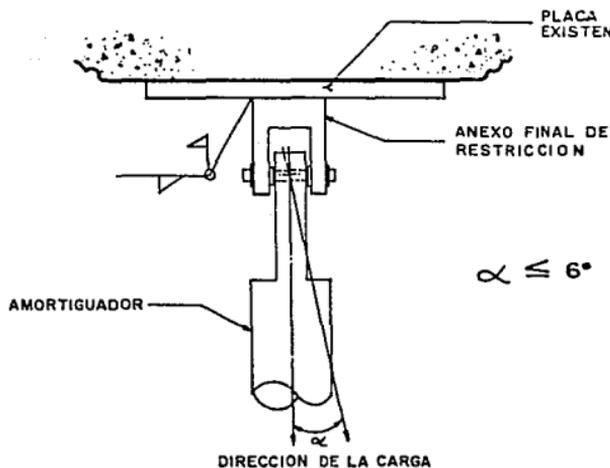


FIGURA 38 ANGULARIDAD PERMISIBLE

CALIBRACION (REVISION)

Este punto aplica para soportes ya instalados, a partir del (P-P) conocido, obtener :

SET POSITION ó L calibrado = (P-P) - A - P

La longitud del calibrado debe ser por lo menos dos veces mayor al desplazamiento térmico de la tubería, si esto se cumple, el calibrado físico se da por adecuado, aunque el desplazamiento no se encuentre centrado en la carrera.

Otro aspecto que se debe cuidar en el diseño de amortiguadores es la angularidad; es decir, que tan desviado se encuentra el eje del amortiguador con respecto a la línea de acción de la carga y de los ejes del anexo final de restricción (orejeta) y de la abrazadera. Para el primer caso no es conveniente que aparezcan componentes de carga no deseadas, ya que el amortiguador solo trabaja en una dirección y en el segundo caso, que se puedan instalar las piezas.

El ángulo permisible de desviación es de 6 grados.

En la FIGURA 38, se ilustra lo anterior

El amortiguador puede ser de (P-P) fijo o con una extensión conocida como tubo de transición. El primero se utiliza para distancias cortas, donde el resto del soporte se adecúa para que el amortiguador se quede instalado adecuadamente, y el tubo de transición se utiliza para librar longitudes mayores entre el centro de línea de la tubería y el punto de apoyo del soporte.

Por medio de un ejemplo ilustrativo se describirá el método de diseño de un amortiguador mecánico.

EJEMPLO NUMERICO

Supongase que se tiene que soportar una tubería donde la distancia del centro de línea de la tubería al paño inferior de la estructura existente (L plano o L física) es de 80 cm.

Datos de Diseño:

Diámetro de la tubería 3" Cédula 120

Tipo de sistema de sujeción : Amortiguador

Punto nodal : 353

ISO-NO. SK -RHR-125

Carga de prueba hidrostática = 0

Cargas de diseño $F_x = 0$
 $F_y = \pm 280 \text{ Kg}$
 $F_z = 0$

Desplazamientos Térmicos $dx = 0$
 $dy = + 2.2 \text{ cm. (hacia arriba)}$ contracción
 $dz = \pm 1.5 \text{ cm}$

Con la carga de diseño (280 Kg) se selecciona el amortiguador PSA 1/2 (ver FIGURA 36), del cual su capacidad es de 650 Lbs. (295 Kg).

$$\text{SET POSITION} = \frac{\text{CARRERA} \pm \text{DESPLAZAMIENTO TERMICO}}{2}$$

CARRERA = 2.5 " = 6.35 cm (ver FIGURA 36)

Los fabricantes recomiendan que :

CARRERA > 2 DESPLAZAMIENTOS TERMICOS

$2 (2.2 \text{ cm }) = 4.4 \text{ cm} < 6.35$ por lo tanto se considera que se cumple la recomendación

$$\text{SET POSITION} = \frac{6.35 \text{ cm} + 2.2 \text{ cm}}{2} = 4.275 \text{ cm}$$

L ext. req. = L min (A) + SET POSITION

de la FIGURA 36:

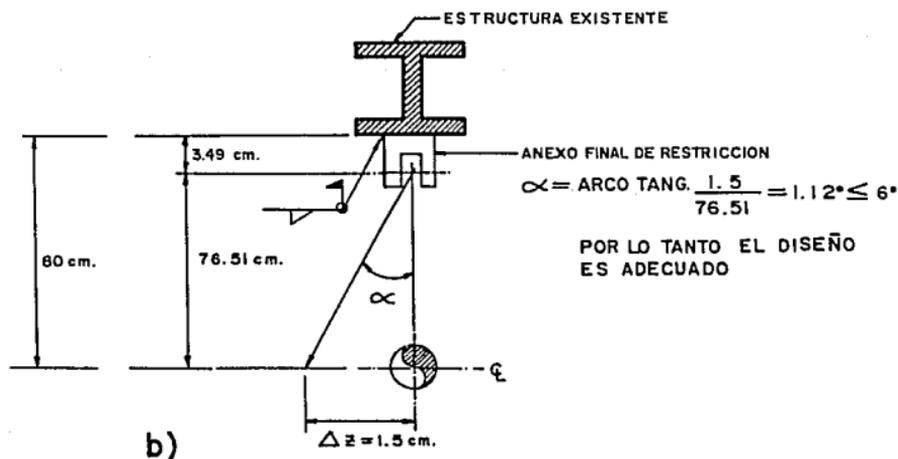
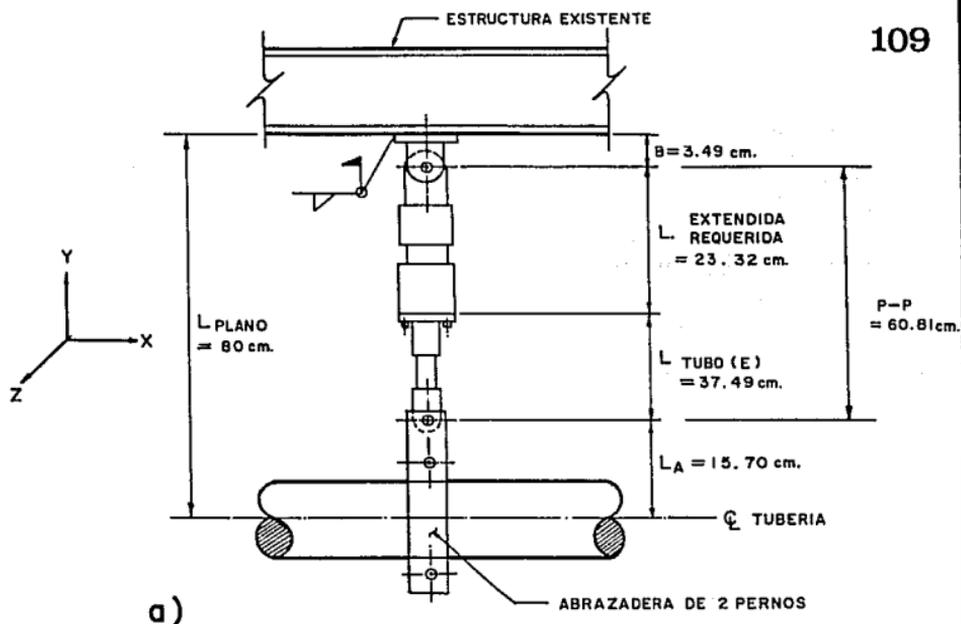


FIGURA 39

$$L \text{ ext. req.} = 19.05 \text{ cm} + 4.275 \text{ cm} = 23.325 \text{ cm}$$

Es obvio que necesitará un tubo de transición para llegar a la L física:

$$(P-P) = L \text{ ext. req.} + E \text{ ó } P$$

$$L \text{ física} = (P-P) + B + L \text{ abrazadera}$$

como la tubería es de 3" a la abrazadera le corresponde :

$$L \text{ abrazadera} = 15.7 \text{ cm}$$

$$\text{de la FIGURA 36, } B = 3.49 \text{ cm}$$

por lo tanto se calculará la longitud del tubo de transición:

$$L \text{ física} = L \text{ ext. req.} + E + B + L \text{ abrazadera}$$

$$80 \text{ cm} = 23.32 \text{ cm} + E + 3.49 \text{ cm} + 15.70 \text{ cm}$$

$$80 \text{ cm} = 42.51 \text{ cm} + E$$

$$E = 80 \text{ cm} - 42.51 \text{ cm} = 37.49 \text{ cm} > E \text{ min} = 13.66 \text{ (ver FIGURA 36)}$$

El sistema de sujeción queda configurado como se muestra en la FIGURA 39a.

Por último se checará la angularidad del amortiguador :

Como en el punto nodal se tiene un desplazamiento térmico en dirección del eje Z , debe checarse la angularidad permisible (ver FIGURA 39b).

La soldadura del anexo final de restricción a la estructura existente, se diseña con la carga máxima.

Este ejemplo numérico constituye la solución típica del diseño de un sistema de sujeción a base de un amortiguador mecánico

B) AMORTIGUADORES HIDRAULICOS

GENERALIDADES

La posibilidad de que los sistemas de tuberías o maquinaria estén sometidos a oscilación, vibración y golpe de ariete, hace necesario el uso de equipos hidráulicos especiales indispensables para ciertas condiciones de trabajo.

El amortiguador hidráulico SAI, asume esta función de eliminación de la oscilación, vibración, golpe de ariete, sismo, apertura de válvulas de seguridad, etc., permitiendo, al mismo tiempo, que la tubería o maquinaria se mueva libremente desde el reposo a la fase de trabajo o viceversa.

CARACTERISTICAS CONSTRUCTIVAS

Los amortiguadores hidráulicos son aditamentos que consisten en un cilindro hidráulico con una varilla ó pistón sencilla o doble, un sistema " BY-PASS " y un acumulador de fluido. En el " BY-PASS " hay una válvula de control que permite que el pistón se mueva libremente alcanzando una velocidad de 250 mm/min. Esta velocidad fácilmente acomoda el movimiento de la tubería durante la expansión térmica. Si esta velocidad fuera sobrepasada, la válvula interrumpiría el flujo inmediatamente. Esta válvula de control especial tiene dos válvulas de seguridad para evitar que sea sobrepasada la presión de diseño y una válvula de regulación, permitiendo que la válvula de control este abierta cuando la fuerza que causa el cierre continua en la misma dirección.

En una configuración de amortiguador típica, cuando un movimiento superimpuesto debido a eventos hidrodinámicos o sísmicos es aplicado al pistón, la velocidad del fluido a través del " BY-PASS " alrededor del resorte de la válvula en movimiento vertical crea una caída de presión la cual vence la resistencia del resorte y hace que la válvula se cierre.

Este cierre previene cualquier flujo adicional del fluido y permite a la unidad actuar como una restricción rígida en el arreglo de tubería.

Gráficamente estos eventos son mostrados en la FIGURA 49. Cuando el pistón se mueve de derecha a izquierda a velocidad baja por la acción de la tubería en el dispositivo, el volumen de fluido desplazado en

la cavidad del lado izquierdo fluye a través de las válvulas de movimiento vertical, pasa al punto C y va a la cavidad del lado derecho. El volumen disponible para acomodar el fluido desplazado en la cavidad del lado derecho es menor que el volumen desplazado a la cavidad del lado izquierdo porque la varilla del pistón ocupa una porción de ese volumen. Como consecuencia el fluido en exceso es forzado dentro del acumulador.

Si el movimiento del pistón es de izquierda a derecha, el fluido desplazado se mueve al punto C, a través de las válvulas pasa al punto A y va a la cavidad del lado izquierdo.

Sin embargo el volumen que está listo para recibir el fluido es mayor que el volumen desplazado en la cavidad del lado derecho y debe recibir el volumen de fluido adicional del acumulador.

En la FIGURA 50, se muestra el arreglo mecánico de las válvulas y sus resortes asociados. Los resortes normalmente mantienen las válvulas en posición abierta. Cuando la velocidad del fluido es lo suficientemente grande para crear una posición diferencial cuya fuerza sea mayor que la resistencia del resorte, permitirá pasar de la posición abierta a cerrada.

Los dispositivos hidráulicos tienen una ventaja distinta sobre los mecánicos, cuando varios de ellos son puestos en paralelo para absorber cargas grandes. La ventaja que se obtiene es por el uso de un control por un " BY-PASS" común, el cual es fijado dentro del acumulador. Esto permite que todas las unidades trabajen como una sola durante un evento extraordinario.

DISEÑO

El diseño concuerda con el " code for pressure piping ANSI B 31.1 ".

Para todas las piezas, el factor de seguridad mínimo adoptado es 5.

TIPO Y TAMAÑO

El SAI es fabricado generalmente en dos tipos y tres tamaños con una carga máxima de 4500, 9000 y 13500 Kg., respectivamente.

La máxima carrera de cada dimensión es 200, 350 y 500 mm.

La carrera del cilindro deberá ser igual, al menos, a la dilatación térmica mas el 20%.

El tipo A corresponde al amortiguador hidráulico estandard, y el tipo B es un amortiguador provisto con un dispositivo llamado tubo de transición, que al igual que en los amortiguadores mecánicos, sirve para librar distancias superiores a las del tipo A.

INSTALACION

Siganse estas instrucciones para la instalación:

1) Conectar el amortiguador a la estructura portante de manera que el depósito esté más alto que el cilindro.

2) Para que el amortiguador esté en la posición correcta de trabajo es necesario que el orificio "A" del deposito (ver FIGURA 40) esté siempre más alto que el extremo mas alto del cilindro (ver ejemplo en FIGURAS 41, 42 y 43).

Los diferentes modos de aplicación del SAI están ilustrados en las FIGURAS 41 y 42. Si se requiriese la disposición de la FIGURA 43, se deberá aflojar la tuerca "B" ligeramente (ver FIGURA 40) y girar el depósito 180° apretando luego otra vez la tuerca "B".

3) Quitar el tapón de transporte y controlar el nivel de aceite. Si el tanque no está lleno, llenarlo con aceite ininflamable con el pistón completamente comprimido. Sustituir el tapón de transporte por el tapón de ventilación provisto con el soporte.

4) Sacar la varilla del pistón para la posición en frio (cold) del pistón como se indica en la tarjeta aplicada al soporte (ver FIGURAS 44 y 45).

5) Cuando el equipo esté trabajando, controlar que el pistón ha alcanzado la posición en caliente.

6) A diferencia del amortiguador mecánico, normalmente no es necesaria ninguna regulación o ajuste.

Dado que la válvula de regulación y la de seguridad han sido taradas en la fábrica y requieren un ajuste exacto, es imprescindible que no se regulen sin consultar al fabricante.

Para instalaciones inaccesibles, el depósito debe ser montado lejos del soporte.

MANTENIMIENTO

El soporte no requiere ningún mantenimiento especial.

Periódicamente es necesario :

- 1) Controlar el nivel de aceite del depósito.
- 2) Quitar de la varilla del pistón toda suciedad y polvo.
- 3) Controlar la varilla del pistón para asegurarse de que no ha sido dañado o desgastado.

El amortiguador hidráulico SAI, puede realizar las fuerzas máximas indicadas en las tablas de las FIGURAS 47 Y 48. Aun así, en el caso del tipo "B" (con tubo de transición) y especialmente, cuando el soporte trabaja a compresión, será conveniente, aumentando la dimensión " H ", reducir proporcionalmente la fuerza como se indica en la FIGURA 46.

A continuación, se elaborarán algunos ejemplos del uso de la tabla de la FIGURA 46.

EJEMPLO 1.- Determinar la fuerza máxima que puede ser aplicada al amortiguador SAI-1-B (Tamaño 1 y Tipo B), si la dimensión " H " es de 1500 mm.

Solución : Observando la FIGURA 46, se obtienen 3500 Kg. De hecho la intersección del punto de 1500 mm y 3500 Kg., cae exactamente en la curva del soporte SAI-1.

EJEMPLO 2.- La fuerza de compresión es 4500 Kg. y la dimensión "H" es 2000 mm. Determinar el tamaño del amortiguador.

Solución : Usando la FIGURA 46, se obtiene primeramente que es un SAI-2. La determinación del tamaño, en función de la fuerza solamente, conducirla a la elección del soporte SAI-1.

Usando el diagrama, en cambio, es evidente que el de intersección de los 2000 mm y 4500 Kg. cae por encima de la curva del soporte SAI-1.

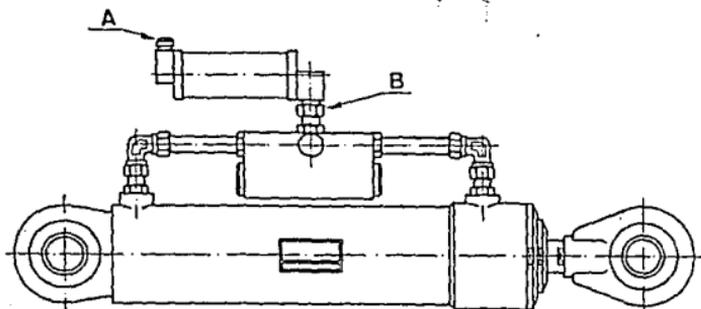


FIGURA 40) AMORTIGUADOR HIDRAULICO

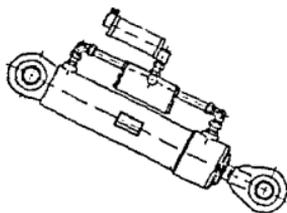


FIGURA 41

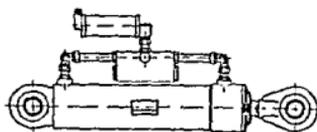


FIGURA 42

FUENTE: CATALOGO INDESCO
"SOPORTES PARA
TUBERIAS"

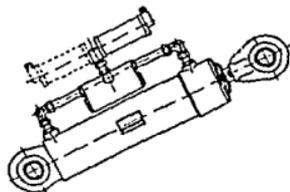


FIGURA 43

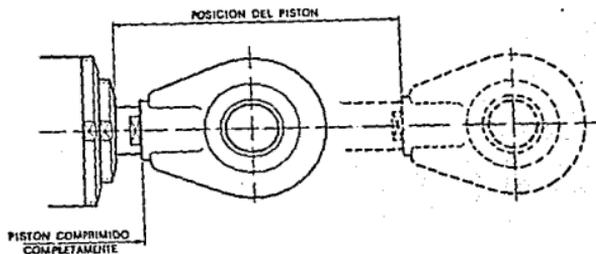


FIGURA 44

SOPORTE ANTIVIBRATORIO HIDRAULICO			
MODELO	<input type="text"/>	TAMARO	<input type="text"/>
		CARR.	<input type="text"/>
POSICION DEL PISTON			
EN FRIO	<input type="text"/>	EN CALIENTE	<input type="text"/>
MARCA			
MARCA <input type="text"/>			
IMPORTANTE: Antes de proceder a la instalacion del soporte consultar las instrucciones para el monta.			

FIGURA 45

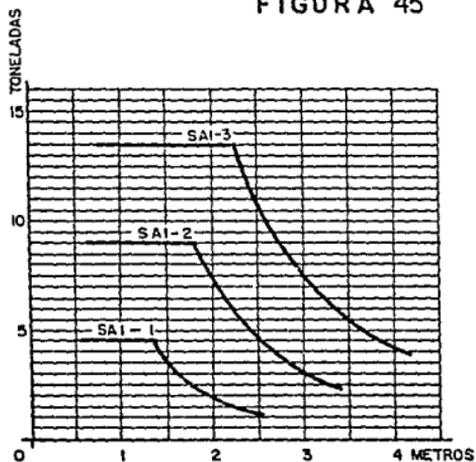
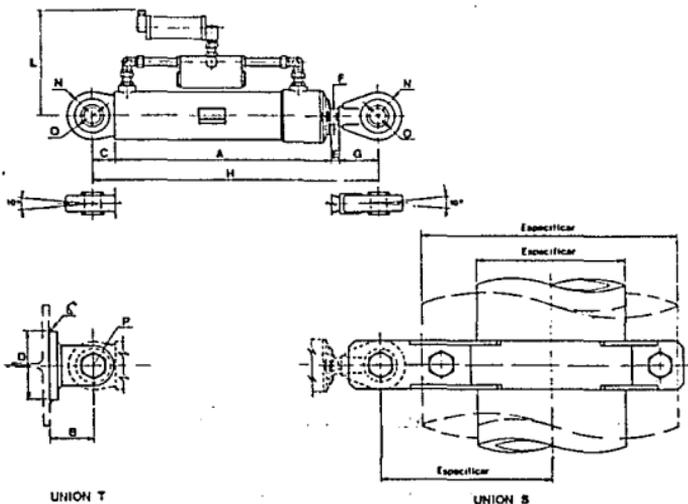


FIGURA 46



UNION T

UNION B

FUENTE: CATALOGO INDESCO

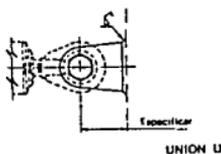
Para determinar la posición del pistón en frío, utilizar las siguientes ecuaciones:

1) En compresión:

$$E_{\text{en frío}} = E_{\text{max}} - \frac{\text{Carrera total} - \text{Amplitud}}{2}$$

2) En tracción:

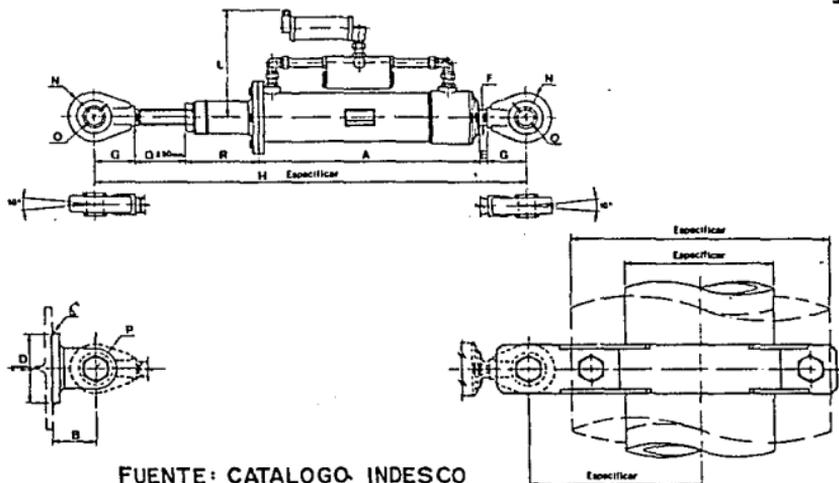
$$E_{\text{en frío}} = E_{\text{min}} + \frac{\text{Carrera total} - \text{Amplitud}}{2}$$



UNION U

Tamaño	Fuerza Kg.	cilindro Ø	Carrera mm.	A	B	C	D	E		F	G	H		L	N	O	P	Peso aprox. Kg.
								Min.	Max.			Min.	Max.					
1	4500	70	200	340	80	45	130	15	215	35	75	475	675	240	46,5	30	35	20
			350	490				15	365			625	975					22
			500	640				15	515			775	1275					25
2	9000	90	200	350	80	45	150	15	215	50	75	485	685	260	46,5	30	40	38
			350	500				15	365			635	985					42
			500	650				15	515			785	1285					48
3	13500	110	200	390	110	55	180	20	220	60	90	560	760	280	60,5	40	45	45
			350	540				20	370			710	1060					50
			500	690				20	520			860	1360					58

FIGURA 47) AMORTIGUADOR HIDRAULICO TIPO A



FUENTE: CATALOGO INDESCO

UNION T

UNION B

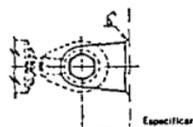
Para determinar la posición del pistón en frío, utilizar las siguientes ecuaciones:

1) En compresión:

$$E_{\text{en frío}} = E_{\text{max}} - \frac{\text{Carrera total} - \text{Amplitud}}{2}$$

2) En tracción:

$$E_{\text{en frío}} = E_{\text{min}} + \frac{\text{Carrera total} - \text{Amplitud}}{2}$$



UNION U

Tamaño	FUERZA Kg.	Cilindro Q	Carrera mm.	A	B	D	E		F	G	L	N	O	P	Q	R
							Min.	MAX.								
1	4500	70	200	345	80	130	15	215	35	75	240	46,5	30	35	140	140
			350	495			15	365								
			500	645			15	515								
2	9000	90	200	360	80	150	15	215	50	75	260	46,5	30	40	140	160
			350	510			15	365								
			500	660			15	515								
3	13500	110	200	400	110	180	20	220	60	90	280	60,5	40	45	160	190
			350	550			20	370								
			500	700			20	520								

FIGURA 48) AMORTIGUADOR HIDRAULICO TIPO B

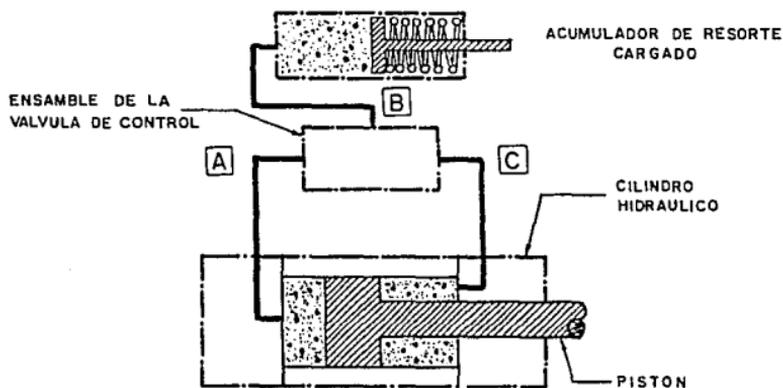
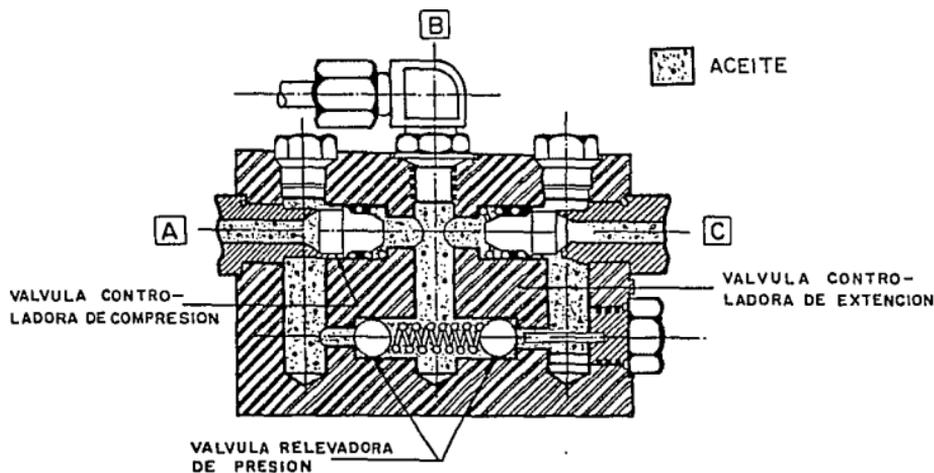
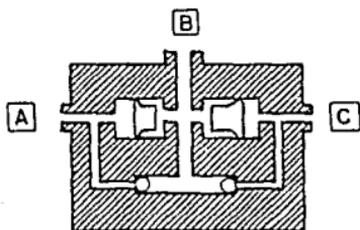


DIAGRAMA DE FLUJO DE LA VALVULA DE CONTROL

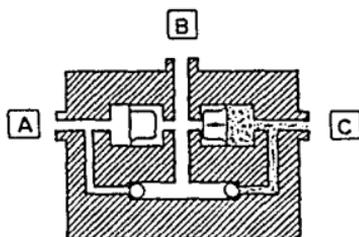


CORTE DE LA VALVULA DE CONTROL

FIGURA 49



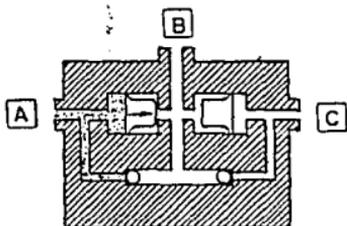
VALVULAS DE CONTROL EN POSICION NORMAL (ABIERTAS).



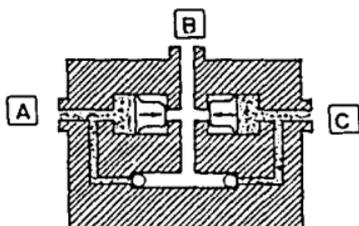
CARGA DE EXTENSION. VALVULA DE CONTROL DE EXTENSION CERRADA



ACEITE BAJO PRESION



CARGA DE COMPRESION. VALVULA DE CONTROL DE COMPRESION CERRADA



CONDICION DE VIBRACION. AMBAS VALVULAS CERRADAS

DIAGRAMA DE FLUJO DE ACEITE PARA VARIAS CONDICIONES DE OPERACION

FIGURA 50

El método de diseño de un sistema de sujeción a base de un amortiguador hidráulico, es exactamente el mismo al que se utiliza para un amortiguador mecánico. La diferencia entre ellos es que el funcionamiento del amortiguador hidráulico es mas confiable, ya que no presenta problemas por oxidación que causen que las piezas puedan adherirse entre si y representen una restricción no deseada en el sistema de sujeción.

Hablando de costos, cabe mencionar que el amortiguador hidráulico, supera considerablemente al mecánico, pero éste último requiere un cuidado y mantenimiento superior que el hidráulico para su buen funcionamiento.

Cuando se selecciona un amortiguador hidráulico, debe de tenerse mucho cuidado en checar la factibilidad de que pueda ser instalado adecuadamente. Este punto no solo se recomienda para esta pieza, sino para todos los soportes de tubería, que sean diseñados.

En especial, este punto se debe checar, debido a que el amortiguador hidráulico es de dimensiones considerables, que pueden causar muchos problemas para su montaje e inclusive algunas ocasiones se debe rediseñar completamente porque el espacio disponible para su montaje resulta insuficiente, lo que trae como consecuencia el atraso en la entrega de los trabajos y los gastos extras por el tiempo perdido.

CAPITULO VI.- ARREGLOS DE SOPORTES

Debido al comportamiento en los puntos de soportado de una tubería, es a veces necesario proporcionar soportes que cumplan con dos o mas funciones al mismo tiempo. Por ejemplo, se puede requerir que en un determinado punto, se necesite rigidizar a la tubería ante la acción de una fuerza en un eje dado, y que al incrementar la magnitud de dicha fuerza, el soporte permita un desplazamiento para que no se generen esfuerzos no deseados en el arreglo de tubería.

Generalmente los arreglos de soportes se utilizan, para librar distancias mayores entre el centro de línea de la tubería y el punto de apoyo del soporte. Como las piezas de catálogo (amortiguadores o resortes), tienen una longitud extendida limitada, se utilizan en conjunto con un tirante rígido que sirve como brazo adicional a la pieza de catálogo para cumplir con su fin. A esto se le conoce como un arreglo de soporte.

Volviendo al ejemplo que se explicó anteriormente, a continuación se describirá el arreglo de soportes mas común que se utiliza para soportar una tubería.

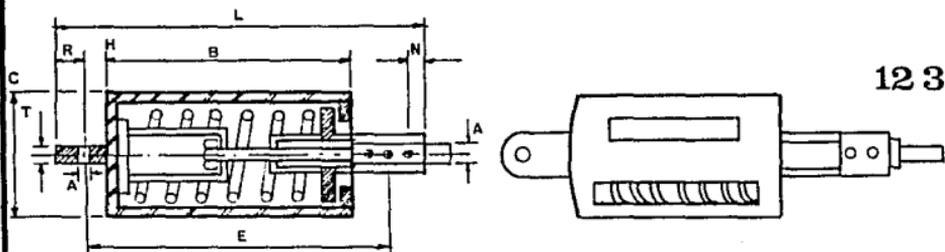
ARREGLO TIRANTE-RESORTE

Estos son unos aditamentos utilizados para controlar la vibración y como restricción al movimiento de la tubería.

La unidad típica esta compuesta de un resorte comprimido y confinado entre dos pistones móviles. El resorte es precargado, así que el movimiento de la tubería puede suceder si la fuerza que impone sobre la unidad es mayor que la compresión del resorte precargado.

En la FIGURA 51 se muestra que la precarga del resorte es de 1000 Lbs.

Si el rango del resorte es de 1000 lbs/plg, cualquier movimiento a lo largo del eje del resorte creará una fuerza restauradora de 1000 lbs. (la precarga del resorte), mas el rango del resorte multiplicado por la magnitud de la deflexión de la posición inicial.



TAMAÑO	Ø DEL TUBO EN PULGS.	CARGA INICIAL	FUERZA MAX. LBS.	K LBS./PULGS.	A	C	H	R	PESO APROXIMADO	
1	2 A 3	60	240	60	3/4	4 1/8	3/4	1	18	20
2	4 A 8	175	700	175	1	4 2/8	1	1 1/8	22	30
3	10 A 16	500	2000	500	1 4 3/8	1	1 1/4	36	45	
4	18 Y MAYORES	1000	4000	1000	1 1/8	5 1/8	1 1/4	1 1/2	70	80

TAMAÑO	E	B	H	L	T
SB 1	12 1/8	9	1 1/2	16 1/8	3/8
SB 2	13 1/8	9	1 3/4	17 1/8	3/8
SB 3	18	13 1/8	1 3/4	21 1/4	3/8
SB 4	21	16 1/8	2	25 1/4	3/8

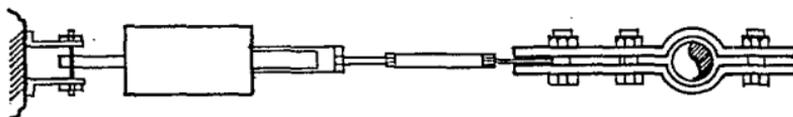
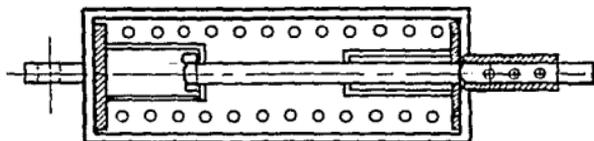
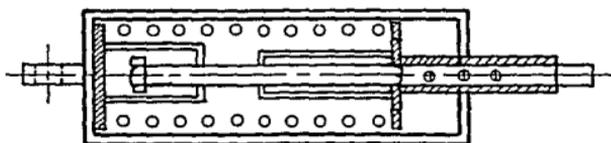


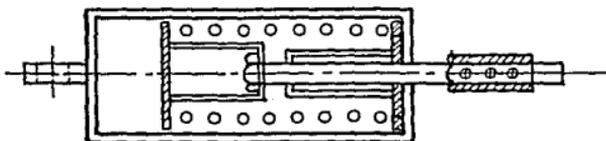
FIGURA 51.- ARREGLO TIRANTE-RESORTE



a) SECCION MOSTRANDO ADITAMENTO EN POSICION NEUTRAL



b) SECCION MOSTRANDO POSICION DE PARTES CUANDO EL ADITAMENTO OPONE UNA FUERZA DE COMPRESION.



c) SECCION MOSTRANDO POSICION DE PARTES CUANDO EL ADITAMENTO OPONE UNA FUERZA DE TENSION.

FIGURA 52.- FASES DE TRABAJO DE UN TIRANTE-RESORTE.

Como se define el tirante-resorte resistirá los movimientos térmicos así como el desplazamiento de la tubería a lo largo del eje del resorte.

En trabajos marinos, cuando la tubería se encuentra en temperatura de operación (caliente), y en su posición final térmicamente deformada, las unidades son ajustadas de tal manera que ninguna carga es impuesta en la tubería por la misma unidad, cuando el barco navega y se mueve, la unidad restringirá la línea de movimiento.

Cuando la línea tiende a regresar a su posición ambiente (fría), durante el enfriamiento, la unidad aplicará una fuerza resistente, e introducirá cargas y esfuerzos a la configuración de la tubería.

Estas cargas superimpuestas deberán ser evaluadas por el análisis de esfuerzos para determinar si se encuentran dentro de un rango aceptable.

En la FIGURA 52a. el aditamento es mostrado en su posición neutral bajo una fuerza de compresión y bajo una fuerza de tensión, nótese que en la parte de arriba de la figura, las placas pistón móviles están en contra de la camisa en ambos extremos y no aplica una fuerza exterior.

En la FIGURA 52b. el anexo hexagonal del lado derecho, el cual actúa contra la placa pistón del lado derecho, ha deflexionado a esta, la cual resulta en una fuerza restauradora en la dirección izquierda a derecha.

En la FIGURA 52c., la cabeza del perno en la varilla ha deflexionado la placa pistón del lado izquierdo, lo cual resulta en una fuerza restauradora en la dirección de derecha a izquierda.

Como se dijo anteriormente, el arreglo de soportes se puede realizar también con amortiguadores y tirantes rígidos.

CAPITULO VII.- SOPORTES MULTIFUNCIONALES

Hasta el momento se han analizado soportes para una línea de tubería aislada, pero hay ocasiones donde existen grupos de tuberías que necesitan ser suspendidas y la separación y el nivel de soportado entre ellas es tal que permite que se apoyen sobre un soporte conocido como "Rack" ó Soporte Multifuncional. Además de esto, es necesario que el conjunto de tuberías tengan la misma dirección, es decir que su origen y su fin casi sea el mismo.

El soporte multifuncional es un conjunto de elementos estructurales (perfiles) que se apoya directamente sobre el piso, generalmente presenta una estructuración de marco, pero también puede utilizarse con una sola columna.

A) TIPOS DE SOPORTES MULTIFUNCIONALES

En la FIGURA 53, se pueden apreciar los tipos de Racks que se utilizan para el soportado de grupos de tuberías.

Como lo indica la tabla de la FIGURA 53, existen 3 tipos de Racks:

- A) Columna Simple
- B) Columna Doble
- C) Columnas Múltiples

Las bases de las columnas de los Racks, pueden ser articuladas ó empotradas.

Las bases ó apoyos articulados se utilizan cuando no existen momentos flexionantes actuantes.

Las bases empotradas, resistirán momentos actuantes en las columnas del Rack.

En los Racks de tuberías, los apoyos se logran a través de una placa base que se une al piso por medio de pernos expansivos, dependiendo de la cantidad de pernos y su localización se obtiene un apoyo simple ó un empotramiento.

RACKS DE TUBERIAS

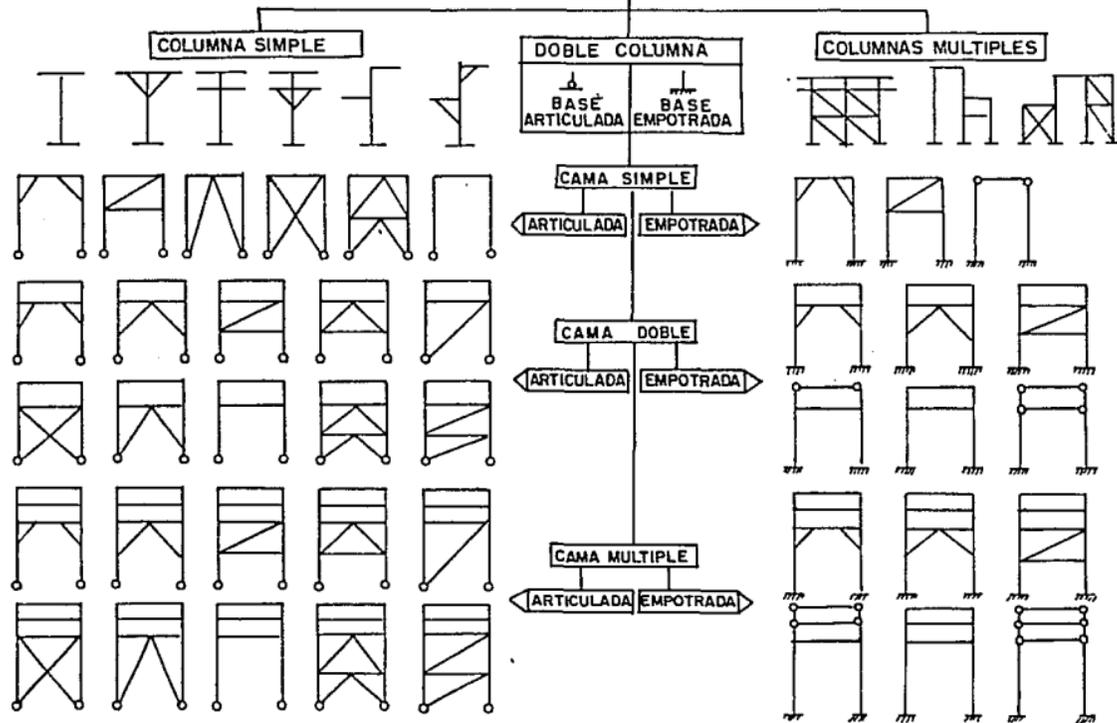


FIGURA 53-TIPOS DE RACKS DE TUBERIAS

En la FIGURA 54, se puede observar la terminología utilizada en el diseño de Racks de tuberías.

Cuando se utilizan Racks de Tuberías aislados (Ver FIGURA 54), no es necesario utilizar vigas longitudinales (venteos) entre cada Rack como es el caso de los conjuntos de Racks. Es buena práctica utilizar los venteos con intervalos de 200 pies máximo. Con esto se logra un buen comportamiento del conjunto ante cargas aplicadas en la dirección de las líneas de tuberías.

B) SELECCION DE TIPOS DE RACKS

La selección del tipo de Rack de tubería debe realizarse considerando principalmente las cargas que actúan sobre el soporte y el espacio disponible para el apoyo de la ó las columnas (considerando si en el futuro se aumentara la cantidad de las mismas).

Cabe hacer mención que los Racks de columna simple son mas vulnerables a las cargas horizontales perpendiculares a la línea de tubería. En éste caso, es recomendable utilizar un Rack de columna doble ó múltiple.

Otro aspecto que debe considerarse en la selección de tipos de Racks, es la condición de corrosión severa creada por el medio ambiente.

C) ORIENTACION DE LAS COLUMNAS

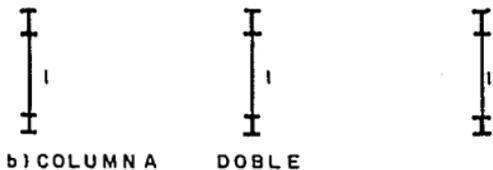
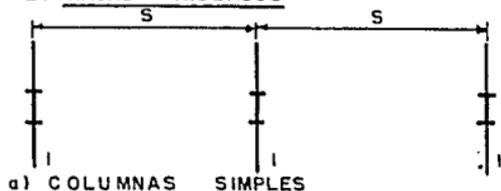
La orientación se refiere a la posición geométrica de los perfiles que se utilizarán como columnas en los Racks de tuberías. Esta dependerá de la magnitud de las cargas transversales (Horizontales y verticales) y longitudinales que actuarán sobre el soporte, de la configuración de las tuberías, y además de las conexiones que se utilizarán para montar el Rack.

D) CARGAS ACTUANTES

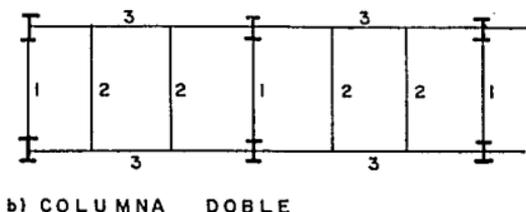
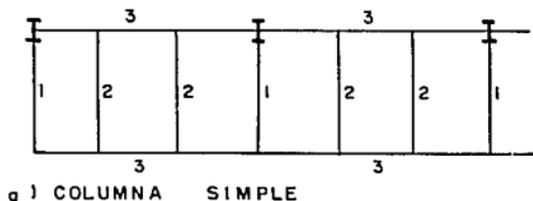
Para obtener las cargas con las que se diseñará el Rack, es necesario considerar las cargas actuantes de cada una de las tuberías que se soportarán. Estas cargas pueden considerarse como una carga uniformemente distribuida, con cargas concentradas ó como una

PLANTA

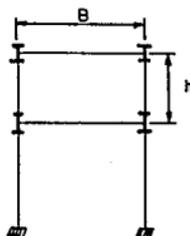
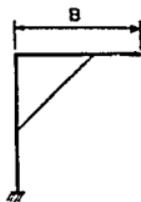
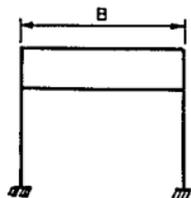
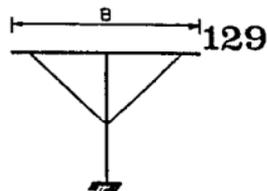
I - RACKS AISLADOS



II - CONJUNTO DE RACKS



ELEVACION



- S = ESPACIADO LONGITUDINAL DE RACKS
- B = ANCHO DEL RACK
- h = DISTANCIA ENTRE VIGAS
- 1 = PRIMER VIGA TRANSVERSAL (CAMA).
- 2 = VIGA INTERMEDIA TRANSVERSAL
- 3 = VIGA LONGITUDINAL

FIGURA 54.- TERMINOLOGIA DE RACKS DE TUBERIAS

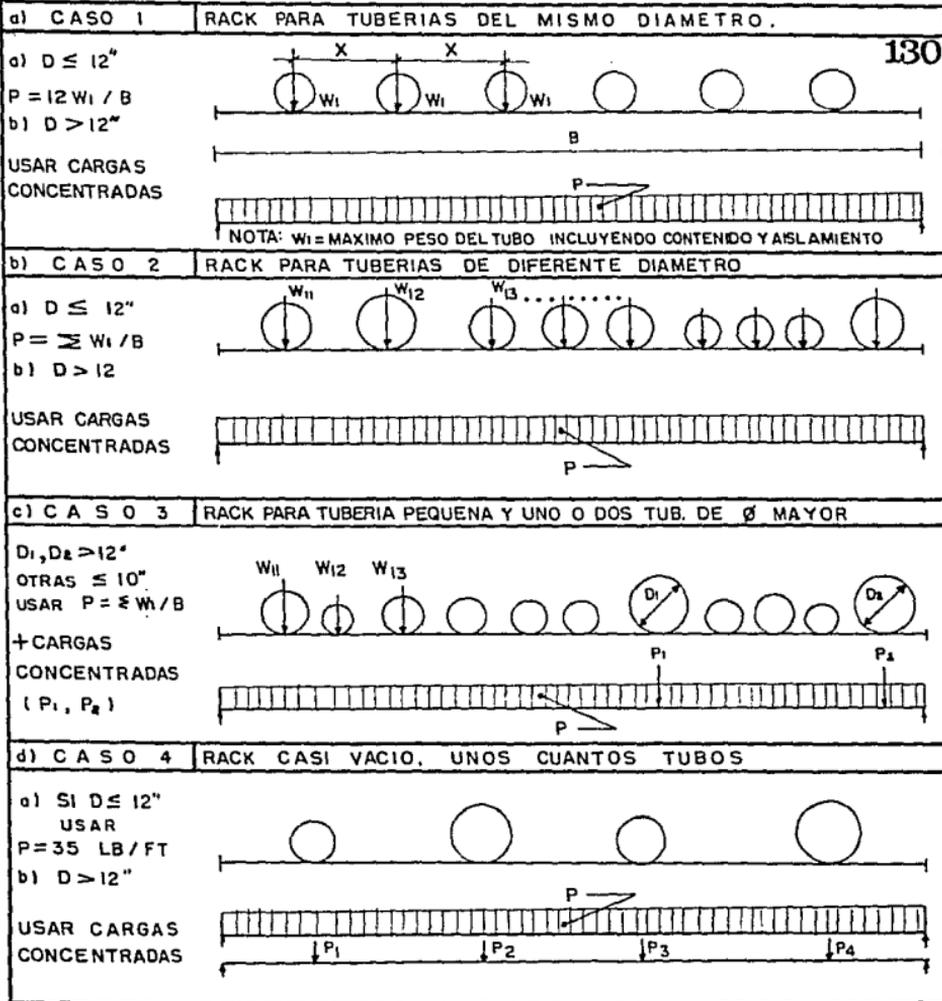
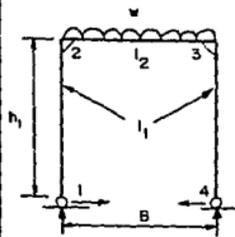


FIGURA 55.- CARGAS ACTUANTES DE
TUBERIAS



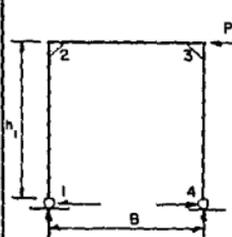
$$\phi = \frac{l_1 B}{l_2 h_1}; A = 4\left(3 + \frac{2}{\phi}\right)$$

$$R_1 = R_4 = \frac{1}{2} wB$$

$$H_1 = H_4 = \frac{wB^2}{A h_1}$$

$$M_1 = M_4 = 0$$

$$M_2 = M_3 = \frac{wB^2}{A}$$

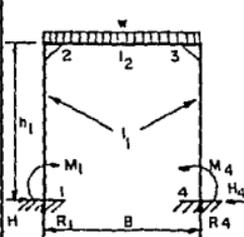


$$R_1 = R_4 = \pm \frac{Ph_1}{B}$$

$$H_1 = H_4 = \frac{1}{2} P$$

$$M_1 = M_4 = 0$$

$$M_2 = -M_3 = \frac{1}{2} Ph_1$$



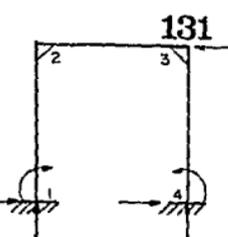
$$\phi = \frac{l_1}{l_2} \times \frac{B}{h_1} \quad F = G\left(2 + \frac{1}{\phi}\right)$$

$$R_1 = R_4 = \frac{1}{2} wB$$

$$H_1 = H_4 = \frac{3M_1}{h_1}$$

$$M_1 = M_4 = \frac{wB^2}{2F}$$

$$M_2 = M_3 = -2M_1$$



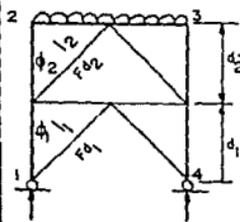
$$Q = 2\left(1 + \frac{6}{\phi}\right); K = \frac{3}{\phi^2}$$

$$R_1 = R_4 = \pm \frac{2Ph_1K}{B}$$

$$H_1 = H_4 = \frac{P}{2}$$

$$M_1 = M_4 = \pm Ph_1\left(\frac{1}{2} - K\right)$$

$$M_2 = -M_3 = Ph_1K$$



$$R_1 = R_4 = \frac{1}{2} wB$$

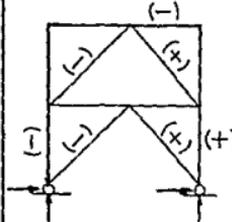
$$H_1 = H_4 = 0$$

$$F_1 = 0$$

$$F_2 = \frac{wBl_2}{4d_2}$$

$$M_{col} = 0$$

$$M_B = \frac{wB^2}{32}$$



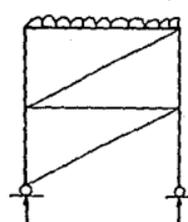
$$R_1 = R_4 = \pm \frac{Ph_1}{B}$$

$$H_1 = H_4 = \frac{1}{2} Pw$$

$$F_1 = \frac{PwL_1}{B}$$

$$F_2 = \frac{PwL_2}{B}$$

$$M_{col} = 0$$



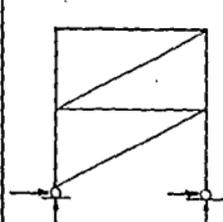
$$R_1 = R_4 = \frac{1}{2} wB$$

$$H_1 = H_4 = 0$$

$$F_1 = F_2 = 0$$

$$M_{col} = 0$$

$$M_B = \frac{wB^2}{8}$$



$$R_1 = R_4 = \pm \frac{Pwh}{B}$$

$$H_1 = Pw$$

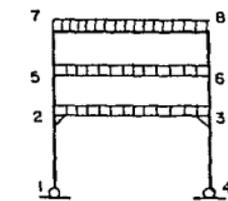
$$H_4 = 0$$

$$F_1 = \frac{PwL_1}{B}$$

$$F_2 = \frac{PwL_2}{B}$$

$$M_{col} = 0$$

FIG. 56.- TABLA DE CARGAS.



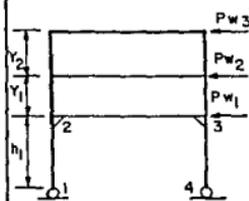
$$\phi = \frac{1}{2} \frac{B}{h} ; A = 4 \left(3 + \frac{2}{\phi} \right)$$

$$R_1 = R_4 = \frac{1}{2} (\Sigma P_w B)$$

$$H_1 = H_4 = \frac{w_i B^2}{A h}$$

$$M_1 = M_4 = 0$$

$$M_2 = M_3 = \frac{w_i B^2}{A} + \Delta M$$

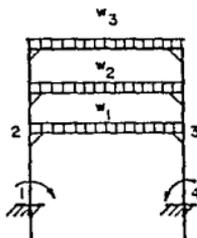


$$R_1 = R_4 = \frac{\Sigma P_w h}{B}$$

$$H_1 = H_4 = \frac{1}{2} (\Sigma P_w)$$

$$M_1 = M_4 = 0$$

$$M_2 = M_3 = H_1 h_1$$



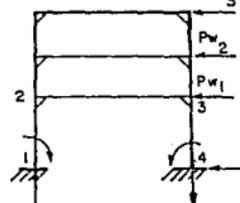
$$\phi = \frac{1}{2} \times \frac{B}{h} \quad F = 6 \left(2 + \frac{1}{\phi} \right)$$

$$R_1 = R_4 = \frac{1}{2} \Sigma w B$$

$$H_1 = H_4 = \frac{3 M_1}{h_1}$$

$$M_1 = M_4 = \frac{w_i B^2}{2 F}$$

$$M_2 = M_3 = -2 M_1$$

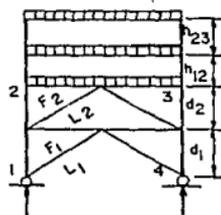


$$Q = 2 \left(1 + \frac{6}{\phi} \right) \quad K = \frac{3}{Q \phi}$$

$$R_1 = R_4 = \frac{\Sigma P_w h_1}{B}$$

$$H_1 = H_4 = \frac{\Sigma P_w}{2}$$

$$M_1 = M_4 = \frac{w_i B^2}{2 i}$$



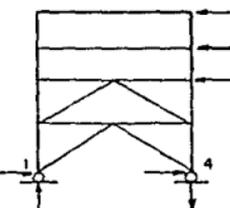
$$R_1 = R_4 = \frac{1}{2} \Sigma w B$$

$$H_1 = H_4 = 0 \quad F_1 = 0$$

$$F_2 = \frac{w B L_2}{4 d_2} \quad M_{col} = 0$$

$$M_B = \frac{w B^2}{32}$$

$$M_{B2} = \frac{w B^2}{8}$$



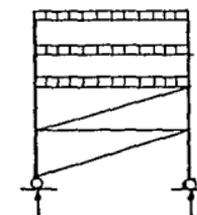
$$R_1 = R_4 = \frac{\Sigma P_w h}{B}$$

$$H_1 = H_4 = \frac{1}{2} \Sigma P_w$$

$$F_1 = \frac{\Sigma P_w L_1}{B}$$

$$F_2 = \frac{\Sigma P_w L_2}{B}$$

$$M_{col} = 0$$



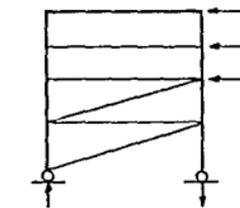
$$R_1 = R_4 = \frac{1}{2} \Sigma w B$$

$$H_1 = H_4 = 0$$

$$F_1 = F_2 = 0$$

$$M_{col} = 0$$

$$M_B = \frac{w B^2}{B}$$



$$R_1 = R_4 = \pm \frac{\Sigma P_w h}{B}$$

$$H = \Sigma P_w$$

$$H_4 = 0$$

$$F_1 = \frac{\Sigma P_w L_1}{B}$$

$$F_2 = \frac{\Sigma P_w L_2}{B}$$

$$M_{col} = 0$$

FIG. 57.- TABLA DE CARGAS.

combinación de ambas. Esto depende de las cargas individuales y del diámetro de cada tubería. En la FIGURA 55, se indican los casos más comunes que se presentan para la obtención de las cargas para el diseño de los Racks de tuberías.

Las cargas individuales de cada tubería será el máximo peso del tubo incluyendo contenido y aislamiento. Estas cargas se representan con W_n .

E) ANALISIS Y DISEÑO DE RACKS

Con las cargas obtenidas en la tabla de la FIGURA 55, se procede a analizar el Rack y posteriormente al diseño de los elementos y uniones.

En las FIGURAS 56 y 57 se observan algunos ejemplos de solución para Racks de tuberías, bajo diferentes tipos de cargas actuantes.

El diseño se elabora como si fuera acero suplementario (Ver CAPITULO III).

CONCLUSIONES

El área de Diseño e Ingeniería de Sistemas de Sujeción para Tuberías en la industria nuclear o de hidrocarburos, es un campo fértil para lograr un mejoramiento en la concepción básica de diseño, obteniendo con esto un enorme beneficio económico.

Este trabajo ha sido presentado de tal manera que sirva para instrumentar el esquema básico de conocimientos que debe tener un Ingeniero diseñador de soportes, y hacer notar la importancia que tienen los sistemas de sujeción en el funcionamiento de un arreglo de tuberías. Un mal diseño de soportes, ocasionaría no sólo la falla de ese elemento, sino traería como consecuencia que la tubería y sus componentes sufrieran algún daño ó colapso.

Lo anterior es debido a que actualmente esta área es completamente nueva y presenta algunas deficiencias.

Se pueden citar como razones de dichas deficiencias lo siguiente :

1.- Falta una estructura organizacional adecuada.

2.- En el proceso de transferencia de tecnología no se ha podido obtener el beneficio deseado, ya que dicha transferencia es principalmente de compañías de E.U. cuya información del área en cuestión está basada en principios no del todo aplicables a nuestro país, como es el de conceder mayor peso al uso de partes estandard, cuya adquisición es casi inmediata y de mayor beneficio económico, habiendo casos, en que las compañías extranjeras regalan la ingeniería si se les otorga el suministro de materiales.

3.- No se ha podido conjuntar la experiencia de campo con la actividad de gabinete. Esto se ve reflejado principalmente en la interfase con el grupo de análisis de esfuerzos; grupo en el que por características intrínsecas se pierde de vista la perspectiva de campo y los problemas que se pueden presentar al tratar de hacer factible determinada propuesta de configuración de un arreglo de tuberías.

4.- No existe un equilibrio entre los conocimientos teóricos y prácticos de los Ingenieros diseñadores de soportes. Para elaborar un diseño óptimo se debe contar con el suficiente conocimiento de campo y realizar un diseño conceptual que haga el análisis sencillo, y a la

vez contar con los conocimientos de análisis necesarios para tener las bases que permitan asegurar en un grado aceptable que lo que se está proponiendo en campo es estructuralmente factible y adecuado de instalar, y al estar realizando dicho análisis se pueda simplificar al máximo.

Por lo expuesto anteriormente se puede asegurar que estableciendo una estructura adecuada en esta área, se puede llegar a un máximo beneficio en cuanto a diseño, así como a lo económico. Esto se refiere a una estructura tal en la que no solo se copien los patrones de la tecnología de las compañías extranjeras que nos están asesorando, sino que se adecúe esa tecnología a las condiciones de nuestro país, condiciones enteramente diferentes en cuanto a mano de obra, características de ambiente, dificultades para la adquisición de materiales, en su mayoría de importación y versatilidad de los Ingenieros diseñadores. Que contenga además provisiones para dar un eficiente apoyo a los problemas que se presenten durante la fabricación e instalación de sistemas de sujeción.

En base a lo anterior se puede establecer :

A) Recomendaciones en cuanto a los conocimientos requeridos en los Ingenieros diseñadores de soportes.

B) Recomendaciones para la estructuración del grupo de soportes en las etapas de Diseño y Apoyo a Construcción.

A) Conocimientos requeridos en los Ingenieros diseñadores de soportes.

En este renglón se puede decir que los puntos básicos son :

1.- Conocimientos generales de tuberías, accesorios, especificaciones de materiales, etc.

2.- Conocimientos del comportamiento de los arreglos de tuberías, al menos por métodos simplificados. Lo anterior permite al diseñador de soportes retroalimentar al análisis de esfuerzos para que el ciclo iterativo sea lo más corto y eficiente posible.

3.- Selección de soportes en arreglos de tuberías. Esto permitirá en caso necesario proponer cambios a una selección dada por Análisis de

Esfuerzos o en un momento dado corregir el uso excesivo de soportes que pueda crear una desventajosa situación.

4.- Entender de manera general la metodología de los análisis por computadora.

5.- Análisis Estructural.

6.- Selección y propiedades mecánicas de los componentes estandar.

B) Recomendaciones para la estructuración del grupo de soportes en las etapas de Diseño y Apoyo a Construcción.

En la etapa de diseño se puede decir que se deben establecer los siguientes puntos :

1.- La planeación de soportes debe ser simultánea al establecimiento de las configuraciones generales de diseño básico, esto permitirá :

a) Asegurar la realización de los supuestos hechos por análisis de esfuerzos.

b) Instalación más económica.

c) Mayor claridad para las áreas de mantenimiento.

d) Mejores bases de juicio para decidir un ruteado diferente de tuberías, tal vez más largo, pero más ventajoso con respecto a la implantación de soportes y su respectivo manejo de materiales.

2.- Una integración más estrecha con diseño y análisis de tuberías.

3.- Se deberán establecer dos grupos :

I) Grupo de Conceptuales

II) Grupo de Análisis y Diseño.

Con respecto al grupo de Apoyo a Construcción, básicamente será un grupo formado por personas más prácticas que deberán contar con lo siguiente y que es responsabilidad del grupo de diseño :

- Diseño básico completo.
- Guías de diseño simplificadas
- Responsabilidad bien definida para modificaciones en campo.
- Tablas de ayuda directa en campo que podrían contener :
 - a) Diseños típicos de estructuraciones para cargas dadas.
 - b) Diferentes métodos de fijación.
 - c) Equivalencia de estructuraciones.

Resumiendo se puede decir que contando con una estructuración adecuada en el área de soportes se podrá dar mayor fluidez al manejo de uno de los mayores volúmenes de obra que se presentan en un proyecto de este tipo, con los consabidos beneficios económicos y además de que con un buen diseño de los sistemas de sujeción se reduce al máximo la probabilidad de que ocurra una falla en el arreglo de tuberías.

BIBLIOGRAFIA

1.- CODIGOS Y NORMAS

- 1.1 American Society of Mechanical Engineers (ASME),
"ASME Boiler and Pressure Vessel Code", Edición 1977.
 - a. Sección III, Subsección NF
 - b. Sección III, Apéndices I y XVII División 1
- 1.2 American Institute of Steel Construction (AISC),
"Manual of Steel Construction", Edición 1980.
- 1.3 American Welding Society (AWS),
"AWS D1.1-75-Structural Welding Code".
- 1.4 Manufacturers Standardization Society (MSS), Standard Practices:
 - a. "MSS-SP-58-Pipe Hangers and Support Materials, Design and Manufacture", Edición 1975
 - b. "MSS-SP-69-Pipe Hangers And Supports -Selection and Application", Edición 1976.

2.- CATALOGOS

- 2.1 Bergen Paterson, "Catalogo No. 77 NFR1".
- 2.2 Mannesmann Anlagenbau, "Manual of Structural Analysis and Design According to ASME III NF In Accordance With M-19"
 - a. Apéndice XIII- "Snubbers with Clamps".
 - b. Apéndice XIV- "Typical Sliding Supports".
 - c. Apéndice XV- "Axial Stops"
 - d. Apéndice XVI- "Special Sliding Supports"
 - e. Apéndice XVII- "Riser Clamps"
- 2.3 NPS Industries Inc., "Catalogo NPSI-79".
- 2.4 Grinnell Company, "Piping Hanger Design and Engineering",
Weights of Piping Materials, Copyright 1968.
- 2.5 Indesco, "Soportes para tuberías"

3.- LIBROS

- 3.1 Kleinlogel, A., "Rigid Frame Formulas",
Frederick Ungar Publishing Co., 1958.
- 3.2 Leontovich, V., "Pórticos y Arcos Simples", 1981.
- 3.3 Luthé, R., "Análisis Estructural",
Representación y Servicios de Ingeniería, 1971.
- 3.4 Roark, R.J. y Young, W.C., "Formulas for Strees and Strain".
5a Edición, Mc-Graw Hill Book Company, 1975.
- 3.5 Singer, F.L., "Resistencia de Materiales",
Harper and Row, 1971.
- 3.6 "Nuclear Power Piping"
Sponsor the American Society Mechanical Engineers
U.S.A.S. B31.7-1965
New York, N.Y. 10017

4.- MANUALES

- 4.1 Piping Handbook.
Reprinted from Hydrocarbon Processing
Gulf Publishing Company 1968