

Universidad Nacional Autónoma de México
Facultad de Ingeniería

DISEÑO DE JUNTAS DE EXPANSIÓN

TESIS

que para obtener el título de:

Ingeniero Mecánico Electricista

presenta:

Miguel Ángel Durango Aguilera

Director de Tesis:

Ing. Mariano García del Gallego

México D. F.
Ciudad Universitaria
2008

A MIS PADRES

CONTENIDO

CONTENIDO	v
OBJETIVO	ix
INTRODUCCIÓN	xi
I PANORAMA GENERAL	1
I.1 DESARROLLO TECNOLÓGICO MUNDIAL	1
I.2 HIDROCARBUROS Y PLANTAS DE PROCESO	1
I.3 TUBERÍA EN PLANTAS INDUSTRIALES	2
I.4 EXPANSIÓN TÉRMICA EN TUBERÍA	4
I.5 DESARROLLO DE LA FLEXIBILIDAD	7
I.6 TIPOS DE ELEMENTOS FLEXIBLES	9
I.7 JUNTAS DE EXPANSIÓN METÁLICAS, DE FUELLE CIRCULAR, SIN ANILLOS DE REFUERZO	17
II FLEXIBILIDAD DE UN ARREGLO DE TUBERÍA	21
II.1 CONCEPTOS BÁSICOS	21
II.1.1 COEFICIENTE DE EXPANSIÓN TÉRMICA	21
II.1.2 CURVA ESFUERZO-DEFORMACIÓN Y MÓDULO DE ELASTICIDAD	23
II.1.3 MOMENTO DE INERCIA	24
II.1.4 RIGIDEZ Y FLEXIBILIDAD	26
II.1.5 FUERZAS Y MOMENTOS (CARGAS)	29
II.1.6 ESFUERZOS	30
II.1.7 SOPORTES DE TUBERÍA	32
II.1.8 CARGAS EXTERNAS SOBRE UN SISTEMA DE TUBERÍA	33
II.2 EXPANSIÓN TÉRMICA VS FLEXIBILIDAD	34
II.2.1 EXPANSIÓN TÉRMICA DE UN SISTEMA DE TUBERÍA	34
II.2.2 FLEXIBILIDAD DE UN ARREGLO DE TUBERÍA	38
II.2.3 ESFUERZOS EN UN SISTEMA DE TUBERÍA	42
II.2.3.1 RANGO DE ESFUERZOS	42
II.2.3.2 ESFUERZOS TÉRMICOS	43
II.2.3.3 ESFUERZOS PERMISIBLES	44
II.2.4 CARGAS EN BOQUILLAS DE EQUIPOS Y EN SOPORTES	46
II.2.4.1 CARGAS EN BOQUILLAS DE EQUIPOS	47
II.2.4.2 CARGAS EN RESTRICCIONES	48
II.3 ANÁLISIS DE FLEXIBILIDAD DE UN SISTEMA DE TUBERÍA	48
II.3.1 CRITERIOS DE FLEXIBILIDAD DE UN SISTEMA DE TUBERÍA	50
II.3.2 EVALUACIÓN DE RESULTADOS DE UN ANÁLISIS DE FLEXIBILIDAD	53
II.3.2.1 PROBLEMA 1 TANQUE-BOMBAS	53
II.3.2.2 PROBLEMA 2 MEZCLADOR-CALDERA	67
III TIPOS DE JUNTAS DE EXPANSIÓN Y SU APLICACIÓN	77
III.1 DEFINICIÓN DE JUNTA DE EXPANSIÓN	77
III.2 GEOMETRÍA DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN	80
III.2.1 ELEMENTO FLEXIBLE (FUELLE)	80
III.2.2 EXTREMOS (CONEXIONES)	83
III.2.3 HERRAJES	85

III.3	CONSIDERACIONES PARA LA APLICACIÓN DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN	86
III.3.1	PRESIÓN Y VELOCIDAD DEL FLUIDO	86
III.3.1.1	EMPUJES POR PRESIÓN (EFECTO ESTÁTICO)	86
III.3.1.2	FUERZAS POR CAMBIO DE DIRECCIÓN DEL FLUIDO (EFECTO DINÁMICO) ...	88
III.3.2	FUERZAS POR FRICCIÓN	90
III.3.3	ANCLAJES Y GUÍAS	91
III.3.3.1	ANCLAJES PRINCIPALES Y SECUNDARIOS	92
III.3.3.2	GUÍAS DE ALINEAMIENTO Y PLANAS	93
III.4	TIPOS Y APLICACIÓN DE JUNTAS DE EXPANSIÓN	95
III.4.1	JUNTAS DE EXPANSIÓN SIMPLES SIN TIRANTES	97
III.4.2	JUNTAS DE EXPANSIÓN SIMPLES CON TIRANTES	98
III.4.3	JUNTAS DE EXPANSIÓN UNIVERSALES	100
III.4.4	JUNTAS DE EXPANSIÓN DE BISAGRA	103
III.4.5	JUNTAS DE EXPANSIÓN CARDAN	105
III.4.6	JUNTAS DE EXPANSIÓN SIMPLES DE PRESIÓN BALANCEADA	107
III.4.7	JUNTAS DE EXPANSIÓN UNIVERSALES DE PRESIÓN BALANCEADAS	109
IV	DISEÑO DE JUNTAS DE EXPANSION	111
IV.1	MOVIMIENTOS EN UNA JUNTA DE EXPANSIÓN	111
IV.1.1	CICLOS DE VIDA EN UNA JUNTA DE EXPANSIÓN Y FALLA POR FATIGA	111
IV.1.2	MOVIMIENTOS EN EL FUELLE DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN	115
IV.1.2.1	MOVIMIENTO AXIAL EN UNA JUNTA DE EXPANSIÓN (X) Y DEFORMACIÓN AXIAL POR CORRUGACIÓN (e_x)	115
IV.1.2.2	MOVIMIENTO ANGULAR EN UNA JUNTA DE EXPANSIÓN (θ) Y DEFORMACIÓN ANGULAR POR CORRUGACIÓN (e_θ)	116
IV.1.2.3	MOVIMIENTO LATERAL EN UNA JUNTA DE EXPANSIÓN (Y) Y DEFORMACIÓN LATERAL POR CORRUGACIÓN (e_y)	117
IV.1.3	RANGO DE MOVIMIENTOS EN EL FUELLE DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN	119
IV.1.3.1	MOVIMIENTOS COMBINADOS EN EL FUELLE DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN	119
IV.1.3.2	EVALUACIÓN DEL RANGO DE MOVIMIENTOS DEL FUELLE DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN	120
IV.2	DISEÑO DE LOS FUELLES DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN	125
IV.2.1	FORMA DE LAS CORRUGACIONES (d_p y t_p) Y LOS FACTORES DE DISEÑO (C_f , C_p y C_d)	126
IV.2.2	PRESIÓN Y ESFUERZOS CIRCUNFERENCIALES DE MEMBRANA (S_1 , S_1' y S_2) 131	
IV.2.3	EVALUACIÓN DE LOS CICLOS DE VIDA (N_c)	138
IV.2.4	PRESIÓN, RANGO DE MOVIMIENTOS Y FATIGA	141
IV.2.5	CONSTANTE DE RESORTE ELÁSTICA INICIAL (f_{iu})	142
IV.2.6	ESTABILIDAD DE LOS FUELLES DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN (S_4 y p_s)	143
IV.2.7	ESFUERZOS DE TORSIÓN (S_s)	147
IV.2.8	ECUACIONES DE DISEÑO Y LÍMITE DE PARÁMETROS	148
IV.3	FUERZAS Y MOMENTOS DE UN SISTEMA DE TUBERÍA PRODUCIDOS POR UNA JUNTA DE EXPANSIÓN	149
IV.3.1	CONSTANTE DE RESORTE DEL FUELLE DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN	149
IV.3.1.1	COMPORTAMIENTO ELÁSTICO DE UN FUELLE	149

IV.3.1.2	CRITERIOS PARA EVALUAR LA CONSTANTE DE TRABAJO DE UN FUELLE (f_w)	150
IV.3.2	FUERZAS Y MOMENTOS PARA DEFORMAR UNA JUNTA DE EXPANSIÓN Y SU EFECTO SOBRE UN SISTEMA DE TUBERÍA	152
IV.4	SOLUCIÓN DE PROBLEMAS DE FLEXIBILIDAD POR MEDIO DE JUNTAS DE EXPANSIÓN	155
IV.4.1	PROBLEMA DE JUNTAS DE EXPANSIÓN 1 TORRE	155
IV.4.2	PROBLEMA DE JUNTAS DE EXPANSIÓN 2 MEZCLADOR-CALDERA	168
	RESULTADOS	181
	CONCLUSIONES	183
	APÉNDICES	185
A.1	EXPANSIÓN TÉRMICA TOTAL, PARA METALES	187
A.2	MÓDULO DE ELÁSTICIDAD DE METALES	191
A.3	ESFUERZOS DE TENSIÓN BÁSICOS PERMISIBLES PARA METALES (ASME B 31.3)	193
A.4	ESFUERZOS MÁXIMOS PERMISIBLES A LA TENSIÓN PARA ACEROS DE ALTA ALEACIÓN (ASME SECTION VIII-DIVISION I)	195
A.5	PROPIEDADES DE TUBERÍA COMERCIAL DE ACERO (ANSI B 36.10 Y B 36.19)	197
A.6	MOMENTOS EN CODOS Y EN RAMALES	201
A.7	FACTORES DE FLEXIBILIDAD Y DE INTENSIFICACIÓN DE ESFUERZOS, PARA CODOS Y TES	203
	REFERENCIAS	207

OBJETIVO

Los objetivos de este trabajo son los siguientes:

Explicar como se diseña una junta de expansión metálica, de fuelle circular sin anillos de refuerzo, y mostrar cuando se requiere su aplicación dentro de un sistema de tubería para resolver problemas de expansión térmica. Explicar las propiedades físicas que se requieren conocer para comprender los mecanismos que rigen su comportamiento. Exponer los fenómenos físicos que se presentan cuando la junta de expansión entra en operación.

Describir los efectos de la expansión térmica sobre un sistema de tubería, analizar el concepto de flexibilidad de un arreglo de tubería y mostrar que propiedades físicas y geométricas hacen que un arreglo sea más flexible para reducir los efectos de la expansión térmica.

Definir la junta de expansión metálica, de fuelle circular y sin anillos de refuerzo y explicar como una junta es capaz de resistir la misma presión que un tubo rígido y ser un elemento flexible. Explicar el efecto de la presión y la velocidad de un fluido contenido en una tubería que tiene una junta de expansión, y los requisitos que una junta de expansión tiene que cumplir para su instalación. Describir los principales tipos de juntas que existen.

Explicar que movimientos tiene que absorber una junta de expansión por la expansión térmica de un sistema de tubería y como afectan a la vida de la junta. Mostrar como se evalúan los esfuerzos que producen en la junta en operación y a que valores permisibles se requiere limitarlos. Exponer los problemas de estabilidad que se presentan en un fuelle de una junta de expansión por el efecto de la presión

Explicar como evaluar los efectos de expansión térmica sobre un sistema de tubería que tenga una junta de expansión es decir, mostrar como evaluar la constante de resorte de un fuelle y como se calculan las fuerzas y momentos en las restricciones y boquillas de equipos.

Exponer el fenómeno de la corrosion bajo tensión (stress corrosion cracking), que se presenta en los aceros inoxidable en ambientes salinos (con pequeñas cantidades de cloro), sometidos a bajos niveles de esfuerzos. Los fuelles de las juntas de expansión se fabrican principalmente de aceros inoxidable de la serie 300.

Tratar el fenómeno de fatiga, que produce la falla de elementos mecánicos con esfuerzos menores a los de ruptura pero repetitivos. Los fuelles de las juntas de expansión son susceptibles a este tipo de falla mecánica.

INTRODUCCIÓN

Las juntas de expansión son dispositivos que se emplean para absorber expansiones térmicas, el concepto es muy amplio pues se puede referir a la junta entre dos losas de concreto, a las juntas o separaciones que existen entre los rieles del ferrocarril o bien a las juntas en los ductos que conducen los gases de escape de alguna caldera u horno.

Las juntas de expansión que se abordan en este trabajo, se refieren a las que se emplean en las plantas de proceso donde se manejan fluidos a presión, y de éstas un tipo en particular, las juntas de expansión metálicas, circunferenciales, sin anillos de refuerzo con corrugaciones tipo "U".

En el primer capítulo se describe un panorama de la situación general del desarrollo tecnológico mundial y se explica como influye en el desarrollo de la ingeniería, las plantas industriales, la tubería y las juntas de expansión. Se describen los tipos principales de juntas de expansión que existen en las plantas de proceso que manejan fluidos a presión, y se describen sus características, aplicaciones y la tecnología que involucra a su fabricación.

En el capítulo segundo se exponen las propiedades físicas relacionadas con las juntas de expansión. Se explican los conceptos de rigidez y de flexibilidad, se trata como incide la expansión térmica sobre la flexibilidad de un sistema de tubería, se muestra un método para evaluar la expansión térmica de un arreglo de tubería, se tratan los tipos de esfuerzos que aparecen en la tubería según la geometría y si son producidos por cargas sostenidas o no, se introduce el concepto de rango de esfuerzos térmicos y rango de esfuerzos permisible.

Por ultimo se tratan los problemas de flexibilidad de dos sistemas de tubería empleando dos métodos de análisis, se resuelve el primero y el segundo, después de un intento de solución, se deja sin resolver en este capítulo y su solución se presenta en el capítulo cuarto empleando juntas de expansión.

El tercer capítulo presenta la definición formal de junta de expansión y se explica su geometría. Se tratan los conceptos físicos que afectan al comportamiento y operación de la junta de expansión y las fuerzas que se originan por empujes por presión, fuerzas por cambio de dirección del fluido y las fuerzas por fricción, además se tratan los componentes que soportan a la tubería donde se encuentra la junta.

Se describen con detalle los tipos principales de juntas de expansión circulares, metálicas, circunferenciales sin anillo de refuerzo y se muestran ejemplos sencillos de su aplicación.

En el capítulo cuarto se trata propiamente del diseño de una junta de expansión, se hace una analogía de la flexibilidad de un sistema de tubería con la flexibilidad de una

junta de expansión, se muestra como absorbe los movimientos. Se expone la importante influencia de los movimientos y deformaciones en la vida de la junta (ciclos de vida), se evalúan los movimientos que una junta de expansión absorbe y se determina el rango de movimientos que esta tendrá para dos posiciones de movimiento y que determinaran el rango de esfuerzos al que estará sometida. Se muestra como una junta de expansión es capaz de tener gran flexibilidad y resistir la misma presión interna que un tubo rígido. Se evalúan todos los tipos de esfuerzo que una junta debe de resistir en operación y las presiones máximas a que esta debe trabajar para que tenga estabilidad. Por ultimo se evalúa la constante de resorte del fuelle (resorte capaz de resistir presión interna), que sirve para evaluar las fuerzas y momentos en las boquillas de los equipos y en las restricciones.

Se hace una descripción detallada del cálculo de los parámetros involucrados en el diseño de una junta de expansión, se evalúa el diseño de un fuelle utilizando un formato, y también se evalúa el diseño de un fuelle empleando una hoja de cálculo en Excel. Se resuelve un problema de expansión térmica empleando una junta de expansión simple, y se resuelve el problema de flexibilidad 2 MEZCLADOR-CALDERA del capítulo II empleando juntas de expansión. Finalmente se realiza una evaluación de resultados y se calculan las cargas sobre los soportes y equipos.

I PANORAMA GENERAL

I.1 DESARROLLO TECNOLÓGICO MUNDIAL

Un hecho que separa en forma definitiva al hombre de los animales, es que éste tiene la capacidad de modificar a la naturaleza y adaptarla a sus necesidades. La humanidad ha experimentado desde sus inicios una incesante evolución en todas las actividades. Ha venido cambiando viejas técnicas de producción por nuevas, originando el surgimiento de formas nuevas en la organización de la sociedad para la producción de bienes.

Nuevos conocimientos, rectificación de antiguas hipótesis, técnicas de producción más avanzadas, intercambio científico mundial, disponibilidad de equipo cada vez más moderno, en resumen mayor tecnología, han favorecido el aprovechamiento de los recursos naturales por el hombre. Baste mencionar que la humanidad ha progresado más en el siglo XX que en todo su desarrollo junto hasta antes de este siglo, para apreciar que el desarrollo es mucho más acelerado conforme transcurre el tiempo.

Existe una interdependencia grandísima en todos los sectores de la actividad humana. Cuando en la industria al elaborar un producto se tiene alguna innovación por ejemplo en el material o en alguna característica de éste, que lo haga de mejor calidad, más barato, más resistente, más ligero, etc., esto afecta a la maquinaria, equipo, la materia prima y las condiciones empleadas para su elaboración, y que a su vez trae consigo modificaciones directas a empresas relacionadas con la manufactura del producto.

Cambios experimentados en los procesos de plantas industriales, como mayores temperaturas y presiones, han sido posibles, debido a nuevos y mejores materiales, mejores equipos y novedosas técnicas de producción, originando un cambio total de las plantas actuales a las construidas hasta hace solo unas décadas.

Las juntas de expansión son elementos flexibles de relativamente reciente empleo y tienen su principal aplicación en plantas industriales de proceso que manejan fluidos a presión, como son plantas petroquímicas, químicas, papeleras, de fertilizantes, termoeléctricas, refinerías etc. .

I.2 HIDROCARBUROS Y PLANTAS DE PROCESO

México ha acentuado su desarrollo petrolero a partir de la década de los setentas, de tal modo que es hoy una potencia petrolera, con una producción de hidrocarburos enorme, y a pesar de que una gran cantidad de petróleo se exporta, una cantidad muy grande se procesa en el país. El número de refinerías y de plantas petroquímicas es insuficiente para la producción de gasolinas, combustibles, lubricantes y productos petroquímicos. Además los requerimientos de productos petroquímicos y químicos siempre van en aumento, pues a al aumentar la población la demanda es mayor.

Es importante que el país cuente con una infraestructura para el diseño, construcción y operación de refinerías, plantas petroquímicas, químicas y en general plantas de proceso.

Las juntas de expansión se emplean en las refinerías, plantas petroquímicas y químicas pero existen demás otras plantas de proceso donde también se emplean:

- *de papel*
- *ingenios*
- *altos hornos*
- *termoeléctricas*
- *cerveceras*
- *de jabón*
- *barcos*
- *mineras*
- *de cemento*
- *oleoductos y gasoductos*
- *plataformas marinas*
- *hospitales y hoteles (calderas)*
etc.

En resumen, el país cuenta con una vastísima gama de plantas donde tienen aplicación *las juntas de expansión*.

I.3 TUBERÍA EN PLANTAS INDUSTRIALES

La función de la tubería es conducir un fluido de un equipo o lugar a otro, para darle a éste, características específicas, según lo requiera un proceso determinado, o bien para modificar las condiciones de un proceso.

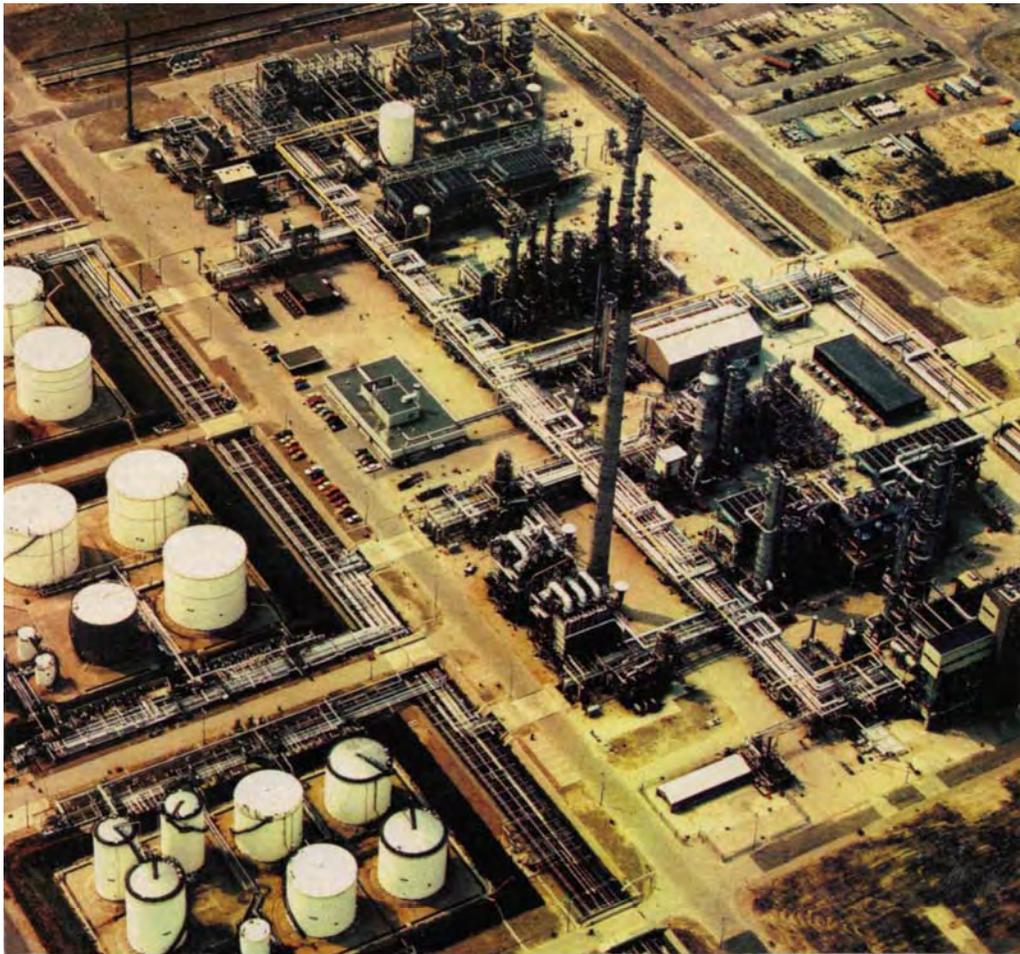
La tubería representa un elevado porcentaje del conjunto de elementos que componen una planta. En términos generales, el costo de la tubería es de aproximadamente el 12% del costo total de la planta.

Al proyectar una planta se definen áreas, donde se llevara a cabo algún subproceso específico relacionado con el producto final, esto facilita enormemente la operación de la planta. De esta manera se provee un área especial para localizar la mayoría de las tuberías, la característica de esta sección es que se distribuye sobre toda la planta.

Las secciones de tubería comúnmente llamadas líneas, se agrupan dentro de una planta principalmente para facilitar su instalación, mantenimiento y operación. El agrupamiento se ve favorecido por el gran número de líneas que tienen la misma dirección.

La zona donde se coloca la tubería se denomina según su cantidad y tamaño, si son muchas y de gran diámetro se emplea el anglicismo *rack*, que normalmente se encuentra formando grandes corredores dentro de una planta y si la cantidad y dimensiones son pequeñas, se les designa simplemente como camas de tubería. En ocasiones dentro de un complejo petroquímico o refinería, los *racks* llegan a medir cientos de metros.

Las *figs. F.I.1, F.I.2 y F.I.3* muestran los *racks* de tubería en plantas industriales.



F.I.1 Vista general de una planta

Se muestra la distribución de los equipos y *los racks* de tubería.

La tubería puede ser principalmente de metal o plástico, aunque también se emplean de otros materiales como el cemento, de metal recubierto internamente de plástico. La tubería más empleada es la de acero al carbono debido a su gran resistencia mecánica, y a que no requieren de cuidados especiales en su instalación, mantenimiento y operación. Las de plástico se emplean cuando el fluido es muy corrosivo, aunque solo se emplean para bajas temperaturas y presiones debido a su poca resistencia mecánica.

La tubería que maneja fluidos corrosivos con altas presiones y temperaturas son de aleaciones especiales, y si la temperatura no es muy grande pueden ser de acero recubiertas internamente de plástico. Las de cemento se emplean para manejar grandes caudales de agua.



F.I.2 Vista interior de un "rack" de tubería

Un sistema de tubería se define como una línea o un conjunto de líneas conectadas entre sí, en el cual se fijan límites, como la boquilla de un equipo, una restricción (anclaje, soporte, guía, etc.), la conexión a otra línea, de tal manera que los límites fijados sirvan de frontera a nuestro sistema con el exterior. Así como una sección de tubería recibe el nombre de línea, a un sistema de tubería se le considera como arreglo de tubería, aunque este concepto es más general. ver *fig. F.I.4*.

I.4 EXPANSIÓN TÉRMICA EN TUBERÍA

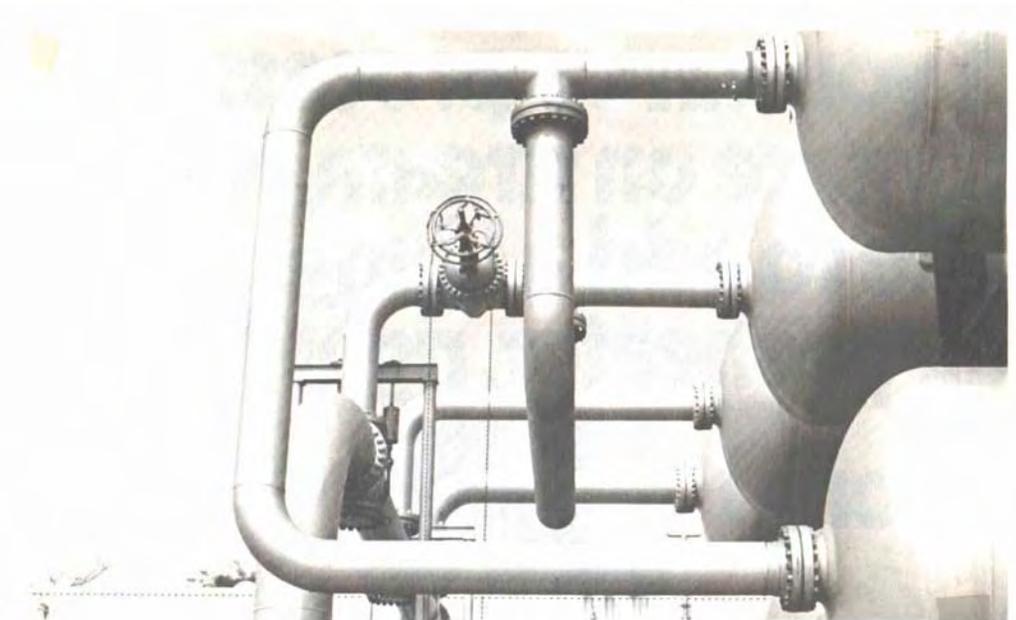
La mayoría de las plantas utilizan tubería y equipo metálico, por lo que, este estudio se enfoca a los problemas ocasionados por arreglos de tubería metálica.

Todos los materiales al tener un incremento de temperatura experimentan un cambio de volumen, proporcional a sus dimensiones, y al incremento de temperatura, a este fenómeno se le conoce como expansión térmica. En el caso de la tubería, la cual se instala a temperatura ambiente, al entrar a operar la planta aumenta su temperatura y sufre expansión térmica, como estas se encuentran ancladas o fijas en las boquillas de los equipos y por ser estructuras rígidas, el crecimiento por el incremento de temperaturas no se realiza en forma libre, sino en contra de la rigidez de las

estructuras y equipos, lo que origina esfuerzos en la tubería y fuerzas y momentos en los equipos. El valor de los esfuerzos, las fuerzas y momentos depende de la cantidad de expansión térmica y de la rigidez del sistema para absorberlo.



F.I.3 Vista general de la distribución de "racks" en una planta



F.I.4 Sistema de tubería

La finalidad de un análisis de esfuerzos es evaluar y mantener los esfuerzos que se originan en la tubería por debajo de los permisibles, y que los esfuerzos producidos por las cargas sobre los equipos, también se encuentren por debajo de los permisibles, o bien que las cargas sobre los equipos sean menores a las recomendadas por el fabricante del equipo o a las recomendadas por los códigos aplicables.

En caso de que una línea se encuentre sobreesforzada o que transmita cargas muy grandes sobre los equipos, se deben hacer las modificaciones necesarias para resolver el problema.

Existen 2 maneras de resolver los problemas generados por expansión térmica:

- *por medio de la flexibilidad del arreglo*
- *por medio de elementos flexibles*

Por medio de la flexibilidad del arreglo (soluciones convencionales)

Dando vueltas a la tubería, utilizando restricciones en la tubería para orientar dilataciones, utilizando elementos menos rígidos (ejemplo menor espesor en la tubería), poniendo placas de refuerzo en los equipos, etc. .

Por medio de elementos flexibles

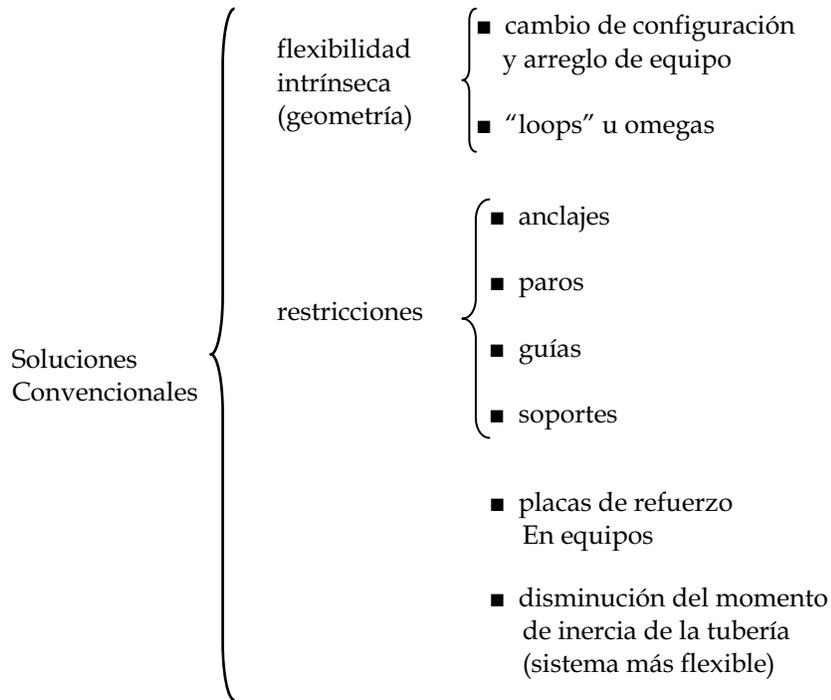
Estos absorben los movimientos por expansión térmica de la tubería, sin la aparición de grandes esfuerzos ni cargas. Existe gran variedad de este tipo de accesorios, cuya aplicación depende del tipo de problema y de las condiciones de operación del sistema.

La solución más adecuada es la de aprovechar la flexibilidad inherente del sistema de tubería, en algunos casos ésta es la única solución viable, como en las líneas de vapor sobrecalentado de alta presión; pero en algunos casos el uso de elementos flexibles es de inapreciable valor, pues prácticamente no habría otra solución, como en tubería o ductos de grandes diámetros en reducidos espacios.

Se puede hacer una clasificación de las soluciones convencionales a problemas que por expansión térmica se presentan en tubería, ver *tabla T.I.1*.

Un problema de flexibilidad se puede resolver con la combinación de algunos de los tipos de soluciones convencionales mostrados en la *tabla T.I.1*, y con elementos flexibles.

Un problema perfectamente identificado es el que se presenta en los cambiadores de calor de espejos fijos, donde debido a una diferencial de crecimiento entre la carcaza y los tubos puede requerirse del uso de una *junta de expansión* para evitar problemas en la unión de los tubos y los espejos (zona susceptible de falla).



T.I.1 Soluciones Convencionales.

I.5 DESARROLLO DE LA FLEXIBILIDAD

Las primeras plantas de proceso difieren enormemente de las actuales como consecuencia del desarrollo tecnológico. Los cambios surgidos producto del avance científico y tecnológico se manifiestan en todas las actividades; algunos cambios afectan de manera importante a la flexibilidad (*análisis de esfuerzos*), pues han estimulado su desarrollo; estos son:

- *mayores presiones y temperaturas*
- *grandes diámetros de tubería*
- *equipos más sofisticados*

mayores presiones y temperaturas

Como resultado del mejoramiento de los materiales, se los ha podido obtener con mayor resistencia mecánica y a la temperatura; y esto ha permitido modificaciones en los procesos, dando como resultado procesos con mayores presiones y temperaturas.

grandes diámetros

El aumento en las capacidades de las plantas se ha reflejado en el aumento de los diámetros de la tubería, además de nuevos procesos en los que se requieren grandes diámetros.

equipos más sofisticados

El desarrollo de los métodos de diseño y de las técnicas de fabricación, ha conducido a la disminución en el espesor de pared de la carcasa de los equipos y al empleo de partes más ligeras y precisas, por lo que las cargas permisibles en sus boquillas son menores.

Antiguamente en el diseño de las primeras plantas, no se concedía a la flexibilidad la importancia que ha tomado actualmente, esto debido a que los problemas por expansión térmica han ido en aumento. Antes estos problemas se resolvían haciendo arreglos más flexibles, dando vueltas a la tubería, colocando *loops* u omegas pero sin el análisis y la precisión como se hacen ahora. Se llegaba en ocasiones a soluciones muy sobradas.

Las *figs. F.I.5 y F.I.6* muestran *loops* y omegas respectivamente, en plantas de proceso.



F.I.5 "Loops" de tubería (abajo al frente) en una planta

Con el continuo avance de la tecnología y con el consecuente aumento de los problemas ocasionados por la expansión térmica, se ha necesitado cambiar las obsoletas soluciones de antaño a análisis y soluciones más precisas.



F.I.6 Omega en una línea

I.6 TIPOS DE ELEMENTOS FLEXIBLES

Los elementos flexibles son accesorios compactos con una flexibilidad muy grande, comparados con el sistema donde se encuentran, por lo que son una opción en la solución a los problemas ocasionados por la dilatación térmica.

Ventajas y desventajas en el uso de elementos flexibles, como solución a problemas de flexibilidad:

Costo

Es la principal desventaja, pues es caro, aunque existe el argumento de que el costo se equipara al de la tubería y los codos empleados para conseguir arreglos flexibles y el costo por las pérdidas por presión, pero la cuestión es que en las soluciones donde no se emplean elementos flexibles, se aprovecha la flexibilidad natural del sistema.

Esfuerzos, fuerzas y momentos

El uso de elementos flexibles asegura una reducción enorme en los esfuerzos, fuerzas y momentos.

Espacio

Esta es quizás la mayor ventaja, pues son elementos compactos de reducidas dimensiones y gran flexibilidad.

Vida

Una correcta aplicación, un buen diseño y una adecuada instalación, dan como resultado una vida del elemento flexible aceptable, pero no comparable con la de la tubería.

Perdidas por presión

En los elementos flexibles es muy baja.

Confiabilidad

Una adecuada aplicación, diseño e instalación, proporciona gran confiabilidad, pero mucho menor que la de una tubería.

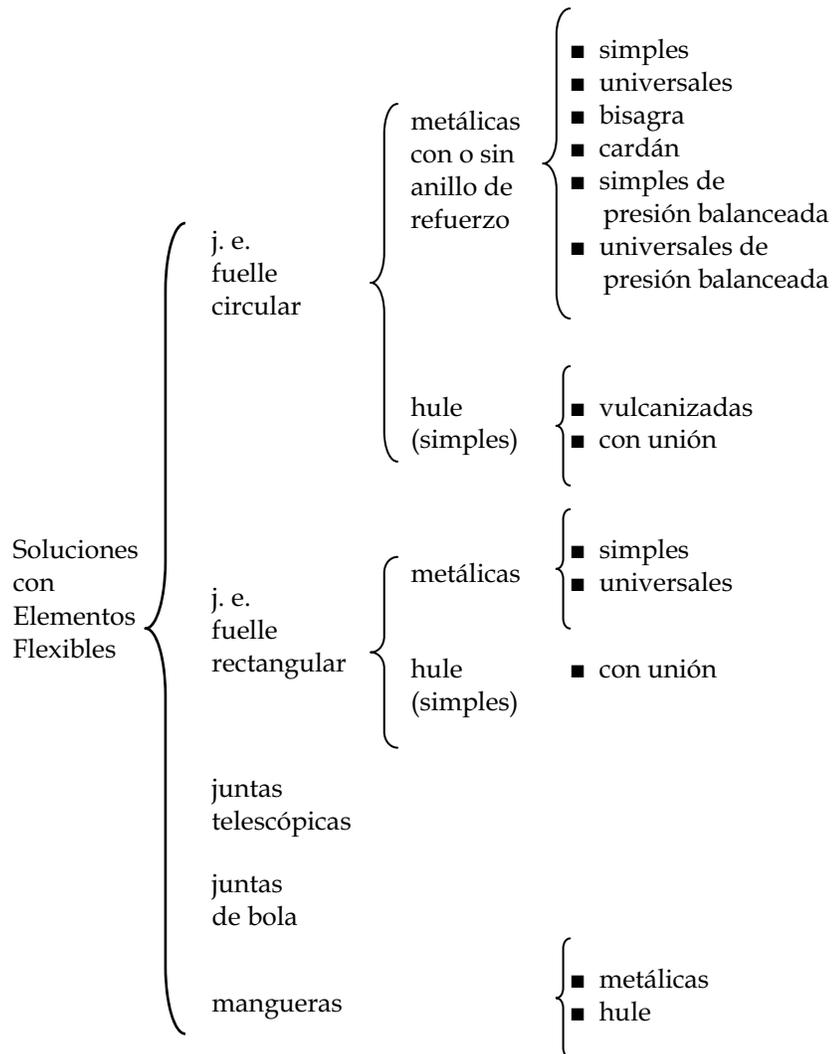
Mantenimiento

No requieren mantenimiento o es casi nulo.

Intercambiabilidad

Los elementos flexibles sirven para resolver problemas específicos y no pueden ser trasladados a ningún otro sistema de tubería, a menos que los sistemas sean similares.

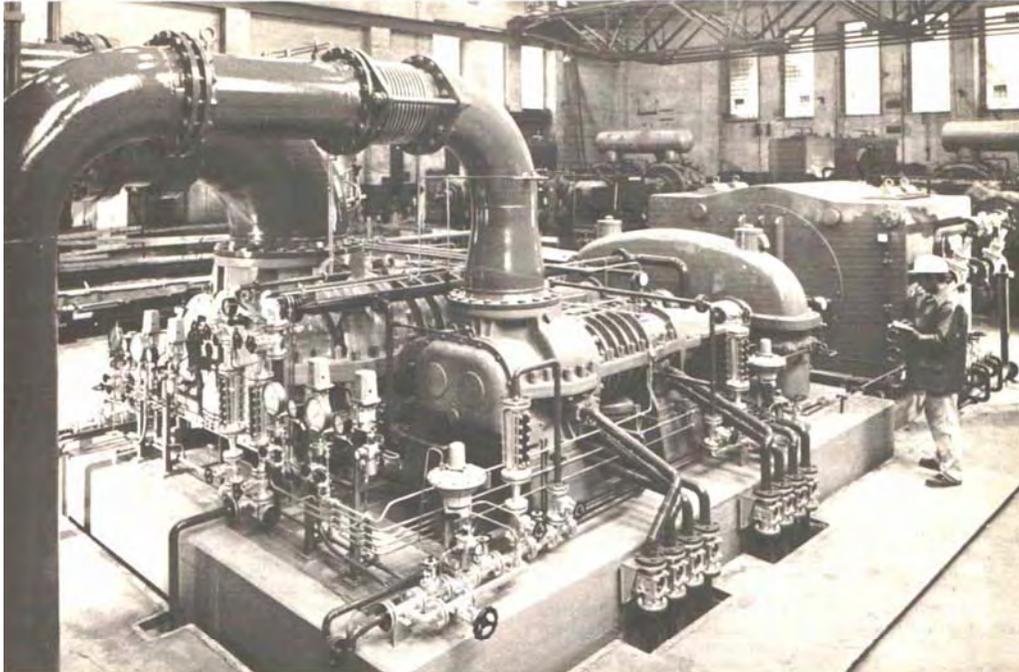
La *tabla T.I.2* muestra una clasificación de los elementos flexibles más comunes.



T.I.2 *Soluciones con Elementos Flexibles.*

Con el propósito de tener un panorama general, se hace una breve exposición de los elementos flexibles más comunes.

JUNTAS DE EXPANSIÓN METÁLICAS CIRCULARES SIN ANILLOS DE REFUERZO



F.I.7 *Junta de expansión metálica, circular, sin anillos de refuerzo, simple.*

características

Consta de un fuelle, o tubo delgado con corrugaciones, que es la parte que le da flexibilidad a la junta, lleva extremos por medio de los cuales se une a la tubería, puede tener herrajes que sirven principalmente para proteger al fuelle de la presión y para orientar los movimientos que esta absorba, ver *fig. F.I.7*.

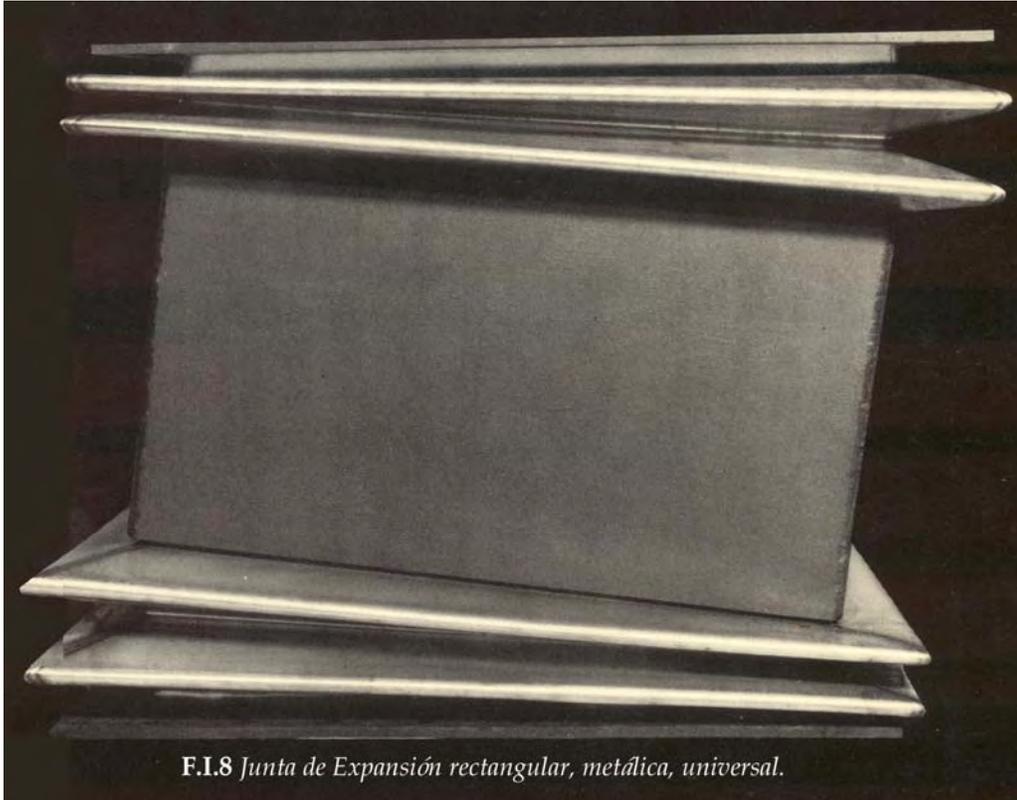
aplicaciones

Estos elementos flexibles son los que mayor aplicación tienen en toda la industria y funcionan en los mas variados rangos de diámetros, presiones y temperaturas, además manejan casi cualquier tipo da fluido.

tecnología

Existe dependencia tecnológica del extranjero, principalmente de los E. U. Aunque se diseñan y fabrican en México.

El uso de las juntas de expansión circulares con anillos de refuerzo, es de este mismo tipo, solo que se emplean para altas presiones.

JUNTAS DE EXPANSIÓN METÁLICAS RECTANGULARES

F.I.8 *Junta de Expansión rectangular, metálica, universal.*

características

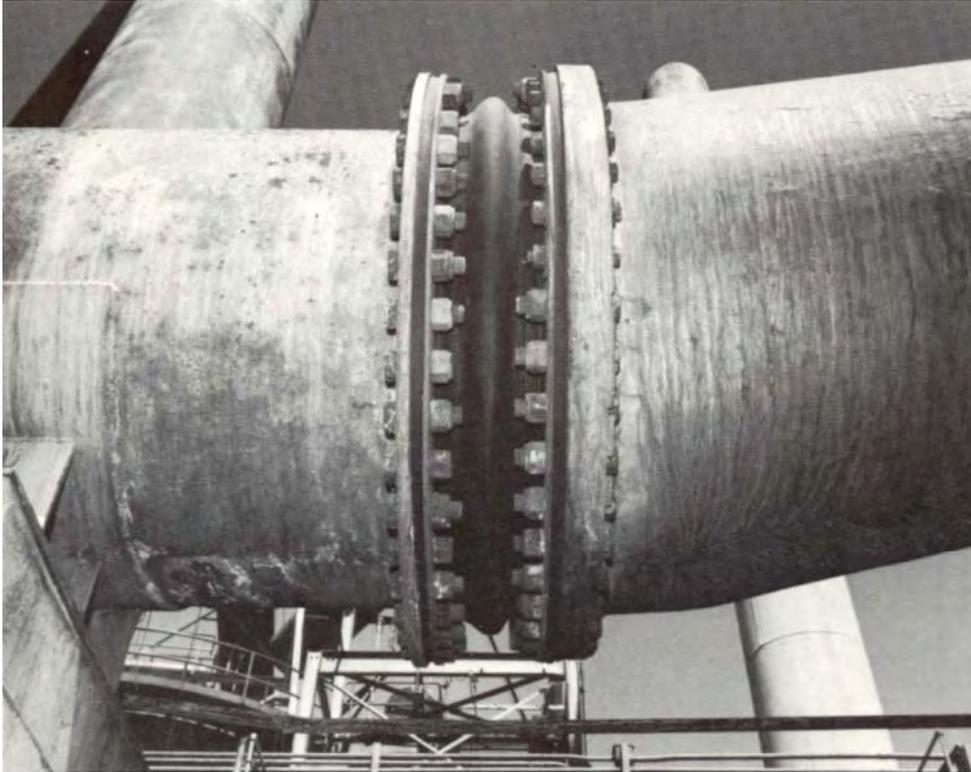
Este tipo tiene los mismos componentes que las circulares, solo que los fuelles son rectangulares. El fuelle se hace de 4 láminas acanaladas o corrugadas, las cuales se sueldan en las esquinas.

aplicaciones

La principal aplicación es en grandes diámetros como en ductos, para la conducción de gases a bajas presiones.

tecnología

La tecnología proviene del extranjero, aunque se fabrican en el país. El fuelle se fabrica en una prensa de cortina.

JUNTAS DE EXPANSIÓN DE HULE CIRCULARES, VULCANIZADAS

F.I.9 Junta de expansión de hule, circular, vulcanizada.

características

Se componen de un fuelle de hule natural o sintético, sin costuras, en ocasiones tienen anillos metálicos dentro del hule, que le sirven como refuerzo para resistir la presión. Los materiales de construcción son muy variados y pueden ser hule natural, neopreno, butilo, teflón etc.. Son productos de línea. Son muy resistentes a la corrosión y a la abrasión. De poco peso. Son muy flexibles. Tienen buena resistencia a la fatiga. Resuelven satisfactoriamente el problema de la vibración. Funcionan solo para bajas presiones y temperaturas. ver *fig. F.I.9*.

aplicaciones

Estas juntas tienen las mismas aplicaciones que las de fuelle metálico circular, con la ventaja que le dan sus características y con el gran inconveniente de que su aplicación se ve restringida a sistemas que operen a bajas presiones y temperaturas.

tecnología

Estas son productos de línea que se diseñan para cubrir un rango de operación de diámetros, presiones y temperaturas. En México son juntas cuya producción es a baja escala.

JUNTAS DE EXPANSIÓN DE HULE (LIENZO CON COSTURA)

F.I.10 Junta de expansión sin fuelle, de hule.

características

El elemento flexible se diseña por medio de un lienzo de hule o plástico, toma la forma de la sección del ducto a donde se va a colocar y se une alrededor de los extremos del ducto o tubo por medio de placas y tornillos. Se fabrica de diversos materiales, resistentes a la corrosión y abrasión. Son ligeras y muy flexibles. Algunos materiales

resisten temperaturas medianas, pero resisten solo bajas presiones. Por la forma en que se construyen pueden ser circulares o rectangulares. ver *fig. F.I.10*.

aplicaciones

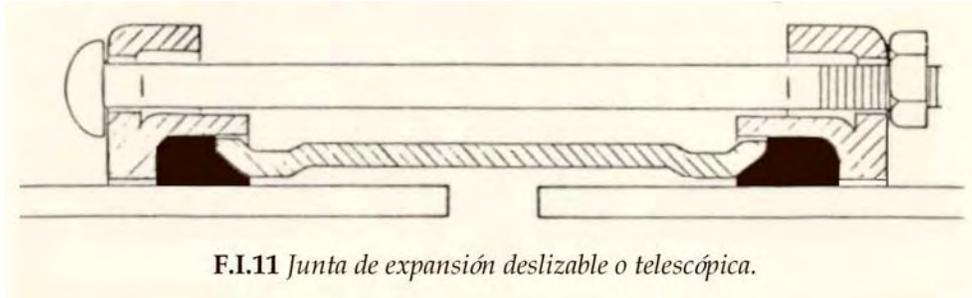
Principalmente en tuberías o ductos con grandes diámetros como ventiladores, precipitadores electrostáticos, chimeneas, precalentadores de aire o gases, etc., que son las mismas aplicaciones que las de las metálicas de grandes diámetros, pero las de hule se emplean en sistemas con bajas presiones y temperaturas dando excelentes resultados.

tecnología

El elemento flexible es el lienzo de hule. La selección del material y el diseño de la unión constituyen los puntos importantes a considerar en el diseño de estas juntas.

El material del lienzo es de fabricación extranjera, el diseño de la unión no tiene gran complicación tecnológica.

JUNTAS TELESCÓPICAS O DESLIZABLES



F.I.11 Junta de expansión deslizable o telescópica.

características

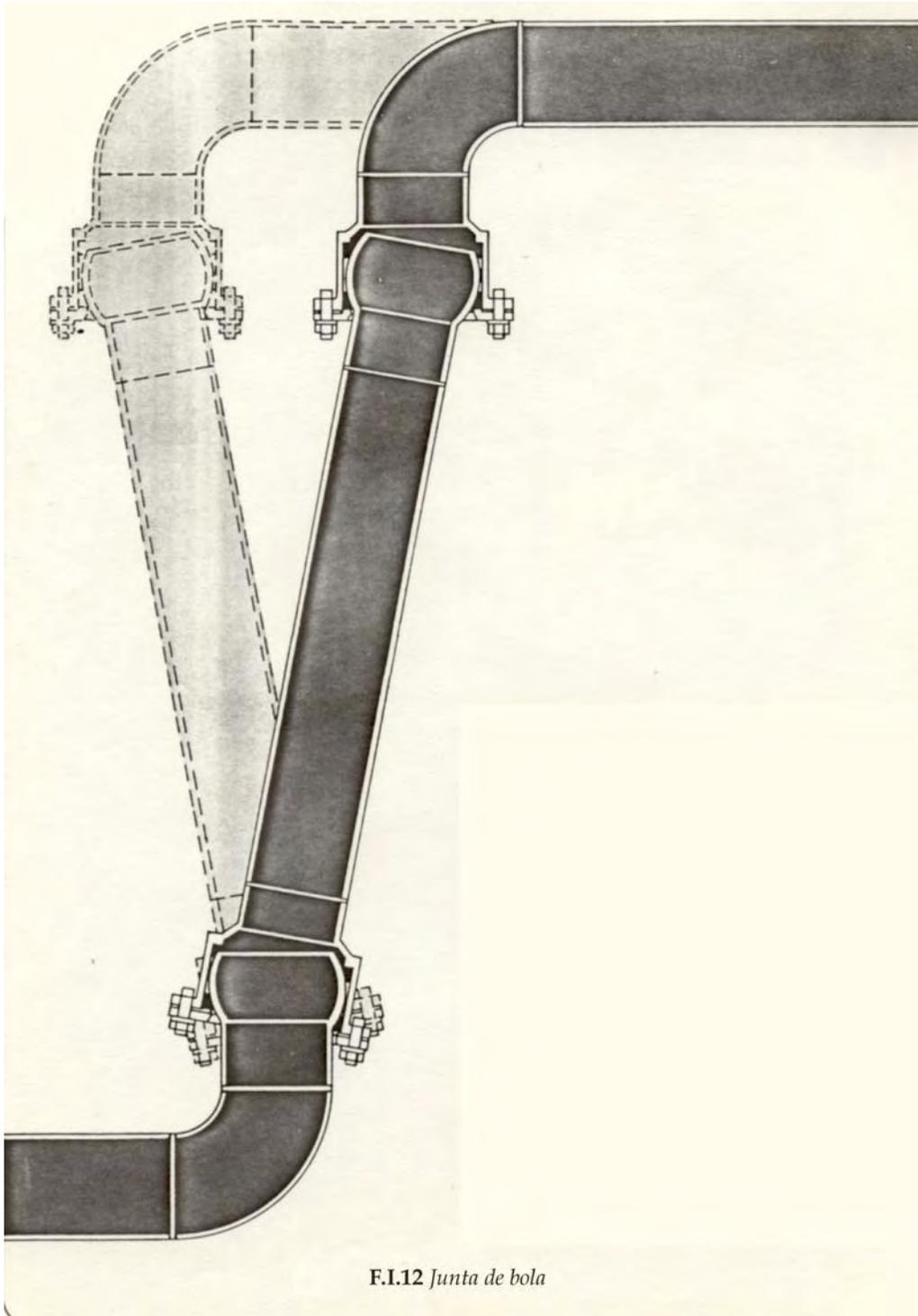
Son 2 secciones de tubo rectas, con una separación para permitir su libre movimiento, con una camisa con empaques que le sirven de sello. Son susceptibles a las fugas. Ver *fig. F.I.11*.

aplicaciones

Se emplean principalmente en sistemas de conducción de agua, en líneas que recorren grandes distancias o que tienen asentamientos.

tecnología

Su diseño y fabricación requieren de la solución de ciertos problemas técnicos. Existen juntas de este tipo de línea de fabricación extranjera.



F.I.12 Junta de bola

características

Esta junta tiene un extremo abocardado, en el cual penetra otro extremo que tiene forma de esfera o bola, formando una articulación (rótula). Permite el movimiento en

cualquier plano. El sello se consigue por medio de empaques. Se emplean en pares. No tiene problemas de falla por fatiga. Es un producto de línea. Soporta considerables presiones a medianas temperaturas, se consiguen en diámetros hasta de 30". ver *fig. F.I.12.*

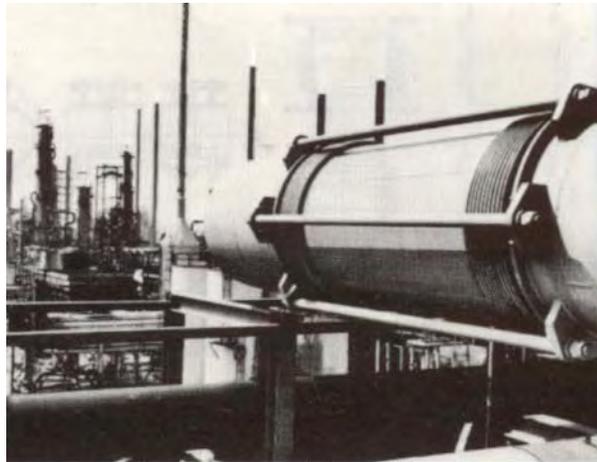
aplicaciones

Absorben grandes movimientos angulares, y se utilizan en sistemas donde los movimientos son muy grandes y frecuentes, y el espacio reducido.

tecnología

Son productos de línea y de importación.

I.7 JUNTAS DE EXPANSIÓN METÁLICAS, DE FUELLE CIRCULAR, SIN ANILLOS DE REFUERZO



F.I.13 Junta de expansión metálica, circular sin anillos de refuerzo, universal.

Los elementos flexibles más empleados son las juntas de expansión metálicas, de fuelle circular, sin anillos de refuerzo, y están compuestas de tres elementos principalmente:

- *fuelle*
- *extremos*
- *herrajes*

fuelle

Es el elemento flexible de la junta de expansión. Es un tubo con corrugaciones o protuberancias de espesor delgado, cuyo comportamiento mecánico semeja al de un resorte, con la particularidad de que permite contener en su interior a un fluido a presión. El material mas usado para su construcción es el acero inoxidable de la serie 300.

extremos

Son las partes por medio de las cuales la junta se une a la tubería, pueden ser bridas o extremos soldables, cuyo material y dimensiones dependen de las especificaciones bajo las cuales se encuentre la tubería que se va a unir.

herrajes

Son elementos mecánicos, como placas, cartabones, orejas, tirantes, tuercas, tubos pernos, etc., que al tener un acomodo determinado con los extremos y el fuelle, determinan el tipo de junta de expansión.

La *fig. F.I.13* muestra una junta de expansión donde se aprecian el fuelle, los extremos y los herrajes.

Los rangos de aplicación aproximados de las juntas de expansión metálicas de fuelle circular y sin anillos de refuerzo, son los siguientes

- | | | | | |
|-----------------------|----|---------|---|----------|
| • <i>diámetros</i> | de | 1 / 2" | a | 180" |
| • <i>presiones</i> | de | 0 psia | a | 700 psia |
| • <i>temperaturas</i> | de | -250 °F | a | 1 200 °F |

Estos rangos son comunes en la industria, pero no son límites que restrinjan el uso de las juntas a valores mayores o menores.

Las aplicaciones de las juntas de expansión (J. E.) en equipos y sistemas son muy variadas:

- *turbinas*
- *compresores*
- *bombas*
- *torres de destilación*
- *tanques*
- *cambiadores de calor*
- *calderas motores de barcos*
- *altos hornos*
- *sistemas de gases de escape*
- *redes de distribución de vapor*
- *ventiladores*
- *sistemas de refrigeración*

Es importante hacer notar que las aplicaciones en los equipos y sistemas antes mencionados, se utiliza la junta en la tubería que conecta al equipo, no precisamente en el equipo. Solo los intercambiadores de calor de espejos fijos pueden por diseño requerir juntas en la carcaza.

El diseño de las juntas de expansión se puede dividir en:

- *diseño del fuelle*
- *diseño de los extremos y herrajes*

diseño del fuelle

En el diseño de este, a pesar de ser sencillo, no existe ningún modelo matemático que represente su comportamiento, y se tiene que recurrir a parámetros empíricos, para llegar al algoritmo con el cual se pueda predecir su comportamiento. Es en este tipo de elementos sometidos a esfuerzos, donde las investigaciones tienen un amplio campo. La importancia en la precisión en los resultados reside en que un diseño conservador como uno audaz son indeseables, como se analiza en el capítulo **IV**.

extremos y herrajes

El diseño de estas partes es sencillo y el comportamiento de la mayoría de ellos, se puede representar con algún modelo matemático común; aunque esto en algunos casos no es posible, al hacer un diseño conservador se resuelve el problema.

La dependencia tecnológica de México con el extranjero en el diseño de las juntas de expansión es casi completa, debido a la escasa o nula investigación. La industria en este ramo y en general, prefiere por razones económicas comprar tecnología que desarrollar la propia, algunas de las razones son las siguientes:

- *la ausencia de un gran mercado que hace incosteable la implementación de la tecnología propia*
- *las compañías más fuertes son transnacionales y tienen su tecnología propia*
- *por la escasez de personal altamente calificado*
- *por la falta de equipo adecuado*

Las razones antes mencionadas de la dependencia tecnológica son consecuencia de la dependencia económica.

II FLEXIBILIDAD DE UN ARREGLO DE TUBERÍA

II.1 CONCEPTOS BÁSICOS

II.1.1 COEFICIENTE DE EXPANSIÓN TÉRMICA

El coeficiente de expansión térmica es una propiedad de todos los materiales

$$\text{definición} \quad \beta = \frac{1}{l} \left[\frac{\partial l}{\partial T} \right]_p \quad [T^{-1}]$$

El coeficiente de expansión térmica es igual a la variación de la longitud con respecto a la temperatura a presión constante, por unidad de longitud.

La explicación del fenómeno de la expansión térmica es la siguiente, todos los átomos o moléculas de un material se encuentran en vibración, excepto para una temperatura de -273°C (cero K) donde estos se vuelven estáticos por tener un nivel de energía mínimo. La vibración a cierta temperatura trae como resultado una variación de la distancia interatómica del material, y su valor promedio determina las dimensiones externas del material a esta temperatura, al aumentar la temperatura aumenta la vibración y por consiguiente la distancia interatómica promedio, lo que arroja un incremento en las dimensiones del material.

El coeficiente de expansión térmica es una función no lineal de la temperatura es decir, a cada temperatura le corresponde un distinto coeficiente de expansión térmica.

Para conocer el incremento de longitud ocasionado por un incremento de temperatura, conviene considerar un coeficiente de expansión térmica medio en un rango de temperaturas. ver *fig. F.II.1*.

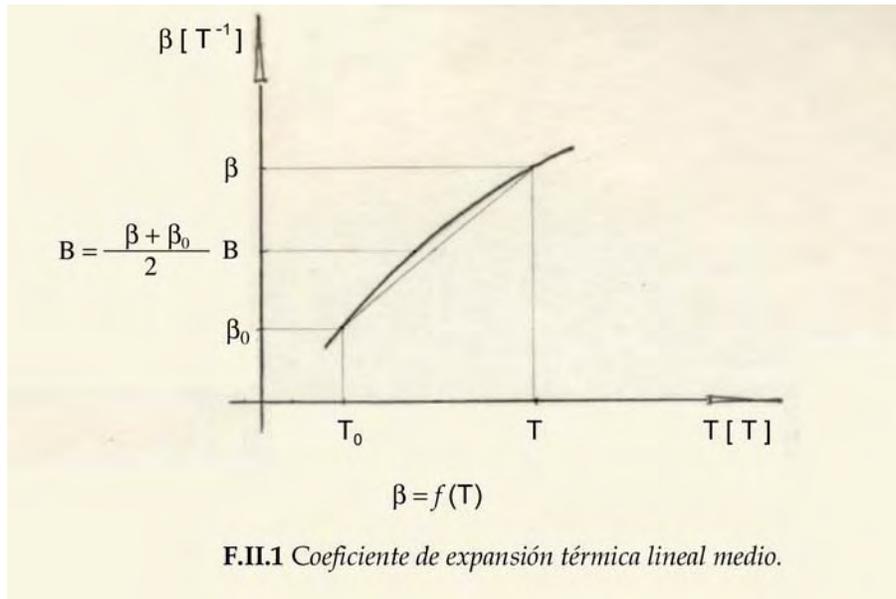
$$B = \frac{\beta + \beta_0}{2}$$

Se considera que la temperatura de instalación de la tubería y equipos en las plantas es la temperatura ambiente de 70°F (21°C).

Como el coeficiente de expansión térmica medio es un valor que indica el incremento de longitud por unidad de longitud y por unidad de temperatura, en el rango de la temperatura ambiente y la de operación, se debe multiplicarlo por este rango de temperaturas para conocer la expansión térmica total en ese rango de temperaturas.

$$\Delta T = T_{op} - T_{amb}$$
$$\alpha = B \Delta T$$

Debido a la magnitud tan pequeña de estos valores, es práctica común multiplicarlos por factores para hacerlos de un mas fácil manejo, para valores de α ver *appendix C table C-1 pag. 272 ref. [4]*, reproducido en el *apéndice A.1* de este trabajo.

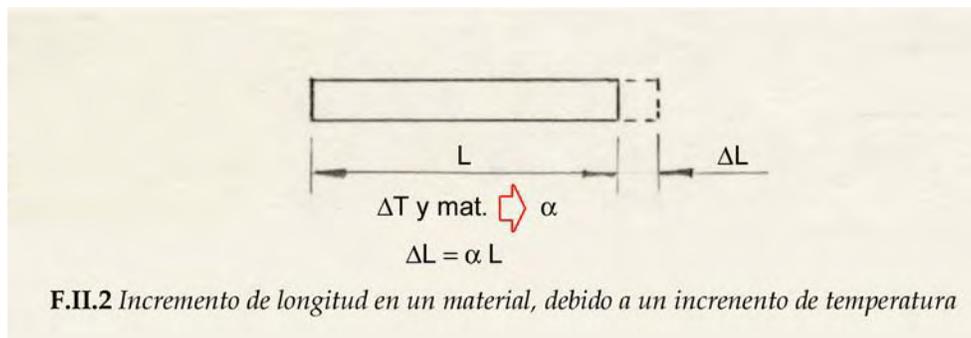


donde:

$T_0 = T_{\text{amb}} = 70^\circ\text{F} (21^\circ\text{C})$	temperatura ambiente
$T = T_{\text{op}}$	temperatura de operación
$\beta_0 = \beta_{\text{amb}}$	coef. de exp. térmica a T_{amb}
$\beta = \beta_{\text{op}}$	coef. de exp. térmica a T_{op}
B	coef. de exp. térmica medio entre T_{amb} y T_{op}

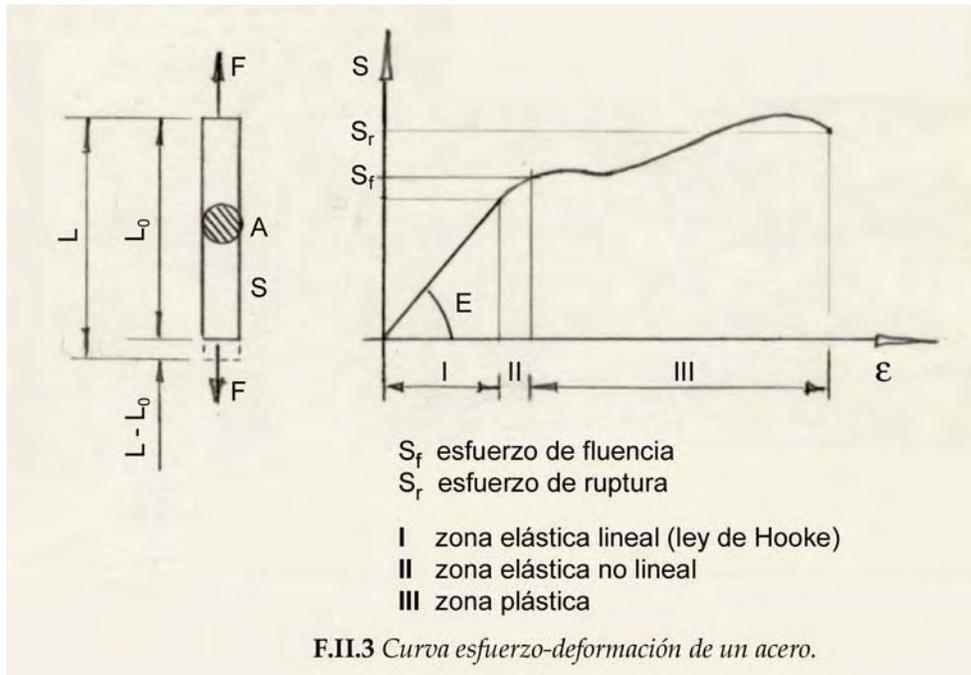
La expansión térmica total α depende del tipo de material y del rango de temperaturas donde ésta se evalúe. El incremento de longitud es igual a la expansión térmica total por la longitud del elemento. Ver *fig. F.II.2*.

$$\Delta L = \alpha \cdot L$$



II.1.2 CURVA ESFUERZO-DEFORMACIÓN Y MÓDULO DE ELASTICIDAD

Si a una probeta (elemento con dimensiones normalizadas) se aplican 2 fuerzas, aparece un esfuerzo y una deformación, el esfuerzo es una función de la deformación, la función esta representada por la curva esfuerzo-deformación ver *fig. F.II.3*.



el esfuerzo es igual a la fuerza entre el área de la sección transversal

$$s = \frac{F}{A}$$

la deformación es igual al incremento de longitud, entre la longitud inicial

$$\varepsilon = \frac{l - l_0}{l_0}$$

La curva de la *fig. F.II.3* esta formada por 3 zonas:

I ZONA ELASTICA LINEAL

El esfuerzo es proporcional a la deformación, al desaparecer el esfuerzo el material recupera sus dimensiones originales.

II ZONA ELASTICA NO LINEAL

El esfuerzo no es proporcional a la deformación, al desaparecer el esfuerzo el material recupera sus dimensiones originales.

III ZONA PLASTICA

El esfuerzo no es proporcional a la deformación, al desaparecer el esfuerzo el material no recupera sus dimensiones originales, solo recupera la deformación elástica y queda deformado plásticamente.

En la zona elástica lineal el esfuerzo es directamente proporcional a la deformación y la constante de proporcionalidad se conoce como módulo de elasticidad ó de Young (E).

$$s = E \cdot \varepsilon$$

El módulo de elasticidad se puede interpretar como el esfuerzo de tensión que hay que aplicar para deformar un material, por lo tanto es una medida de la rigidez del material, y como no depende de la geometría es una propiedad intrínseca de los materiales ver. **II.1.4.**

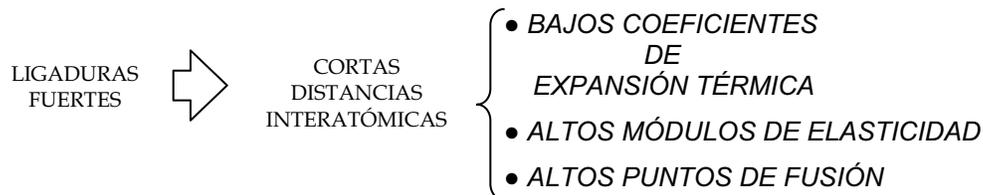
El módulo de elasticidad es una función de la temperatura, en el *apéndice A.2* se reproducen valores de módulos de elasticidad para varios materiales a diversas temperatura, tomados del *EJMA FIFTH EDITION 1980 table II.*

Al esfuerzo donde se inicia la deformación plástica se conoce como esfuerzo de fluencia ya que es el esfuerzo en el cual se inicia el flujo de los átomos ó moléculas de material que originan la deformación plástica.

Al esfuerzo donde falla ó se rompe el material se le conoce como esfuerzo de ruptura.

Los esfuerzos anteriores se emplean como valores límite en el diseño en ingeniería, el empleo de uno ú otro depende de los requerimientos del diseño.

Los enlaces químicos determinan las propiedades térmicas de los materiales.



II.1.3 MOMENTO DE INERCIA

Es una propiedad geométrica. Es una medida de la resistencia que una sección determinada presenta a ser deformada.

Definición $I = \int Y^2 \cdot dA$

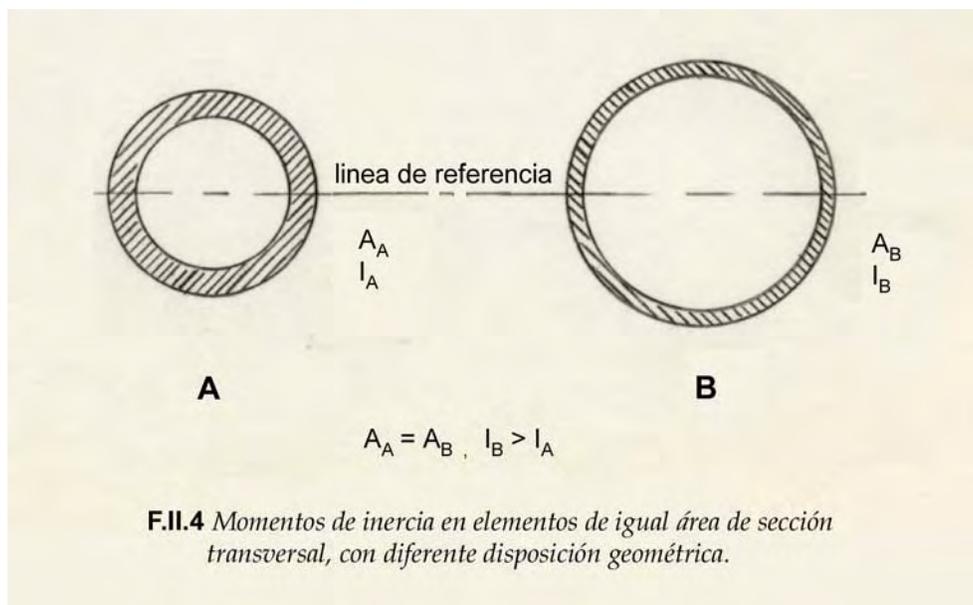
El momento de inercia es igual a la suma de los elementos de área de la sección multiplicados por su distancia al cuadrado a un eje de referencia.

El momento de inercia al igual que el módulo de Young es una medida de la rigidez de un elemento, la primera propiedad es geométrica y la segunda es propiedad del material.

Para un tubo se tiene:

$$I = \frac{\pi}{64} (D_e^4 - D_i^4)$$

Como ejemplo se tienen 2 tubos de igual área ó sección transversal, como se ilustra en la *fig. F.II.4*, aunque las secciones son iguales, el momento de inercia de la sección B es mayor que el de la sección A, debido a que el material (área) en la sección B esta mas alejado de la línea de referencia, con respecto a la cual se mida el momento.



En ingeniería se utiliza otro concepto obtenido a partir del momento de inercia. El módulo de sección.

El módulo de sección de un elemento es el momento de inercia de una sección entre la distancia de la línea de referencia al punto mas alejado de la sección. En el caso de un tubo se tiene:

$$Z = \frac{I}{D_e/2}$$

II.1.4 RIGIDEZ Y FLEXIBILIDAD

Estos son conceptos inversos.

$$\text{definición} \quad \text{FLEXIBILIDAD} = \frac{\text{DESPLAZAMIENTO}}{\text{CARGA}}$$

la flexibilidad es la cantidad de desplazamiento por unidad de carga

$$\text{definición} \quad \text{RIGIDEZ} = \frac{\text{CARGA}}{\text{DESPLAZAMIENTO}}$$

la rigidez es la cantidad de carga por unidad de desplazamiento

La flexibilidad y la rigidez se manifiestan de diversas maneras. Se analizan algunas propiedades y conceptos particulares para facilitar la comprensión de la flexibilidad de tubería.

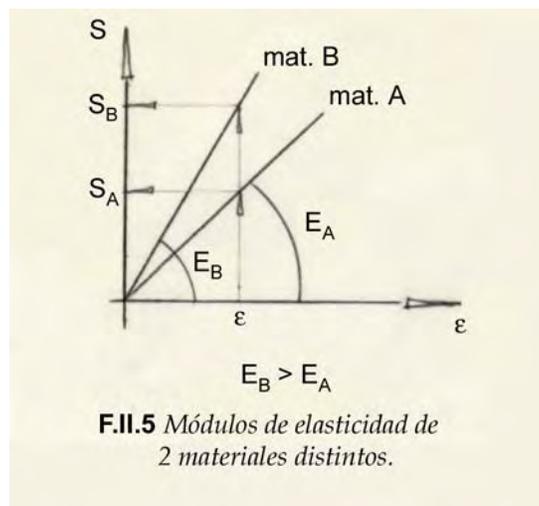
casos particulares de flexibilidad y rigidez:

- *módulo de elasticidad*
- *constante de resorte*
- *momento de inercia*
- *viga en cantilever*

módulo de elasticidad

Esta propiedad se trata en la sección II.1.2.

La *fig. F.II.5* muestra la gráfica de los módulos de elasticidad de 2 materiales distintos, el módulo de elasticidad del material B y por consiguiente su rigidez son mayores que en el material A. se observa que para una misma deformación en los materiales, el esfuerzo en B resulta mayor que en el material A.



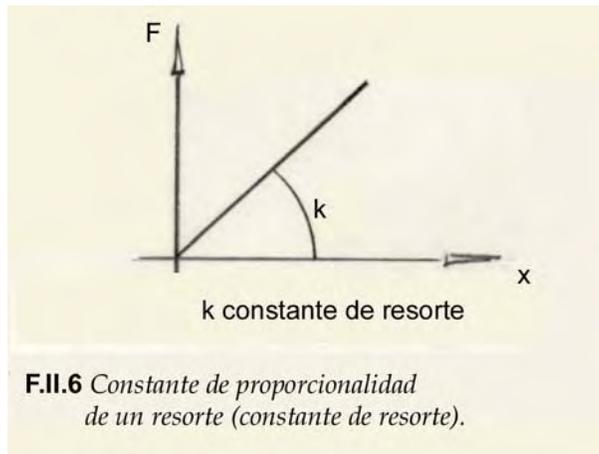
<p><i>mat. A</i></p> $s_A = E_A \cdot \varepsilon$ $E_B > E_A \quad \rightarrow$ $\varepsilon_A = \frac{1}{E_A} s$ $\frac{1}{E_A} > \frac{1}{E_B} \quad \rightarrow$	<p><i>mat. B</i></p> $s_B = E_B \cdot \varepsilon$ $s_B > s_A \quad \text{con } \varepsilon \quad \text{constante}$ $\varepsilon_B = \frac{1}{E_B} s$ $\varepsilon_A > \varepsilon_B \quad \text{con } s \quad \text{constante}$
--	--

Al aumentar el módulo de elasticidad disminuye la flexibilidad (aumenta la rigidez) de un material.

constante de resorte

En un resorte se tiene que al aplicarle una fuerza, éste tiene un desplazamiento que es proporcional a la fuerza aplicada, a la constante de proporcionalidad se le conoce como la constante de resorte y depende del módulo de elasticidad y de la geometría del resorte.

El concepto de constante de resorte es análogo al del módulo de elasticidad, la *fig. F.II.6* muestra una gráfica de la constante de resorte.



$$F = k \cdot x \quad k \quad \text{rigidez}$$

$$x = \frac{1}{k} F \quad \frac{1}{k} \quad \text{flexibilidad}$$

La constante de resorte no aporta mucho al análisis de flexibilidad de un sistema de tubería, pero una junta de expansión es un caso especial de los resortes (puede contener un fluido a presión en su interior), por lo que es importante la introducción de este concepto.

momento de inercia

se trata en la sección **II.1.3**

viga en cantílever ó voladizo

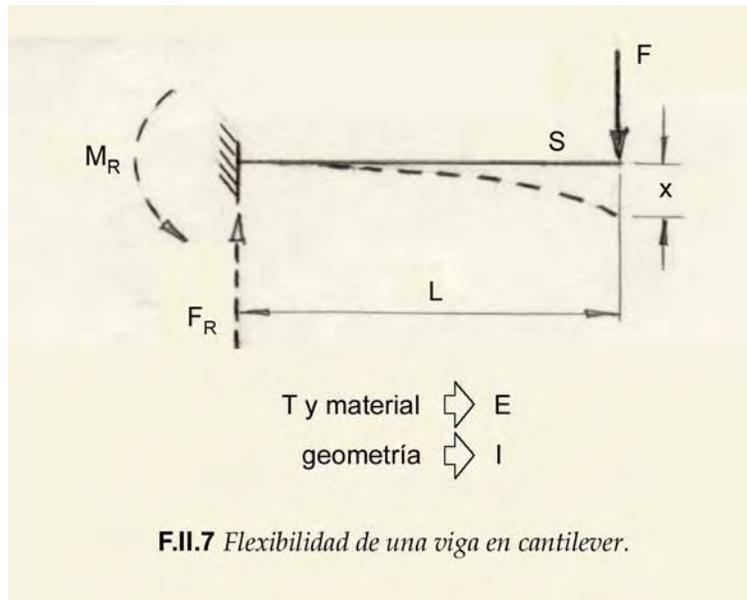
Resulta útil analizar una viga en voladizo, pues permite comparar los conceptos de flexibilidad y rigidez en un sistema de tubería y apreciar como influyen cada uno de ellos sobre el sistema.

La *fig. F.II.7* muestra un elemento mecánico ó viga, empotrado en un extremo y libre en el otro. La viga semeja a un tubo unido a la boquilla de un equipo (extremo empotrado), que tiene que absorber un movimiento debido a la expansión térmica de otro elemento unido en el extremo libre. A pesar de que en la realidad influyen otros factores que afectan el comportamiento de la tubería, el tratamiento es válido, pues a pesar de ser tan trivial, permite tener una idea clara de los parámetros que afectan a la flexibilidad de un sistema de tubería.

Para poder absorber la deformación en la viga hay que aplicar una fuerza cuya magnitud depende de las propiedades del material y geometría de la viga. Por resistencia de materiales se tiene que:

$$F = \frac{3EI}{l^3} x \quad \frac{3EI}{l^3} \quad \text{rigidez}$$

$$x = \frac{l^3}{3EI} F \quad \frac{l^3}{3EI} \quad \text{flexibilidad}$$



La flexibilidad es proporcional a la longitud del elemento a la tercera potencia, e inversamente proporcional a 3 veces el módulo de la sección por el momento de inercia.

Se ve que E e I son valores de rigidez y l es una medida de la flexibilidad del sistema.

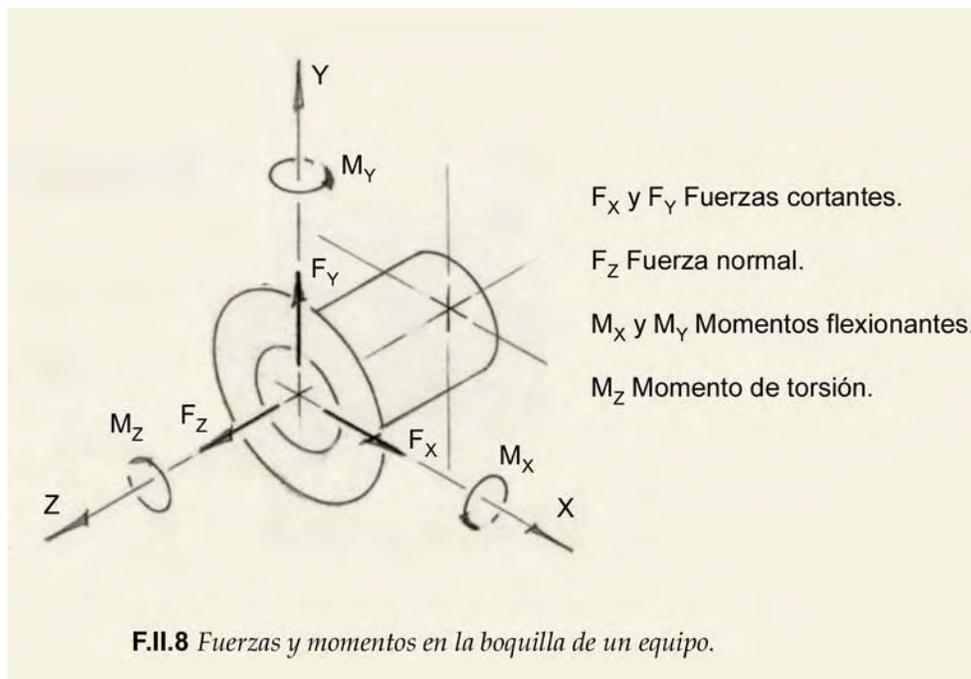
La fuerza aplicada origina una fuerza y un momento de reacción en el empotramiento, además de que a lo largo de la viga se producen esfuerzos por flexión y por fuerza cortante.

II.1.5 FUERZAS Y MOMENTOS (CARGAS)

Se conoce comúnmente como cargas, a las fuerzas y momentos que actúan sobre la tubería los soportes de tubería ó las boquillas de los equipos.

Por el lugar donde actúan las cargas se tiene que existen:

- *cargas sobre la tubería*
- *cargas sobre los soportes*
- *cargas sobre las boquillas de los equipos*



La *fig. F.II.8* muestra las cargas que pueden aparecer sobre la boquilla de un equipo.

cargas sobre la tubería

Estas producen esfuerzos sobre la tubería, los cuales deben de estar por debajo de los valores permisibles para el material y la temperatura de ésta.

Cargas sobre los soportes

Estas cargas se transmiten al exterior, por lo que se deben considerar en el diseño de la estructura donde se encuentren localizados los soportes.

cargas sobre las boquillas de los equipos

Son éstas las que se deben analizar con mayor profundidad, pues en el más favorable de los casos sirven para evaluar los esfuerzos que se producen sobre los tanques ó recipientes a presión y limitarlos a los valores permisibles. En equipos rotatorios, como bombas, turbinas, turbocompresores, etc. no se evalúan la magnitud de los esfuerzos pues el criterio que debe usarse es mucho más conservador, ya que aún pequeñas cargas producen desplazamientos que pueden desalinear y desbalancear al equipo ocasionando en éste una falla prematura. Cualquiera que sea el caso se debe limitar las cargas a valores permisibles.

II.1.6 ESFUERZOS

El esfuerzo se define como una fuerza entre un área, y existen por la dirección de la fuerza con respecto a la superficie donde actúan 2 tipos:

- *esfuerzos normales*
- *esfuerzos cortantes*

esfuerzos normales

La fuerza es perpendicular (normal) al área, pueden ser de tensión ó de compresión.

esfuerzos cortantes

La fuerza es paralela al área.

Los esfuerzos al aparecer en elementos mecánicos particulares reciben nombres específicos para indicar el lugar donde aparecen y la forma como actúan, así pues en una tubería se tienen 3 tipos principalmente, *ref. [5]*:

- *esfuerzos circunferenciales (normales)*
- *esfuerzos longitudinales (normales)*
- *esfuerzos de torsión (cortantes)*

La *fig. F.II.9* muestra los esfuerzos en una tubería y se anotan los principales efectos que los producen. Estos no son los únicos esfuerzos que aparecen, pero si los mas importantes.

esfuerzos circunferenciales

El efecto que producen es de tratar de seccionar la tubería a todo lo largo, la principal causa es la presión.

esfuerzos longitudinales

Tienen dirección axial y son producidos por expansión térmica, presión y peso muerto.

esfuerzos de torsión

Su efecto es el mismo que se presenta en una flecha transmisora de potencia, y se deben principalmente a la expansión térmica y al peso muerto en un arreglo de tubería tridimensional.



Por lo tanto en un sistema de tubería sometido a una expansión térmica existen principalmente 2 tipos de esfuerzos:

- *esfuerzos por flexión*
- *esfuerzos por torsión*

II.1.7 SOPORTES DE TUBERÍA

Se consideran como soportes de tubería no solo aquellos elementos mecánicos que sirven para sustentar el peso de una línea ó tubería, sino aquellos que restringen ó controlan los movimientos de un sistema de tubería.

Haciendo una clasificación por el tipo de movimiento que estos soportes restringen, se tienen principalmente:

- *soportes*
- *anclajes*
- *paros*
- *guías*
- *resortes*

soportes

Estos elementos solo restringen el movimiento de la línea en dirección vertical hacia abajo, soportan el peso de la tubería.

anclajes

Son soportes que además de resistir la carga del peso de la tubería, restringen todo tipo de movimiento, *transnacional* y *rotacional*, y transmiten a la estructura fuerzas y momentos en las 3 direcciones de los ejes coordenados.

paros

Restringen el movimiento axial de la tubería en el punto donde se colocan, normalmente soportan el peso de la tubería.

guías

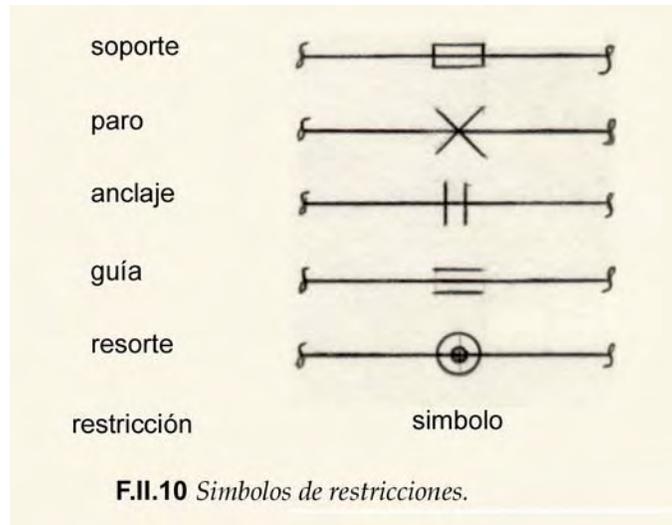
Son soportes que restringen el movimiento lateral de la tubería, aunque permiten algún desplazamiento lateral debido a la tolerancia entre las guías y la tubería. Se puede presentar pivoteo en la línea.

resortes

Cargan el peso de la tubería, permiten movimientos en cualquier dirección incluyendo a la vertical.

La *fig. F.II.10* muestra el símbolo mas empleado para los soportes tratados.

Es posible utilizar combinaciones de los tipos de soportes para conseguir algún efecto deseado.



Se debe hacer una evaluación y una selección adecuadas de los tipos de soporte a emplear así como su ubicación en el sistema de tubería, con el fin de lograr un efecto que reduzca los problemas que por expansión térmica se presenten.

Los soportes transmiten cargas a la estructura, por lo que ésta se debe revisar considerando las fuerzas y momentos.

II.1.8 CARGAS EXTERNAS SOBRE UN SISTEMA DE TUBERÍA

Las cargas externas son aquellas que actúan sobre la tubería desde el exterior y se deben a las condiciones, del proceso, climatológicas y físicas del lugar; como la temperatura, presión, velocidad del viento, etc..

Aunque el enfoque de este trabajo esta dirigido hacia los efectos producidos por las cargas térmicas, es importante mencionar y comentar otros tipos de cargas externas, las más importantes son:

- *carga térmica*
- *carga por peso muerto*
- *carga por presión*
- *carga por viento*
- *carga por sismo*

carga térmica

Es aquella que resulta de la expansión térmica. Se debe principalmente al diferencial de temperaturas entre la temperatura del proceso y la del medio ambiente.

carga por peso muerto

Es la que origina el peso propio de la tubería.

carga por presión

Son las cargas que produce la presión interna requerida por el proceso sobre la tubería ó bien la presión externa del medio sobre la tubería cuando la presión interna del proceso es menor a la del medio externo.

carga por viento

Esta la ocasiona el viento. Siendo el efecto mas pronunciado en lugares despejados, como a nivel del mar, en líneas grandes y cuya localización permita la acción directa del viento, ó cuando en la misma planta se encuentre el sistema de tubería a una elevación considerable del piso.

carga por sismo

Esta la originan los temblores. De todos los tipos de análisis por diversas cargas externas esta es la menos empleada. En zonas sísmicas el efecto que éstas producen es importante.

El análisis que un sistema de tubería requiere depende del tipo de efecto que se considere.

II.2 EXPANSIÓN TÉRMICA VS FLEXIBILIDAD

La expansión térmica y la flexibilidad de un sistema de tubería están íntimamente ligadas, y a pesar de la interdependencia que existe entre ambas, son conceptos muy distintos *refs. [4] y [7]*.

Si un arreglo de tubería considerado rígido se somete a una gran expansión térmica es casi seguro que se tendrán problemas de cargas y esfuerzos, pero si la expansión es pequeña es probable que no los haya; por otro lado si el sistema es flexible se debe tener una expansión térmica considerablemente grande para ocasionar problemas en el sistema. Se esto se concluye que el problema por expansión térmica y el de flexibilidad, no solamente son el mismo problema sino que para evaluarlo se deben considerar las características de ambos.

II.2.1 EXPANSIÓN TÉRMICA DE UN SISTEMA DE TUBERÍA

Para evaluar la expansión térmica que se origina en un sistema de tubería, se deben considerar los siguientes efectos:

- *movimientos iniciales en los puntos terminales*
- *movimientos por expansión térmica de la tubería*
- *deformaciones debidas a las fuerzas y momentos en puntos terminales (boquillas de equipo y restricciones ó soportes)*

movimientos iniciales en puntos terminales

Son aquellos que se introducen desde el exterior al sistema de tubería, como el movimiento de una boquilla en un cambiador de calor, en una torre, en un tanque de almacenamiento, en una turbina, ó el movimiento de un soporte en una torre, etc..

movimiento por expansión térmica de la tubería

Estos movimientos dependen de 2 parámetros:

- *coeficiente de expansión térmica*
- *distancia entre anclajes ó restricciones*

coeficiente de expansión térmica

Se trata en la sección **II.1.1.**

distancia entre anclajes ó restricciones

Es la longitud en línea recta entre los puntos terminales (anclajes) boquillas ó restricciones del arreglo de tubería.

El producto del coeficiente de expansión térmica por la distancia entre anclajes da como resultado el incremento de longitud que tendría el sistema de tubería si no estuviera anclado ó fijo en uno de sus extremos, y al cual se le llama movimiento por expansión térmica de la tubería.

deformaciones debidas a las fuerzas y momentos en los puntos terminales.

Las boquillas y restricciones son elementos flexibles, y para poder determinar sus deformaciones se requiere conocer las condiciones elásticas en esos puntos y las cargas a que se someten.

Evaluar las cargas es uno de los propósitos de un análisis de flexibilidad, y por lo mismo son valores desconocidos, por lo que resulta más práctico dar valores de rigidez ó de flexibilidad en los puntos terminales, que deformaciones.

Es muy difícil evaluar la rigidez de los equipos ó soporte, ya que la geometría de ellos varía considerablemente.

Como el orden de magnitud de las deformaciones es pequeño, normalmente se desprecian.

Por lo tanto la expansión térmica de un sistema de tubería es la suma de: los movimientos por expansión térmica de la tubería y de los movimientos iniciales en los puntos terminales.

A continuación se trata la manera de evaluar en forma sencilla la expansión térmica de un sistema de tubería (5 pasos).

EVALUACIÓN DE LA EXPANSIÓN TÉRMICA:

consideración::

El método funciona considerando 2 anclajes principales es decir, no existen restricciones intermedia, ó bien son despreciables, como el caso de una línea pequeña de gran flexibilidad conectada a una de gran diámetro caso del análisis.

- 1) *identificar los puntos terminales de la tubería como A y B.*

los puntos terminales pueden ser:

- boquillas de equipos
- una línea mucho más rígida que la que se está analizando.
- anclajes
- la estructura (se deben indicar los grados de libertad)

2) si no existe sistema de referencia, indicarlo. Trasladar el origen de los ejes coordenados del sistema de referencia al punto terminal **A**.

3) efectuar la suma de los movimientos iniciales en los puntos terminales del sistema.

$$\Delta_{X_0} = \Delta_{X_A} - \Delta_{X_B}$$

$$\Delta_{Y_0} = \Delta_{Y_A} - \Delta_{Y_B}$$

$$\Delta_{Z_0} = \Delta_{Z_A} - \Delta_{Z_B}$$

respetar el signo de los movimientos iniciales con respecto al sistema de referencia.

en **A**: Δ_{X_A} , Δ_{Y_A} y Δ_{Z_A}

en **B**: Δ_{X_B} , Δ_{Y_B} y Δ_{Z_B}

4) calcular los movimientos por expansión térmica de la tubería.

$$d_X = l_X \cdot \alpha$$

$$d_Y = l_Y \cdot \alpha$$

$$d_Z = l_Z \cdot \alpha$$

respetando el signo de las piernas totales con respecto al sistema de referencia.

$$l_X, l_Y \text{ y } l_Z$$

5) evaluar la expansión térmica del sistema (las deformaciones en los puntos terminales se desprecian).

$$\Delta_X = \Delta_{X_0} + d_X$$

$$\Delta_Y = \Delta_{Y_0} + d_Y$$

$$\Delta_Z = \Delta_{Z_0} + d_Z$$

respetando el signo de los movimientos iniciales, y de los movimientos por expansión térmica de la tubería.

Los valores Δ_X , Δ_Y y Δ_Z representan la expansión térmica del sistema, y pueden interpretarse como, el movimiento que debería tener A a partir de su posición original (el signo indica la dirección del movimiento de acuerdo con los ejes coordenados), considerando a B fija. Esto produce el mismo efecto que la expansión térmica.

Es importante indicar que al evaluar por medio de un análisis de flexibilidad las cargas y los esfuerzos térmicos no se obtienen valores puntuales, sino rangos (ver sección II.3.2 y II.2.4), debido a que la expansión térmica se produce en un rango de temperaturas.

AL EVALUAR LOS ESFUERZOS SE DEBEN CONSIDERAR:

(ver ref. [4])

- para evaluar el coeficiente de expansión térmica. Las temperaturas, máxima y mínima.

$$\alpha = \frac{\delta_{T_{MAX}} + \delta_{t_{MIN}}}{2} (T_{MAX} - T_{MIN})$$

- el módulo de elasticidad a la temperatura de instalación

$$E_{T_{INST}}$$

AL EVALUAR LAS FUERZAS Y MOMENTOS SE DEBEN CONSIDERAR:

- para evaluar el coeficiente de expansión térmica. La temperatura máxima y la de instalación ó bien, la temperatura de instalación y la mínima; las que mayor coeficiente originen.

$$\alpha = \frac{\delta_{T_{MAX}} + \delta_{t_{MIN}}}{2} (T_{MAX} - T_{MIN})$$

$$\alpha = \frac{\delta_{T_{INST}} + \delta_{T_{MIN}}}{2} (T_{inst} - T_{MIN})$$

- el módulo de elasticidad a la temperatura de instalación (ambiente).

$$E_{T_{INST}}$$

En la Republica Mexicana la temperatura de instalación es muy cercana a la mínima, por lo que solo se hace un análisis de flexibilidad para las condiciones de temperatura máxima y de instalación.

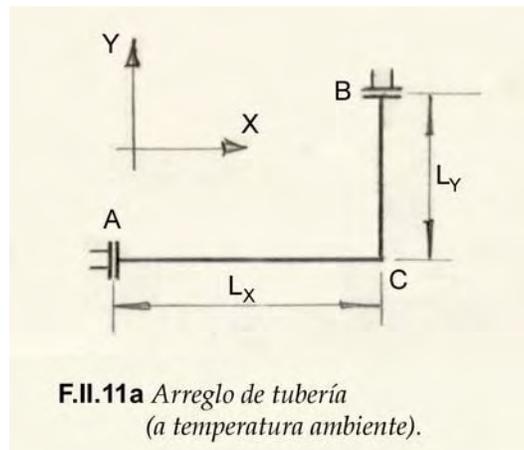
Se considera la temperatura de instalación como la temperatura ambiente. Por lo tanto, para evaluar los esfuerzos y las fuerzas y momentos por medio de un análisis de esfuerzos se utilizan α y $E_{T_{INST}}$.

II.2.2 FLEXIBILIDAD DE UN ARREGLO DE TUBERÍA

Un arreglo de tubería al experimentar un cambio de temperatura queda sujeto a un estado de esfuerzos, originado por el cambio en sus dimensiones y al impedimento de los puntos terminales (boquillas ó anclajes) para dejar que se efectúe libremente el cambio de magnitud del arreglo.

En el siguiente desarrollo se trata cualitativamente el problema de la expansión térmica y la flexibilidad de tubería.

Sea el arreglo de 2 elementos ortogonales entre sí, conectados a boquillas cada uno, como se muestra en la *fig. F.II.11.a*, ver *ref. [8]*.



El sistema se encuentra a la temperatura ambiente ó de instalación, por lo que los elementos componentes del arreglo no ejercen acción alguna, ni sobre las boquillas ni sobre sí mismos.

Al entrar la línea en operación, incrementa su temperatura a un valor muy próximo al de la temperatura del fluido que conduce, este incremento trae un cambio en las dimensiones del arreglo.

SE EVALUACIÓN DE LA EXPANSIÓN TÉRMICA DEL SISTEMA:

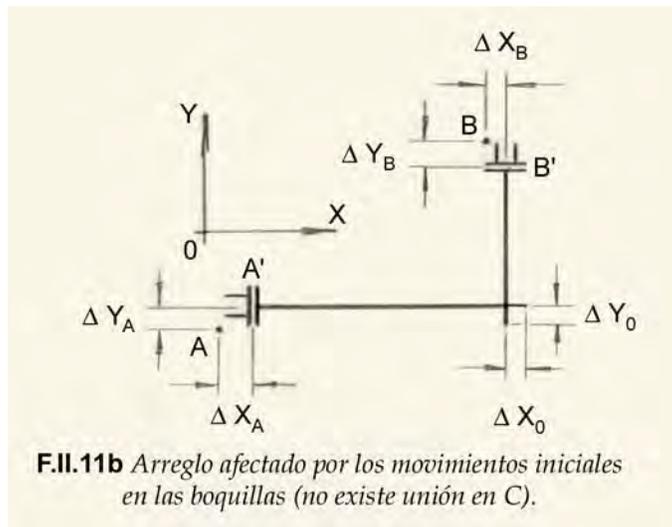
Se considera que la línea no esta anclada en el punto C.

- 1) *identificar los puntos terminales de la tubería como A y B.*
- 2) *si no existe sistema de referencia, indicarlo. Trasladar el origen de los ejes coordenados del sistema de referencia al punto terminal A.*

3) efectuar la suma de los movimientos iniciales en los puntos terminales del sistema.
ver fig. **F.II.11b**

$$\Delta_{X_0} = \Delta_{X_A} - \Delta_{X_B}$$

$$\Delta_{Y_0} = \Delta_{Y_A} - \Delta_{Y_B}$$



4) calcular los movimientos por expansión térmica de la tubería.
ver fig. **F.II.11c**

Con el material y la temperatura de operación, de tablas se tiene: α

$$d_x = l_x \cdot \alpha$$

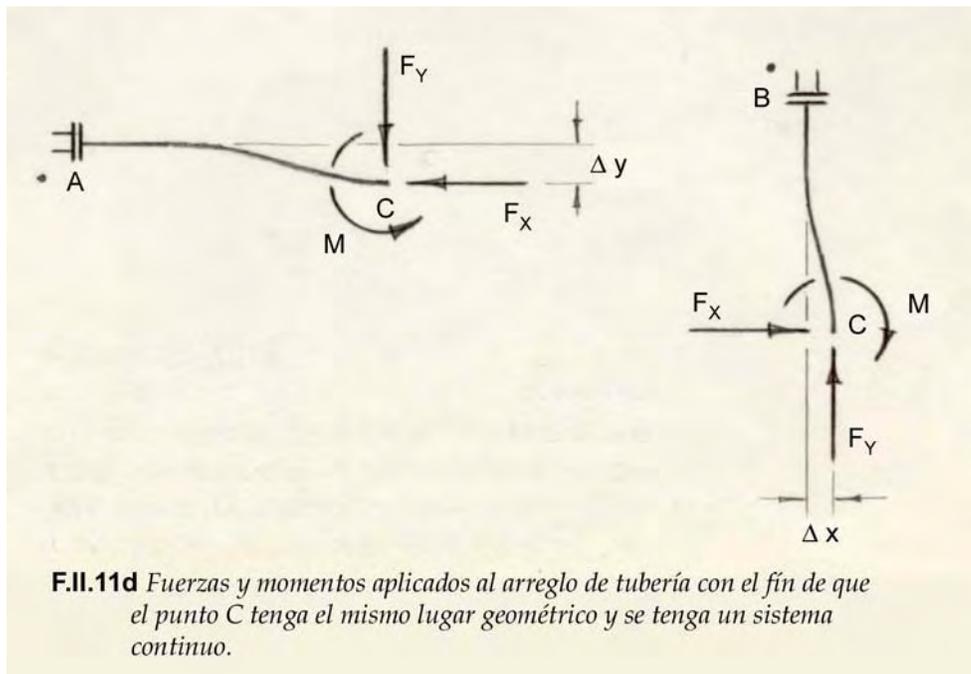
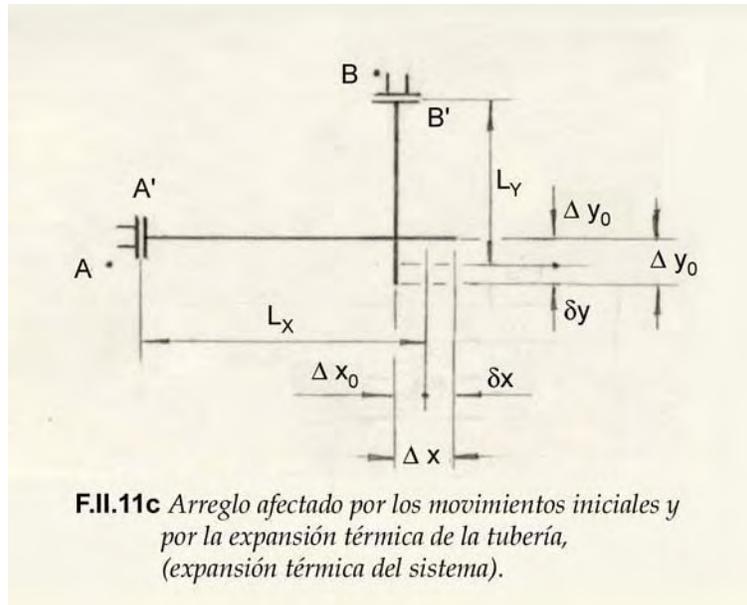
$$d_y = l_y \cdot \alpha$$

5) evaluar la expansión térmica del sistema (las deformaciones en los puntos terminales se desprecian).

$$\Delta_x = \Delta_{x_0} + d_x$$

$$\Delta_y = \Delta_{y_0} + d_y$$

Como en realidad el sistema se encuentra unido en el punto C, se deben de aplicar fuerzas y momentos a los elementos del arreglo con el fin de colocar ambos extremos en el mismo sitio, ver fig. **F.II.11d**.



De teoría elemental de vigas:

$$F_x = \frac{3EI}{l_x l_y (l_x + l_y)} \frac{3l_y^2 \Delta_y + (4l_x l_y + l_x^2) \Delta_x}{l_y^2}$$

$$F_Y = \frac{3EI}{l_X l_Y (l_X + l_Y)} \frac{3l_X^2 \Delta_X + (4l_X l_Y + l_Y^2) \Delta_Y}{l_X^2}$$

$$M = \frac{6EI}{l_X l_Y (l_X + l_Y)} (l_X \Delta_X + l_Y \Delta_Y)$$

las fuerzas sobre las boquillas de los equipos son: F_X y F_Y

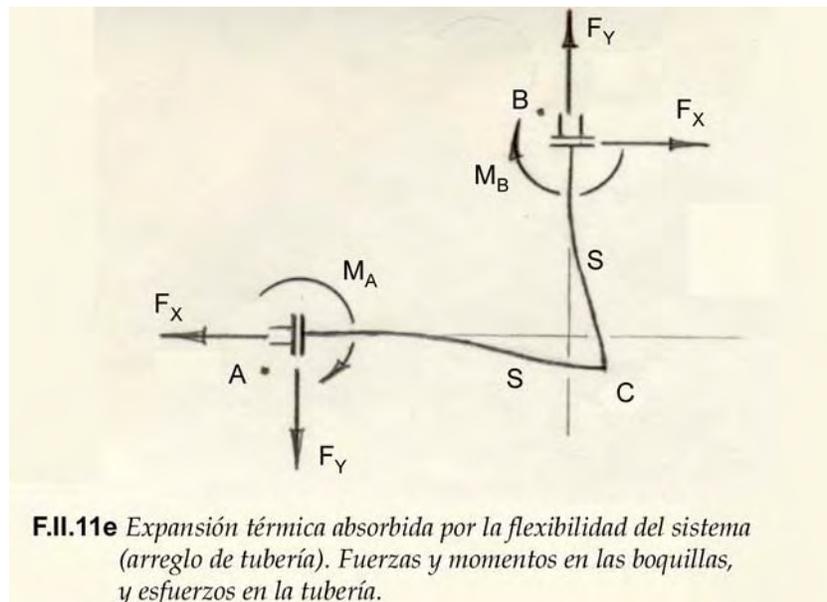
los momentos se evalúan como sigue:

$$M_A = F_Y l_X - M$$

$$M_B = F_X l_Y - M$$

los esfuerzos se pueden evaluar a partir de las fuerzas y momentos en cada uno de los puntos que forman parte del sistema

la *fig. F.II.11e* muestra la posición final del arreglo, después de un incremento de temperatura



La expansión térmica del sistema depende de: los movimientos iniciales en las boquillas de los equipos, del coeficiente de expansión térmica y de la distancia entre anclajes.

La flexibilidad del arreglo depende: de las longitudes de todas y cada una de las piernas de tubería, del módulo de elasticidad (Young) y del momento de inercia de la sección transversal de la tubería.

La expansión térmica de un sistema de tubería actúa directamente sobre la flexibilidad del mismo, originando fuerzas y momentos en los puntos terminales y esfuerzos en la tubería.



La evaluación de las fuerzas y de los momentos, y de los esfuerzos, es el objetivo de un análisis de esfuerzos en tubería. Limitar las cargas a las permisibles ó recomendadas por los fabricantes de los equipos, y mantener los esfuerzos por debajo de los establecidos por algún código, significan la solución del problema de la expansión térmica ó de la flexibilidad de tubería.

II.2.3 ESFUERZOS EN UN SISTEMA DE TUBERÍA

II.2.3.1 RANGO DE ESFUERZOS

Si se consideran los esfuerzos originados por el tipo de efecto externo que sobre el sistema de tubería actúa, se tienen:

- *esfuerzos primarios*
- *esfuerzos secundarios*

esfuerzos primarios

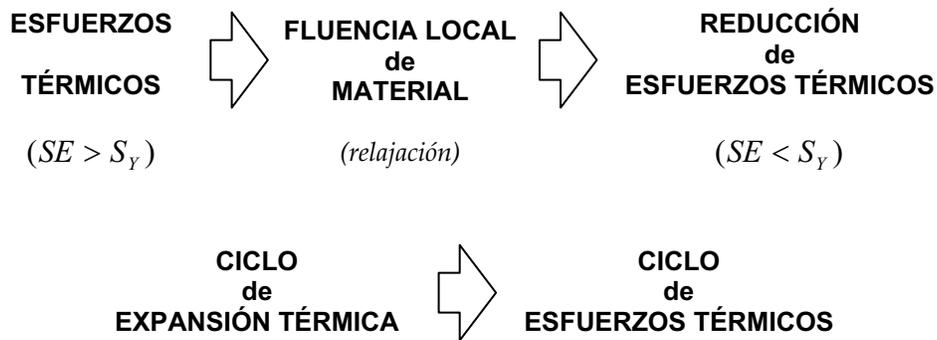
Estos son producidos por efectos externos sostenidos, los cuales siempre actúan con igual intensidad sobre el sistema de tubería durante lapsos prolongados de tiempo, tales como el peso propio de la tubería ó como la presión. Estos esfuerzos se limitan a un porcentaje del valor del esfuerzo de fluencia del material en una prueba de tensión axial, a la temperatura de operación.

esfuerzos secundarios

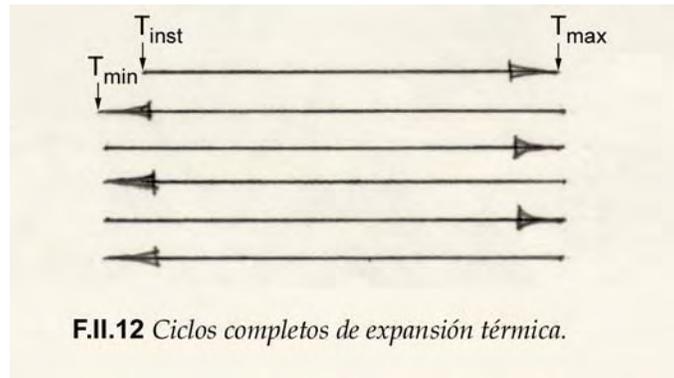
Estos son producidos por efectos externos no sostenidos sobre un arreglo de tubería. La intensidad de este tipo de cargas es grande al inicio de su aplicación y disminuye de magnitud al transcurrir el tiempo, tal es el caso del efecto térmico, que ocupa el interés de este trabajo.

Los esfuerzos térmicos son del tipo secundario y debido a la expansión térmica en un sistema de tubería, éstos provocan que en algunas zonas de la tubería se sobrepase el esfuerzo de fluencia del material, por lo que hay flujo de material en esta zona, éste se relaja y conduce una reducción de esfuerzos en un corto periodo de tiempo

Si desaparece el efecto térmico, en la tubería ya relajada y deformada permanentemente se origina un nuevo estado de esfuerzos, cuyos valores se atenúan a través del tiempo debido a una nueva relajación. Esto representa un ciclo de esfuerzos causado por un ciclo de expansión térmica ver *ref. [4]*.



Los esfuerzos térmicos son función de la temperatura mínima y máxima de un ciclo de expansión térmica por lo que no son de interés los valores puntuales (hay relajación), sino el rango dentro del cual actúan. La *fig. F.II.12* muestra en forma esquemática una serie de ciclos completos de expansión térmica a los cuales corresponden ciclos de esfuerzos térmicos y un rango de esfuerzos.



De lo anterior se concluye que:

- En los esfuerzos secundarios el valor máximo permisible puede ser del mismo orden que el del esfuerzo de fluencia, y consecuentemente el criterio para su evaluación es diferente al usado para los esfuerzos primarios.
- El criterio a utilizar para esfuerzos secundarios no es el de un valor puntual, sino el de un rango. El rango de esfuerzos térmicos se debe comparar con un rango de esfuerzos permisible.

II.2.3.2 ESFUERZOS TÉRMICOS

El movimiento producido por una fuerza ó momento en una estructura ó arreglo de tubería es de gran importancia para la solución de los problemas relacionados con la flexibilidad.

Existen 2 tipos de esfuerzos que al producirse traen consigo gran deformación, éstos son:

- *esfuerzo flexionante* S_b
- *esfuerzo de torsión* S_t

En los elementos mecánicos donde se producen éstos esfuerzos, aparecen relativamente grandes movimientos ó deformaciones, lo que ayuda a absorber la expansión térmica.

El rango de esfuerzos producido por expansión térmica se evalúa como sigue (ver *apéndice A.6* para la ubicación de los momentos):

$$SE = \sqrt{S_b + 4S_t^2}$$

donde:

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o + M_o)^2}}{z}$$

$$S_t = \frac{M_t}{2z}$$

Para calcular el rango de esfuerzos por expansión térmica se deben considerar los factores de intensificación de esfuerzos, ver *apéndice A.7*.

El rango de esfuerzos térmicos no debe sobrepasar el rango de esfuerzos permisible.

$$SE < SA$$

Al evaluar los esfuerzos flexionantes y de torsión se debe utilizar como expansión térmica, la ocasionada por las temperaturas máxima y mínima y con el módulo de elasticidad a la temperatura ambiente.

II.2.3.3 ESFUERZOS PERMISIBLES

en esfuerzos primarios.

El esfuerzo circunferencial ocasionado por la presión se debe de limitar al esfuerzo permisible básico a la temperatura de diseño, ver *ref. [4]*.

El esfuerzo longitudinal debido a las cargas sostenidas como el peso ó la presión no debe ser mayor que el esfuerzo permisible básico a la temperatura máxima, ver *ref. [4]*.

$$S_l = S_h$$

utilizar el espesor nominal menos la tolerancia por corrosión, erosión ó roscado para el cálculo del esfuerzo longitudinal.

$$\bar{T} - C$$

en esfuerzos secundarios.

El rango de esfuerzos secundarios permisible se determina de acuerdo a la siguiente fórmula, ver ref. [4]:

$$S_A = f(1.25S_c + 0.25S_h)$$

El factor de ciclos reduce el rango de esfuerzos permisible, si el número de ciclos sobrepasa 7000, de acuerdo a la tabla T.II.1.

N	f
7 000 y menos	1.0
7 000 a 14 000	0.9
14 000 a 22 000	0.8
22 000 a 45 000	0.7
45 000 a 100 000	0.6
más de 100 000	0.5

N número de ciclos completos

f factor de reducción del rango de esfuerzos

T.II.1 Reducción del rango de esfuerzos debida al número de ciclos de vida

Si en el sistema existen además de ciclos de expansión completos NE, ciclos parciales N_n debidos a un distinto rango de temperaturas, el número de ciclos completos equivalente se evalúa como sigue:

$$N = NE + r_1N_1 + r_2N_2 + r_3N_3 + \dots + r_nN_n$$

$$r_1 = \frac{\Delta T_1}{\Delta TE} \quad r_2 = \frac{\Delta T_2}{\Delta TE} \quad r_3 = \frac{\Delta T_3}{\Delta TE} \quad r_n = \frac{\Delta T_n}{\Delta TE}$$

$$\Delta TE = T_{\max} - T_{\min}$$

N número equivalente de ciclos de vida

NE número de ciclos completos, con el rango de temperatura ΔTE

N_n número de ciclos con distinto rango de temperatura ΔT_n

esfuerzo aditivo

A la diferencia de los esfuerzos básicos a la temperatura máxima menos el longitudinal, se le conoce como esfuerzo aditivo, y de acuerdo a la ref. [4], éste es añadible al rango de esfuerzos permisible.

$$S_h - S_l$$

$$S_A = f(1.25S_c + 0.25S_h + S_h - S_l)$$

$$S_A = f(1.25S_c + 1.25S_h - S_l)$$

II.2.4 CARGAS EN BOQUILLAS DE EQUIPOS Y EN SOPORTES

Después de realizar un número considerable de análisis de esfuerzos, se observa que la mayoría de los sistemas de tubería no presentan problemas de esfuerzos, si las boquillas de los equipos a los que se conectan resisten las fuerzas y los momentos que el sistema les comunica.

Lo anterior da un criterio para los análisis de esfuerzos. Se concluye en una regla no general que dice que ocasionan mayores problemas las cargas en las boquillas de los equipos que los esfuerzos en la línea.

Por lo cual se busca liberar a los equipos de grandes cargas con el empleo de restricciones, haciendo que éstas resistan las fuerzas y momentos que de otra manera tendrían que resistir las boquillas, al hacer lo anterior una parte del sistema absorbe mayor cantidad de movimientos y el nivel de esfuerzos se incrementa.

Para evaluar las cargas se debe hacer un análisis de flexibilidad considerando al calcular la expansión térmica las temperaturas máxima y de instalación ó la de instalación y la mínima, las que arrojen un mayor coeficiente de expansión térmica (máxima expansión térmica) y el módulo de elasticidad a la temperatura ambiente, ver sección II.2.1.

El resultado de un análisis de flexibilidad arroja, de igual manera que en los esfuerzos, un rango de cargas (fuerzas y momentos). Se deben considerar al calcular los esfuerzos en los recipientes y al diseñar los soportes ó en las restricciones, los valores de las cargas puntuales máximas para:

- *la condición de instalación*
- *la condición de máxima expansión térmica*

éstos son valores instantáneos, y para un sistema con dos anclajes, sin restricciones intermedias, y sin *cold spring*, (ver ref. [4]), se evalúan como sigue:

carga puntual máxima para la condición de instalación:

$$R_{INST} = \left[1 - \frac{S_h E_{INST}}{S_E E_m} \right] R$$

carga puntual máxima para la condición de máxima expansión térmica:

$$R_m = \frac{E_m}{E_{INST}}$$

Los valores de carga puntual máxima R_{inst} y R_m son numéricamente menores que el valor del rango de carga R , por lo que en normalmente se considera como carga puntual máxima a R .

II.2.4.1 CARGAS EN BOQUILLAS DE EQUIPOS

Según el criterio empleado para limitar las cargas en los equipos se hace la siguiente clasificación:

- *cargas en boquillas de tanques ó recipientes a presión.*
- *Cargas en boquillas de equipo rotatorio.*

cargas en boquillas de tanques ó recipientes a presión

El criterio utilizado para las cargas en estas boquillas es el del esfuerzo permisible del recipiente es decir, las fuerzas y momentos que el sistema de tubería transmite por medio de las boquillas al cuerpo del equipo, producen un esfuerzo que no debe ser mayor al del valor del esfuerzo permisible del material del tanque ó recipiente, a la temperatura de operación. El valor del esfuerzo permisible se puede tomar del ASME Sección VIII División 1, *ref. [11]*.

Actualmente los modelos matemáticos que existen para representar el comportamiento del cuerpo de un tanque en la parte adyacente a una boquilla, bajo la acción de cargas, han sido obtenidos por medio de modelos teóricos, corregidos con datos experimentales obtenidos de investigaciones. En el WELDING RESEARCH COUNCIL *ref. [12]* se desarrolla un método que con ciertas limitaciones se aproxima en forma razonable a la realidad, además existen otros métodos aproximados desarrollados por instituciones de investigación ó por compañías particulares.

cargas en boquillas de equipos rotatorios

El criterio utilizado para limitar las cargas en estos equipos no son los esfuerzos en los equipos, sino los desplazamientos que la boquilla pudiera comunicar a las partes en rotación. Los rodamientos de los equipos rotatorios tienen tolerancias muy cerradas, y aún pequeños movimientos pueden producir un desajuste en la flecha y un desbalanceo y conducir a la falla prematura del equipo.

Son ejemplos de equipos rotatorios, las bombas, turbinas y compresores.

Es común que el fabricante proporcione valores de cargas permisibles, para que el analista limite las fuerzas y momentos a valores especificados.

También existen códigos y publicaciones autorizadas, que brindan información acerca de los valores de cargas máximas sobre equipos rotatorios, como el Centrifugal Pump for General Refinery Services API STANDARD 610 y el STANDARD PUBLICATION / No. SM 23, NEMA, *refs.* [9] y [10].

II.2.4.2 CARGAS EN RESTRICCIONES

Estas cargas no son de mucho interés en el análisis, ya que aún siendo muy grandes, se puede diseñar la estructura suficientemente fuerte para resistir sus efectos.

La única recomendación, se tiene con el sentido común, pues por ejemplo, una carga de varias toneladas a gran altura conduce a colocar una estructura muy robusta. Lo mas adecuado es buscar soluciones sencillas que resuelvan satisfactoriamente los problemas.

II.3 ANÁLISIS DE FLEXIBILIDAD DE UN SISTEMA DE TUBERÍA

El *código ANSI B31.3 ref. [4]* establece reglas generales para evaluar la flexibilidad de tubería, también fija la forma para evaluar los esfuerzos, así como el rango de esfuerzos permisible, como se describe en II.2, pero no detalla ningún método de cálculo, ni dice que tipo se debe emplear para cada caso específico, ver *ref. [7]*.

Los problemas de flexibilidad que se presentan en un arreglo, pueden ir desde el prácticamente nulo hasta el de gran complejidad de solución. La magnitud de los problemas de flexibilidad se debe al conjunto de factores que determinan tanto la expansión térmica como la flexibilidad. La aplicación del método de solución adecuado y un conocimiento profundo de las alternativas de solución son factores determinantes para resolver en forma efectiva los problemas ocasionados por la expansión térmica.

A pesar de que existen una gran cantidad de métodos de análisis, por su exactitud y complejidad de solución se clasifican en 3 tipos:

- *métodos simplificados ó aproximados*
- *métodos de exactitud aceptable*
- *métodos matemáticos precisos*

métodos simplificados ó aproximados

Estos son métodos de análisis manuales en los cuales se idealiza el sistema, se utilizan fórmulas sencillas, cálculos muy poco elaborados, en ocasiones con ayuda de graficas para configuraciones resueltas de antemano.

El problema de flexibilidad es de muy poca consideración y es muy probable que el arreglo sea lo suficientemente flexible como para absorber la expansión térmica. Son

líneas de diámetros pequeños con temperaturas no muy altas ó de diámetros medianos con baja temperatura. Ejemplos de estos son:

- *método de la viga en cantilever guiada.*
- *método gráfico grinell.*
- *método simplificado kellogg. [13].*
- *Flex Anal-Chart. [5].*
- *Requerimiento de análisis formal (D-Y). [13].*

métodos de exactitud aceptable.

Estos son de cierta complejidad y si se realizan a mano consumen gran cantidad de tiempo por lo que el empleo de microcomputadoras ó maquinas calculadoras de escritorio programables son de valiosa ayuda. El número de factores considerado es mayor, el modelo es más apegado a la realidad y más preciso.

Las líneas que se analizan por medio de este método representan problemas medianos de flexibilidad y su solución es generalmente sencilla, por medio de un cambio de trayectoria de la línea ó el uso de restricciones (anclajes, guías, paros, etc.) ó por medio de un elemento flexible como una junta de expansión, ó una combinación de las soluciones anteriores. Son ejemplos:

- *método del centro elástico.[6].*
- *Método analítico general de kellogg. [13].*
- *Cálculo simplificado de esfuerzos en tubería.[15].*
- *Métodos usados para analizar estructuras sencillas:*
 - * *método de la pendiente*
 - * *método de la distribución de momentos*
 - * *método de la analogía de la columna*
 - * *método de la viga conjugada*
 - * *etc..*

métodos matemáticos precisos.

Estos son métodos matriciales como el de las flexibilidades ó el de las rigideces. Se analiza el sistema como una estructura. Debido a todos los parámetros que maneja y por lo laborioso del análisis, la solución por medio de éste, sería impracticable sin la ayuda de la computadora.

Este método se emplea en la solución de líneas críticas, las cuales tienen la particularidad, de gran expansión térmica combinada con gran rigidez del sistema, la solución de estas líneas es difícil y requiere de un amplio conocimiento del tema por el analista, las soluciones pueden ser poco comunes y complejas. Siempre se utilizan estos análisis para la solución de líneas críticas por la precisión en los resultados y por su versatilidad en cuanto a las condiciones de análisis. En los dos primeros métodos solo es posible analizar sistemas con dos anclajes.

La justificación de resultados distintos para un mismo problema, siendo que en realidad el sistema tiene una solución única, es consecuencia del método de análisis.

Se concluye que es importante determinar el método de análisis adecuado para un arreglo de tubería específico, y evitar errores como el de analizar un sistema sin problemas con un método preciso (pérdida de tiempo) ó analizar un sistema crítico por medio de un método aproximado (resultados poco confiables).

II.3.1 CRITERIOS DE FLEXIBILIDAD DE UN SISTEMA DE TUBERÍA

Al resolver un problema por expansión térmica, existen variables que el analista puede controlar, y otras que están determinadas por las condiciones del proceso, están fuera de su alcance.

Es imposible dar reglas generales de la mejor manera de analizar un sistema de tubería, pero es bueno mencionar algunos criterios a seguir en la solución de problemas de flexibilidad

Recomendaciones para mejorar la flexibilidad de un arreglo:

- *modificar el arreglo.*
- *restringir el arreglo.*

Al modificar ó restringir un arreglo lo que se está haciendo es cambiar los parámetros sobre los que el analista tiene control: distancia entre anclajes, los movimientos iniciales de las restricciones y el arreglo.

modificar el arreglo

La *fig F.II.13* muestra unos arreglos sencillos que ilustran de manera clara, como incrementar la flexibilidad de un sistema.

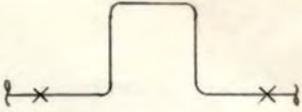
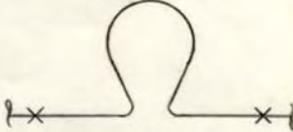
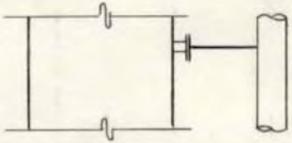
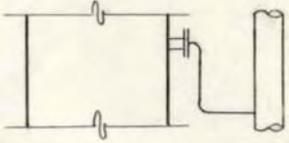
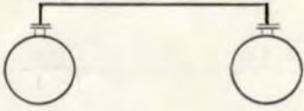
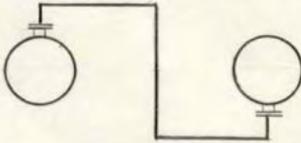
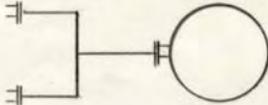
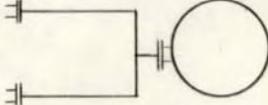
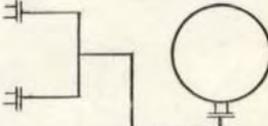
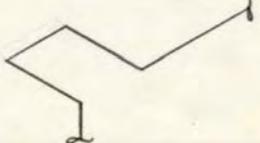
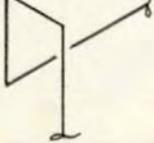
El uso de *loops* y *omegas* son las formas mas directas de incrementar la flexibilidad. *fig. F.II.13a*.

El aumento de secciones de tubería transversales a la dirección de un movimiento, ayudan a absorberlo. v. gr. El método de la viga en cantilever guiada. *fig. F.II.13b, c y d*:

$$l = \sqrt{\frac{\Delta D \cdot 10^6}{1.6S}}$$

Los elementos de un sistema tridimensional que trabajan a torsión, tienen 30% más de flexibilidad que los que solo trabajan a flexión. *fig. F.II.13e y f*.

Un arreglo libre (sin restricciones intermedias) tiene mayor flexibilidad que uno restringido.

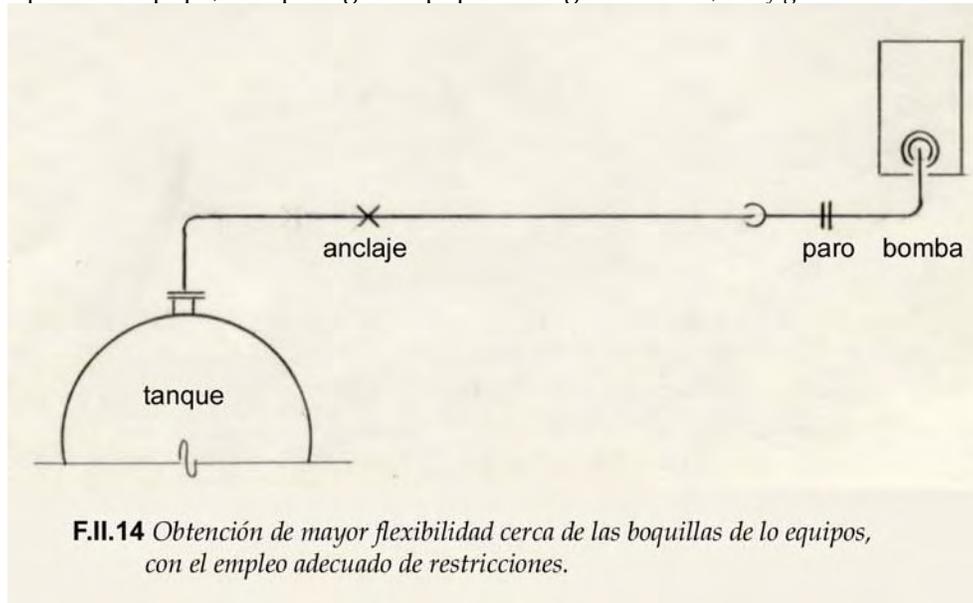
Arreglo común	Arreglo flexible
a) 	
	
b) 	
c) 	
d) 	
	
e) 	
f) 	

F.II.13 Arreglos de tubería rígidos vs. flexibles.

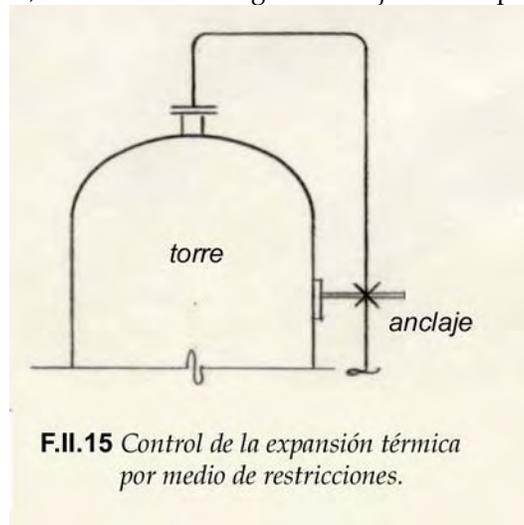
restringir el arreglo

Como se mencionó un arreglo restringido tiene menor flexibilidad que uno libre, pero la utilidad de utilizar restricciones es dividir el arreglo de tal manera que tenga al menos una sección más flexible (la que ocasiona el problema) que en el arreglo original sin restricciones.

Un buen criterio es no transmitir movimientos a los equipos es decir, obtener una sección de tubería con poca expansión térmica y con flexibilidad inmediatamente después del equipo, esto protege al equipo de cargas elevadas, ver *fig. F.II.14*.



El compensar movimientos, significa orientarlos de tal manera que se anulen entre sí, y que los soportes ó restricciones de la tubería no ocasionen problemas. Al compensar movimientos por medio de paros, guías, soportes y anclajes se consigue un sistema con esfuerzos menores, transmitiendo cargas más bajas a los equipos, ver *fig. F.II.15*.



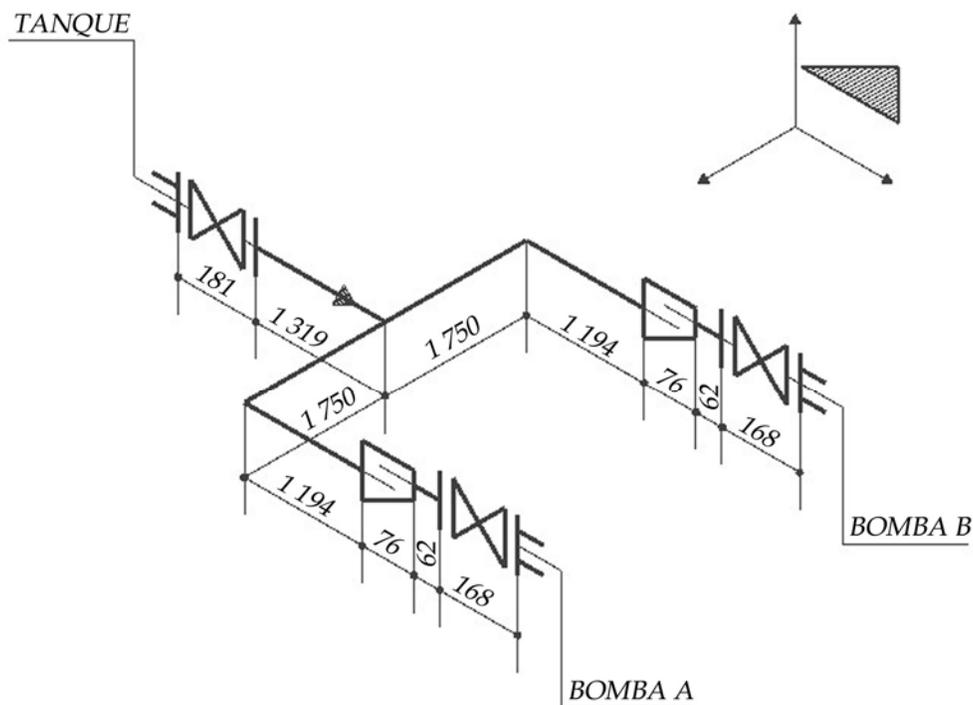
II.3.2 EVALUACIÓN DE RESULTADOS DE UN ANÁLISIS DE FLEXIBILIDAD

En los siguientes problemas se hace el análisis de flexibilidad de dos sistemas de tubería es decir, se evalúan las fuerzas y los momentos en los puntos terminales y los esfuerzos en la tubería producidos por la expansión térmica al actuar sobre la flexibilidad del sistema.

II.3.2.1 PROBLEMA DE FLEXIBILIDAD 1 TANQUE-BOMBAS

El método de análisis empleado es El *Método Analítico General (General Analytical Method)* de The M. W. Kellogg Company ver ref. [13], en el cual se emplea una máquina de escritorio programable.

El sistema mostrado en la fig. F.II.16 es un arreglo que conecta la descarga de un tanque a la succión de dos bombas.



F.II.16 Arreglo de la descarga de un tanque a la succión de 2 bombas

En todo el mundo existen agrupaciones dedicadas a estandarizar los productos y su producción, en México se usan códigos y normas estadounidenses.

Las válvulas, bridas, codos y demás accesorios ó componentes de tubería están normalizados por códigos, para facilitar su empleo. La clasificación de los accesorios se

hace considerando principalmente: las características de éstos, el material, la presión y la temperatura para la cual fueron diseñados.

En la *fig. F.II.16* se muestran los accesorios empleados en el arreglo, cuyas dimensiones se obtienen de códigos (en este caso ASME/ANSI) ó de catálogos de fabricantes.

Los datos del fluido, de la tubería, la temperatura de operación y presión de diseño, son los siguientes:

<i>fluido</i>	agua caliente
<i>tubería</i>	2" ϕ ced. 40 - 1 1/2" ϕ ced. 80
<i>material</i>	ASTM A-53 Gr. B Tipo E (EFW)
<i>temperatura de operación</i>	90.5° C = 195° F
<i>temperatura ambiente</i>	21° C = 70° F
<i>presión de diseño</i>	3 bars = 43 <i>psig</i>

Con el material ASTM A-53 Gr. B "carbon steel" y la temperatura de operación T_{op} en el ANSI B31.3 *appendix C table C-1, apéndice A.1* se obtiene el coeficiente de expansión térmica α .

$$\alpha = 0.952 \text{ in}/100 \text{ ft}$$

Con el material y la temperatura ambiente T_{amb} y la de operación T_{op} en el EJMA *table II Moduly of Elasticity of Commonly Used Bellows Materials, apéndice A.2* se obtienen los módulos de elasticidad en frío E_c y en caliente E_h .

$$E_c = 27.9 \times 10^6 \text{ psi}$$

$$E_h = 27.7 \times 10^6 \text{ psi}$$

Con el material ASTM a-53 Gr. B Tipo E y con las temperaturas ambiente T_{amb} y de operación T_{op} en el ANSI B31.3 *appendix A table 1, apéndice A.3* se obtiene el esfuerzo en frío S_c y el esfuerzo en caliente S_h .

$$S_c = 17\,000 / 0.85 = 20\,000 \text{ psi}$$

$$S_h = 17\,000 / 0.85 = 20\,000 \text{ psi}$$

Los esfuerzos que aparecen en la tabla del código están afectados por la eficiencia de la soldadura ERW (electric resistance welded) de 0.85, para calcular la presión que resiste una tubería se deben emplear estos esfuerzos, pero para cálculos de flexibilidad el código permite no considerar el efecto de la costura de la tubería, por lo que los esfuerzos tomados de la tabla se dividen entre 0.85 (ver *nota 16 del apéndice A del ANSI B31.3*).

Se considera que el número de ciclos es menor a 7000, lo que implica que, de la *tabla T.II.1*

$$f = 1$$

$$\begin{aligned} \therefore S_A &= f (1.25 S_c + 0.25 S_h) \\ &= 1 (1.25 \times 20\,000 + 0.25 \times 20\,000) \\ S_A &= 30\,000 \text{ psi} \end{aligned}$$

Las bombas empleadas son:

tipo : Centrifugas
marca : INGERSOLL-RAND
modelo : HOC/HEC CHEMICAL PUMPS
tamaño : 1 1/2" X 1" X 8"

En la *fig. F.II.17* se reproducen los valores de las cargas permisibles en las boquillas de las bombas usadas, proporcionados por el fabricante del equipo.

La *tabla T.II.2* muestra las cargas permisibles para el tamaño de bomba empleado, de acuerdo a la orientación de los ejes del arreglo de tubería.

$$\begin{array}{l} \text{succión} \\ F_X = 160 \qquad M_X = 130 \\ F_Y = 150 \qquad M_Y = 80 \\ F_Z = 300 \qquad M_Z = 100 \\ \frac{\Sigma F}{\Sigma F_{\text{PERM}}} + \frac{\Sigma M}{\Sigma M_{\text{PERM}}} \leq 1.0 \\ F \text{ [lb]} \quad M \text{ [lb-ft]} \end{array}$$

T.II.2 Cargas permisibles en la s boquillas de la succión de las bombas
 1 1/2" x 1" x 8" Problema 1 flexibilidad (tanque-bombas)

Si se careciera de información de las cargas permisibles en las boquillas de las bombas, se deberían limitar éstas a las recomendadas en el *punto 2.4* de la *ref. [9]*.

El momento de inercia **I** y el módulo de la sección **z** se evalúan de acuerdo a **II.1.3** como sigue:

$$\begin{aligned} \text{para } 2'' \phi \quad \text{ced. 40} \quad \rightarrow \quad DE = 2.375'' \quad t = 0.154'' \\ DI = DE - 2 t \\ = 2.375 - 2 \times 0.154 \\ DI = 2.067 \text{ in} \end{aligned}$$

PUMP		Forces-Lbs.			Moments-Ft. Lbs.		
		F _x	F _y	F _z	M _x	M _y	M _z
1½ x 1 x 6	Suction	300	150	160	100	80	130
	Disch.	180	300	80	60	50	130
3 x 1½ x 6	Suction	400	200	240	150	200	200
	Disch.	220	400	120	80	100	200
3 x 2 x 6	Suction	680	400	500	290	360	390
	Disch.	400	800	250	190	230	380
1½ x 1 x 6	Suction	300	150	160	100	80	130
	Disch.	180	300	80	60	50	130
3 x 1½ x 8	Suction	540	250	370	220	300	300
	Disch.	310	500	180	140	170	300
3 x 2 x 8	Suction	620	350	440	260	330	350
	Disch.	350	700	220	170	210	350
4 x 3 x 8	Suction	730	430	560	300	380	420
	Disch.	420	870	280	200	250	420
2 x 1 x 10	Suction	400	200	240	150	200	200
	Disch.	220	400	120	80	100	200
3 x 1½ x 10	Suction	500	270	340	210	270	270
	Disch.	280	550	170	130	150	270
3 x 2 x 10	Suction	580	320	400	240	320	330
	Disch.	330	640	200	160	200	330
4 x 3 x 10	Suction	700	410	520	300	370	400
	Disch.	400	820	260	200	240	400
6 x 4 x 10	Suction	790	450	600	300	400	450
	Disch.	460	900	300	200	250	450
3 x 1½ x 13	Suction	500	270	300	200	270	270
	Disch.	280	540	150	120	150	270
3 x 2 x 13	Suction	570	310	300	240	210	320
	Disch.	330	620	200	160	180	320
4 x 3 x 13	Suction	700	410	520	300	370	400
	Disch.	400	820	260	200	240	400
6 x 4 x 13	Suction	750	450	600	350	400	400
	Disch.	430	900	300	240	250	400
8 x 6 x 13	Suction	900	550	750	400	450	450
	Disch.	520	1100	320	270	280	450
10 x 8 x 13	Suction	950	600	800	450	550	450
	Disch.	520	1200	400	300	340	450
8 x 6 x 15	Suction	700	400	550	400	450	400
	Disch.	400	800	280	270	280	400
10 x 8 x 15	Suction	950	420	800	450	550	450
	Disch.	520	850	400	300	340	450

Maximum Forces and Moments Based on .005 in. shaft displacement at coupling end. Values given are for F and M acting alone. In combination reduce F and M such that:

$$\frac{\sum F}{\sum F \text{ Allow}} + \frac{\sum M}{\sum M \text{ Allow}} \leq 1.0$$

F.II.17 Cargas permisibles en las boquillas de las bombas (problema 1 flexibilidad).

$$\begin{aligned}
 I &= \frac{\pi}{64} (DE^4 - DI^4) \\
 &= \frac{\pi}{64} (2.375^4 - 2.067^4) \\
 I &= 0.666 \text{ in}^4
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 z &= \frac{I}{DE / 2} \\
 &= \frac{0.666}{2.375 / 2} \\
 z &= 0.561 \text{ in}^3
 \end{aligned}$$

para la tubería de $1\ 1/2'' \phi$ se procede de igual manera:

Las propiedades geométricas para este problema se muestran en la *tabla T.II.3*.

D	[in]	2	1 1/2
DE	[in]	2.375	1.900
t	[in]	0.154	0.145
I	[in ⁴]	0.666	0.310
z	[in ³]	0.561	0.326
R	[in]	3.000	2.250

T.II.3 *Propiedades geométricas de la tubería.
problema 1 (flexibilidad).*

Los codos de radio largo son los normalmente utilizados, y tienen un radio de curvatura de $1\ 1/2$ veces el diámetro nominal de la tubería.

$$R = 1.5 \phi_{\text{nom}}$$

El Pipe Hanger & Engineering, ANVIL INTERNATIONAL, PHDE 4.07 de la *ref. [14]* proporciona valores de las propiedades de los tubos de acero, y se reproducen en el *apéndice A.5* de este trabajo.

Los factores de flexibilidad **k** y de intensificación de esfuerzos **i** se evalúan como se indica en el **ASME B 31.3 appendix D table D-300**, ver *apéndice A.7*, como sigue:

para $2'' \phi$

codo

característica de flexibilidad h:

$$\bar{T} = 0.154 \text{ in}$$

$$r_2 = \frac{DE - \bar{T}}{2}$$

$$= \frac{2.375 - 0.154}{2}$$

$$r_2 = 1.111 \text{ in}$$

$$R_1 = 3.0$$

$$h = \frac{\bar{T} R_1}{r_2^2}$$

$$= \frac{0.154 \times 3.0}{1.115^2}$$

$$h = 0.375$$

factor de flexibilidad k:

$$k = \frac{1.65}{h}$$

$$= \frac{1.65}{0.375}$$

$$k = 4.404$$

factor de intensificación de esfuerzos fuera del plano i_o

$$i_o = \frac{0.75}{h^{2/3}}$$

$$= \frac{0.75}{0.375^{2/3}}$$

$$i_o = 1.443$$

factor de intensificación de esfuerzos dentro del plano i_i

$$i_i = \frac{0.9}{h^{2/3}}$$

$$= \frac{0.9}{0.375^{2/3}}$$

$$i_i = 1.732$$

te

característica de flexibilidad h

$$\begin{aligned}
 h &= 4.4 \frac{\bar{T}}{r_2} \\
 &= 4.4 \frac{0.154}{1.111} \\
 h &= 0.610
 \end{aligned}$$

factor de flexibilidad **k**:

$$k = 1$$

factor de intensificación de esfuerzos fuera del plano **i_o**

$$\begin{aligned}
 i_o &= \frac{0.9}{h^{2/3}} \\
 &= \frac{0.9}{0.610^{2/3}} \\
 i_o &= 1.251
 \end{aligned}$$

factor de intensificación de esfuerzos dentro del plano **i_i**

$$\begin{aligned}
 i_i &= 3/4 i_o + 1/4 \\
 &= 3/4 \times 1.251 + 1/4 \\
 i_i &= 1.188
 \end{aligned}$$

Los resultados se agrupan en la *tabla T.II.4*.

<i>elemento</i>	<i>codo</i>	<i>te</i>
k	4.404	1.000
<i>i_o</i>	1.443	1.251
<i>i_i</i>	1.732	1.188

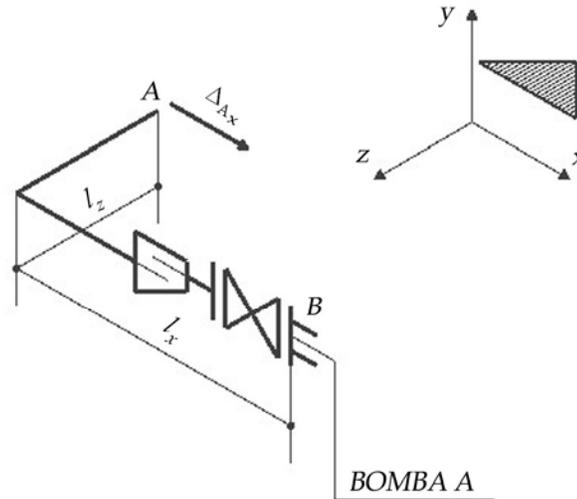
T.II.4 Factores de flexibilidad y de intensificación de esfuerzos

Para 2" ϕ . Problema 1 (flexibilidad)

El método requiere del empleo de factores que indican cuando un accesorio ó elemento tiene mayor ó menor flexibilidad que un tramo recto de tubería:

Q _{tramo recto}	1.0
Q _{codo}	1.11
Q _{valvula}	0.05

Como el método de análisis empleado supone un sistema con solo dos anclajes y sin restricciones intermedias, se considera un arreglo como el mostrado en la *fig. F.II.18* y el efecto del tramo de la tubería eliminado, que conecta al tanque, se considera como un movimiento inicial en el anclaje, además del movimiento inicial que el tanque transmite a la tubería. La sección de la tubería eliminada, que conecta a la otra bomba, es simétrica y por lo tanto se encuentra bajo las mismas condiciones que la analizada.



F.II.18 Arreglo equivalente al del sistema tanque-bomba para hacer el análisis de esfuerzos, ver *fig. F.II.16*.

$$\Delta x_A = 0.030 + 4.92 \times 0.952 \times 10^{-2}$$

$$\Delta x_A = 0.077 \text{ in}$$

EVALUACIÓN DE LA EXPANSIÓN TÉRMICA
(ver II.2.1 y la *fig. F.II.18*)

<i>longitud de la tubería</i>	<i>movimientos iniciales</i>	
	A	B
$l_x = 4.92 \text{ ft}$	$\Delta x_A = 0.077 \text{ in}$	$\Delta x_B = 0.0 \text{ in}$
$l_y = 0.0 \text{ ft}$	$\Delta y_A = 0.0 \text{ in}$	$\Delta y_B = 0.0 \text{ in}$
$l_z = 5.74 \text{ ft}$	$\Delta z_A = 0.0 \text{ in}$	$\Delta z_B = 0.0 \text{ in}$

Se observa que tanto en las longitudes de la tubería como en los movimientos iniciales el signo está de acuerdo al sistema cartesiano del arreglo.

- 1) se identifican **A** y **B**
- 2) se traslada el origen de coordenadas al punto **A**

3) sumando los movimientos iniciales de los puntos terminales del sistema:

$$\begin{aligned}\Delta x_0 &= \Delta x_A - \Delta x_B \\ &= 0.077 - 0.0 \\ \Delta x_0 &= 0.077 \text{ in}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta y_0 &= \Delta y_A - \Delta y_B \\ &= 0.0 - 0.0 \\ \Delta y_0 &= 0.0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta z_0 &= \Delta z_A - \Delta z_B \\ &= 0.0 - 0.0 \\ \Delta z_0 &= 0.0\end{aligned}$$

4) se calculan los movimientos por expansión térmica de la tubería:

$$\begin{aligned}d_x &= l_x \alpha \\ &= 4.92 \times 0.952 \times 10^{-2} \\ d_x &= 0.047 \text{ in}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_y &= l_y \alpha \\ &= 0.0 \times 0.952 \times 10^{-2} \\ d_y &= 0.0 \text{ in}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}d_z &= l_z \alpha \\ &= 5.74 \times 0.952 \times 10^{-2} \\ d_z &= 0.055 \text{ in}\end{aligned}$$

5) se evalúa la expansión térmica del sistema:

$$\begin{aligned}\Delta x &= \Delta x_0 + d_x \\ &= 0.077 + 0.047 \\ \Delta x &= 0.125 \text{ in} = 0.0104 \text{ ft}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta y &= \Delta y_0 + d_y \\ &= 0.0 + 0.0 \\ \Delta y &= 0.0 \text{ in} = 0.0 \text{ ft}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta z &= \Delta z_0 + d_z \\ &= 0.0 + 0.055 \\ \Delta z &= 0.055 \text{ in} = 0.0046 \text{ ft}\end{aligned}$$

El método requiere que los valores de la expansión térmica al introducirse a la máquina estén en *ft* y que sean multiplicados por el módulo de elasticidad en frío E_c , por el momento de inercia I y divididos entre **144**.

$$\frac{E_c I_2}{144} = \frac{27.9 \times 10^6 \times 0.666}{144} = 129\,038$$

$$\frac{E_c I_2}{144} \Delta x = 129\,038 \times 0.0104 = 1\,243$$

$$\frac{E_c I_2}{144} \Delta y = 129\,038 \times 0.0 = 0$$

$$\frac{E_c I_2}{144} \Delta z = 129\,038 \times 0.0046 = 588$$

El momento de inercia empleado es el de la tubería de $2''\phi$, por lo que el valor de Q de todos los tramos de $1\,1/2''\phi$ han de ser multiplicados por el siguiente factor:

$$\frac{I_2}{I_{1\,1/2}} = \frac{0.666}{0.310} = 2.148$$

para el tramo 5 (4 → 5)

$$Q = 1.0 \times 2.148$$

$$Q = 2.148$$

para el tramo 6 (5 → 6)

$$Q = 0.05 \times 2.148$$

$$Q = 0.107$$

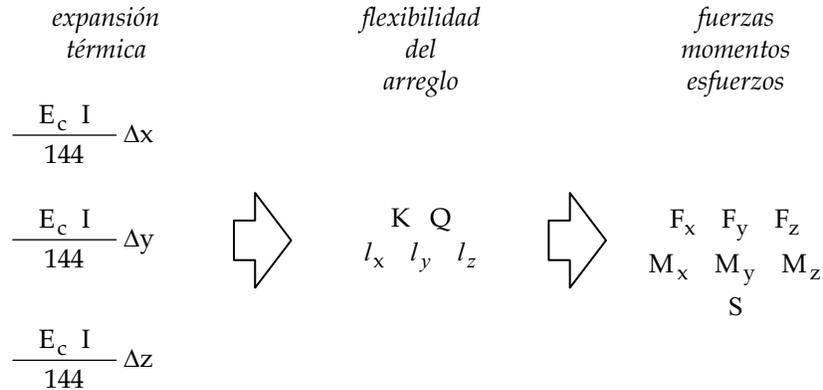
Si el valor del momento de inercia empleado en $E_c I/144$ hubiera sido el de la tubería de $1\,1/2''\phi$, los valores de Q de los tramos de tubería de $2''\phi$ hubieran tenido que afectarse por el factor obtenido al dividir el momento de inercia de la tubería de $1\,1/2''\phi$ entre el de la de $2''\phi$.

El método de análisis empleado es bastante complejo, que para su explicación se requeriría un trabajo por separado, por lo que queda fuera del alcance del presente.

En la *sección II.2* se menciona, como la expansión térmica al actuar sobre la flexibilidad de un arreglo, produce fuerzas y momentos sobre los anclajes y esfuerzos en la tubería.

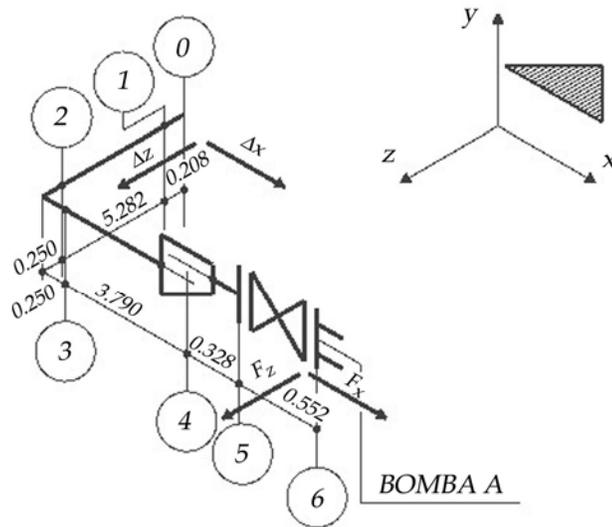
El módulo de la sección y el momento de inercia son valores de la rigidez del sistema y por lo tanto sus inversos son indicadores de la flexibilidad. Es por esto que en el método empleado, es válido usar estos valores dentro de la expansión térmica.

Los momentos se evalúan a partir de las fuerzas obtenidas, y los esfuerzos a partir de los momentos, considerando el módulo de la sección de la tubería, y como los factores de intensificación de esfuerzos.



La *fig. F.II.19* muestra el arreglo a analizar, donde se indica la expansión térmica (el movimiento que tendría **A** considerando a **B** fija), los puntos de interés sobre la tubería y las fuerzas que se producen

En la *tabla T.II.5* aparecen los datos de cada uno de los elementos en que se divide la tubería (punto considerado al anterior) para hacer el análisis de esfuerzos, y los resultados de cada uno de los puntos.



F.II.19 Se muestra la expansión térmica, los puntos de interés y las fuerzas originadas por la exp. térmica del sistema equivalente tanque-bombas (1^{er} análisis)

	0	1	2	3	4	5	6
datos							
k	---	1.0	1.0	4.404	1.0	1.0	1.0
Q	---	1.0	1.0	1.11	1.0	2.148	0.107
X	0.0	0.0	0.0	0.250	4.040	4.368	4.920
Y	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Z	0.0	0.2080	5.490	5.740	5.740	5.740	5.740
resultados							
Z	0.561	0.561	0.561	0.561	0.326	0.326	0.326
I	1.251	1.000	1.732	1.732	1.000	1.000	1.000
F_X	-61						61
F_Y	0						0
F_Z	-65						65
M_X	0	0	0	0	0	0	0
M_Y	200	187	-135	-134	113	134	170
M_Z	0	0	0	0	0	0	0
S_E	14 363	13 451	5 012	4 973	4 154	4 941	6 266

T.II.5 Datos y resultados del primer análisis de flexibilidad.
problema 1 (flexibilidad)

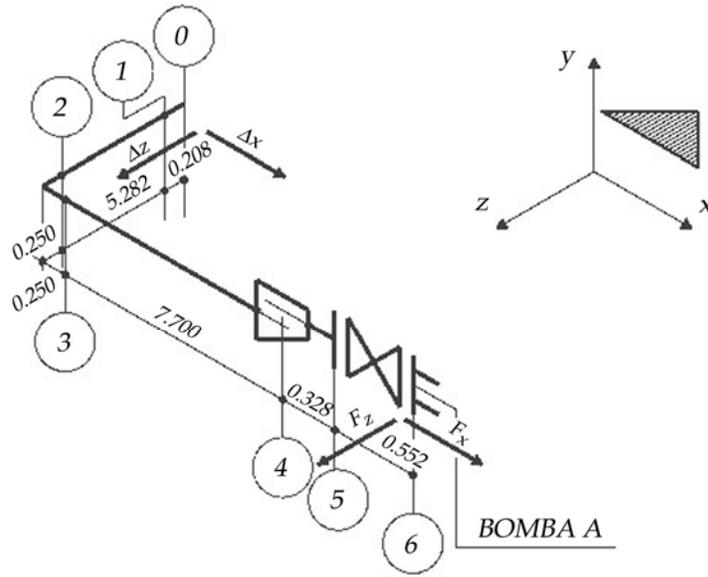
Se observa que el momento M_Y sobrepasa al valor permisible en la boquilla de la succión de la bomba (ver pto. 6 de la tabla T.II.2).

$$M_Y = 170 > M_{Y \text{ perm}} = 80$$

Las fuerzas y los esfuerzos no representan problema, pues ninguno sobrepasa los valores permisibles.

De la configuración se observa que si se da mayor flexibilidad a la pierna del eje X, se reduce la fuerza F_Z , y por consiguiente el momento M_Y , por lo que se incrementa el tramo de tubería de 4.92 a 8.83 ft como se muestra en la fig. F.II.20.

En la tabla T.II.6 se anotan los datos de la nueva configuración y los resultados del análisis de esfuerzos. Se nota que todos los cálculos previos hechos para el análisis de la primera configuración son los mismos, la evaluación de la expansión térmica difiere un poco en los valores para su evaluación pero el resultado es el mismo, por lo tanto lo único que se reconsidera es la geometría del nuevo arreglo.



F.II.19 Se muestra la expansión térmica, los puntos de interés y las fuerzas originadas por la exp. térmica del sistema equivalente tanque-bombas (2º análisis)

	0	1	2	3	4	5	6
datos							
k	---	1.0	1.0	4.404	1.0	1.0	1.0
Q	---	1.0	1.0	1.11	1.0	2.148	0.107
X	0.0	0.0	0.0	0.250	7.950	8.278	8.830
Y	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Z	0.0	0.208	5.490	5.740	5.740	5.740	5.740
resultados							
z	0.561	0.561	0.561	0.561	0.326	0.326	0.326
I	1.251	1.000	1.732	1.732	1.000	1.000	1.000
F_x	-47						47
F_y	0						0
F_z	-19						19
M_x	0	0	0	0	0	0	0
M_y	172	163	-86	-93	59	65	76
M_z	0	0	0	0	0	0	0
S_E	12 451	11 716	3 195	3 450	2 175	2 414	2 816

T.II.6 Datos y resultados del segundo análisis de flexibilidad.

Las fuerzas y los momentos sobre las boquillas en las succiones de las bombas y los esfuerzos sobre la tubería son menores que los permisibles.

$$\begin{aligned}
 F_x &= 47 < F_{x \text{ perm}} = 160 \\
 F_y &= 0 < F_{y \text{ perm}} = 150 \\
 F_z &= 19 < F_{z \text{ perm}} = 300 \\
 M_x &= 0 < M_{x \text{ perm}} = 130 \\
 M_y &= 0 < M_{y \text{ perm}} = 80 \\
 M_z &= 0 < M_{z \text{ perm}} = 100
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{\sum F}{\sum F_{\text{perm}}} + \frac{\sum M}{\sum M_{\text{perm}}} &= \frac{47 + 0 + 19}{160 + 150 + 300} + \frac{0 + 72 + 0}{130 + 80 + 100} \\
 \frac{\sum F}{\sum F_{\text{perm}}} + \frac{\sum M}{\sum M_{\text{perm}}} &= 0.340 < 1.0
 \end{aligned}$$

$$S_E \text{ de cada punto} < S_A = 30\,000$$

$$F [lb] \quad M [lb \text{ ft}] \quad S [psi]$$

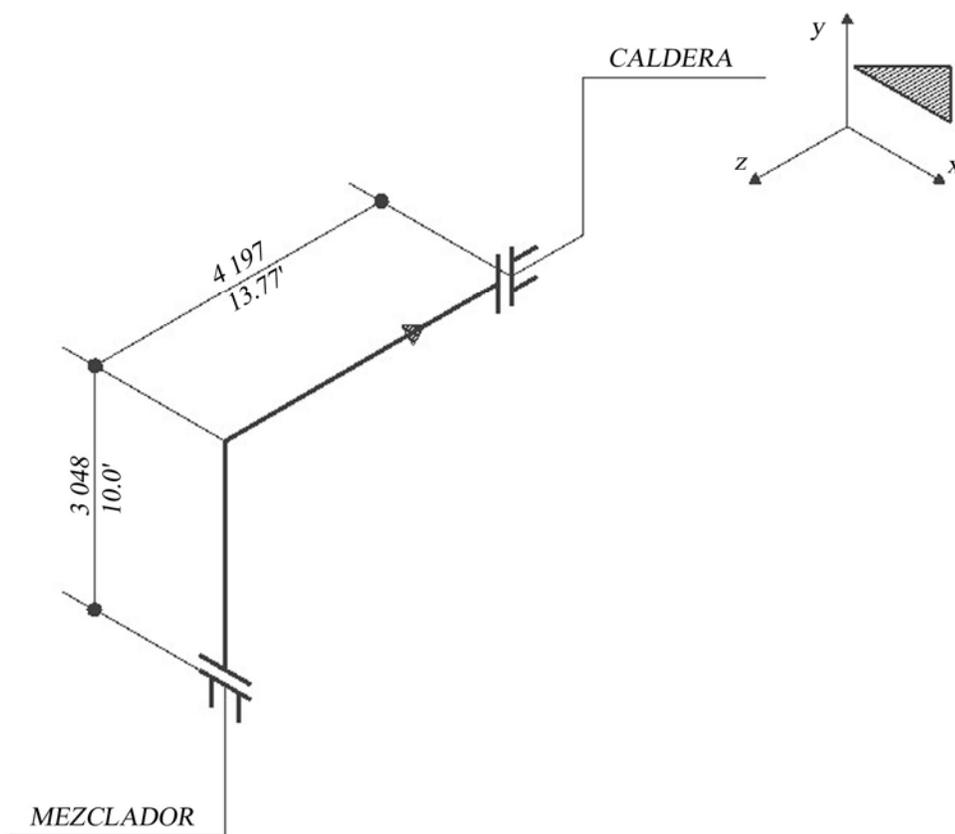
Se observa que solo se consideraron las cargas sobre las bombas. Esto se debe a que son equipos rotatorios y sus cargas permisibles son mucho menores a las de un recipiente.

Se concluye que la nueva configuración mostrada con línea punteada en la *fig F.II.16* es adecuada desde el punto de vista de análisis de esfuerzos.

Los soportes recomendados, son 4 soportes de pie deslizables (permiten cualquier movimiento en el plano Y) 2 inmediatamente a un lado de las reducciones, sobre el tubo y otros 2 inmediatamente después del codo en el eje Z. Estos soportan la tubería, aún en el mantenimiento a las válvulas ó bombas.

II.3.2.2 PROBLEMA DE FLEXIBILIDAD 2 MEZCLADOR-CALDERA.

El sistema mostrado en la *fig. F.II.21* corresponde a una línea que conecta un mezclador con una caldera.



F.II.21 Arreglo que muestra la tubería que conecta a un mezclador con una caldera.

El método de análisis empleado en este problema es un método formal, "CAESAR II", método matricial que utiliza las rigideces de la tubería para resolver el sistema.

Los datos del fluido y de la tubería, la temperatura de operación, la presión de diseño, el aislamiento, y la corrosión permisible son:

<i>fluido</i>	gas
<i>tubería</i>	36" ϕ / espesor 0.312"
<i>material</i>	ASTM A-409 Tipo 304L
<i>temperatura de operación</i>	216° C = 421° F
<i>temperatura ambiente</i>	21° C = 70° F
<i>presión de diseño</i>	3 bars = 43 psig
<i>aislamiento</i>	silicato de calcio 2 1/2" esp.
<i>corrosión permisible</i>	0.0625 in

Las cargas permisibles en las boquillas del mezclador y de la caldera se muestran en la *tabla T.II.7*

mezclador	
$F_X = 8\ 000$	$M_X = 36\ 000$
$F_Y = 10\ 000$	$M_Y = 40\ 000$
$F_Z = 8\ 000$	$M_Z = 36\ 000$
caldera	
$F_X = 2\ 200$	$M_X = 22\ 200$
$F_Y = 2\ 200$	$M_Y = 22\ 200$
$F_Z = 3\ 300$	$M_Z = 33\ 200$
F [lb] M [lb-ft]	

T.II.7 Cargas permisibles en las boquillas del mezclador y de la caldera.
Problema 2 flexibilidad (**mezclador-caldera**)

El módulo de elasticidad en frío E_c , los esfuerzos en frío S_c y en caliente S_h , así como el esfuerzo permisible S_A , los evalúa el programa.

El programa considera el material, las características geométricas del arreglo para evaluar las propiedades de la tubería, I , Z , y R además calcula el factor de flexibilidad k y los factores de intensificación de esfuerzos i_i , i_o .

El programa realiza 3 tipos de análisis, considerando 3 combinaciones de cargas: (ver reporte de *datos y resultados* del *problema 2 MEZCLADOR-CALDERA*)

- Case 1 (OPE) W+DIS+T1+P1
Este análisis considera la condición de operación, cargas sostenidas y no sostenidas.
- case 2 (SUS) W+P1
Este análisis considera el peso de la tubería y la presión es decir, las cargas sostenidas.
- case 3 (EXP) D3=D1-D2
Este análisis considera el efecto de los desplazamientos y de la expansión térmica es decir, las cargas no sostenidas.

CARGAS:

- | | | |
|-------|----------------------------------|--------------------|
| • W | <i>peso</i> | carga sostenida |
| • DIS | <i>desplazamientos iniciales</i> | carga no sostenida |
| • T1 | <i>temperatura</i> | carga no sostenida |
| • P1 | <i>presión</i> | carga sostenida |

Los reportes que arroja cada análisis son:

- DISPLACEMENT REPORT, *Nodal Movements*

(movimientos de los nodos)

indica los movimientos de translación y de rotación de los nodos (puntos de interés en la configuración), producidos por las cargas.

- **RESTRAINT REPORT**, *Loads on Restraints*
(cargas en las restricciones)
indica las fuerzas y momentos sobre los anclajes y restricciones producidos por las cargas externas.
- **FORCE/STRESS REPORT**, *Forces on Elements*
(fuerzas en los elementos)
indica las fuerzas y momentos en los elementos que conforman la configuración y los factores de intensificación de esfuerzos, los esfuerzos en los elementos y los esfuerzos permisibles.
- **STRESS SUMMARY**
(resumen de esfuerzos)
indica un resumen de los esfuerzos máximos.
(se omite por ser de poco interés práctico)
- **STRESS REPORT**, *Stresses on Elements*
(esfuerzos en los elementos)
indica los esfuerzos de flexión, de torsión, los factores de intensificación de esfuerzos, los esfuerzos en los elementos y los esfuerzos permisibles.

los esfuerzos que aparecen en los reportes

FORCE/STRESS REPORT, *Forces on Elements*

STRESS REPORT, *Stresses on Elements*

dependen del tipo de análisis considerado

Un análisis de esfuerzos consiste en evaluar las fuerzas y los momentos en las boquillas de los equipos y en las restricciones, y los esfuerzos en la tubería. De los análisis hechos por el "CAESAR II" los reportes de interés son:

FUERZAS Y MOMENTOS

- **case 1 (OPE) W+DIS+T1+P1**
RESTRAINT REPORT, *Loads on Restraints*
Son las fuerzas y momentos productos de cargas sostenidas y no sostenidas, por lo que tienden a disminuir con el paso del tiempo, pero éstas se presentan en su totalidad en algún momento (al principio) y pueden dañar alguna estructura poco flexible, la boquilla de un equipo ó desbalancear un equipo rotatorio por lo que éstas no deben exceder las cargas permisibles.

ESFUERZOS

- **case 2 (SUS) W + P1**
FORCE/STRESS REPORT, *Forces on Elements*
STRESS REPORT, *Stresses on Elements*
Los esfuerzos que aparecen en estos reportes son:

CODE STRESS. es el esfuerzo longitudinal S_l que aparece por el efecto de la cargas sostenidas y es igual al esfuerzo de flexión S_b más el esfuerzo axial S_x .

$$S_l = S_b + S_x$$

ALLOWABLE STRESS. es el esfuerzo permisible S_h .

$$S_l < S_h$$

- **case 3 (EXP) D3(EXP) = D1-D2**

FORCE/STRESS REPORT, Forces on Elements

STRESS REPORT, Stresses on Elements

Los esfuerzos que aparecen en estos reportes son:

CODE STRESS. es el esfuerzo que aparece por el efecto de la expansión térmica y está dado por:

$$SE = \sqrt{S_b^2 + 4 S_t^2}$$

ALLOWABLE STRESS. es el esfuerzo permisible S_A mas el esfuerzo aditivo S_{AD} .

$$S_A = f (1.25 S_c + 0.25 S_h)$$

$$S_{AD} = S_h - S_l$$

$$SE < S_A + S_{AD}$$

Los reportes de los **casos 2 y 3 FORCE/STRESS REPORT, Forces on Elements** ayudan a determinar que fuerzas producen los momentos y que momentos producen los esfuerzos.

Las fuerzas y momentos sobre el mezclador y sobre la caldera que aparecen en el *reporte RESTRAINT REPORT Loads on Restraints case 1* sobrepasan los valores permisibles, mostrados en la *tabla T.II.7 (ver fig. F.II.22)*.

Los esfuerzos por cargas sostenidas S_l mostrados en los reportes **FORCE/STRESS REPORT, Forces on Elements** y **STRESS REPORT, Stresses on Elements, case 2**, no tienen problema, son menores que el esfuerzo permisible S_h .

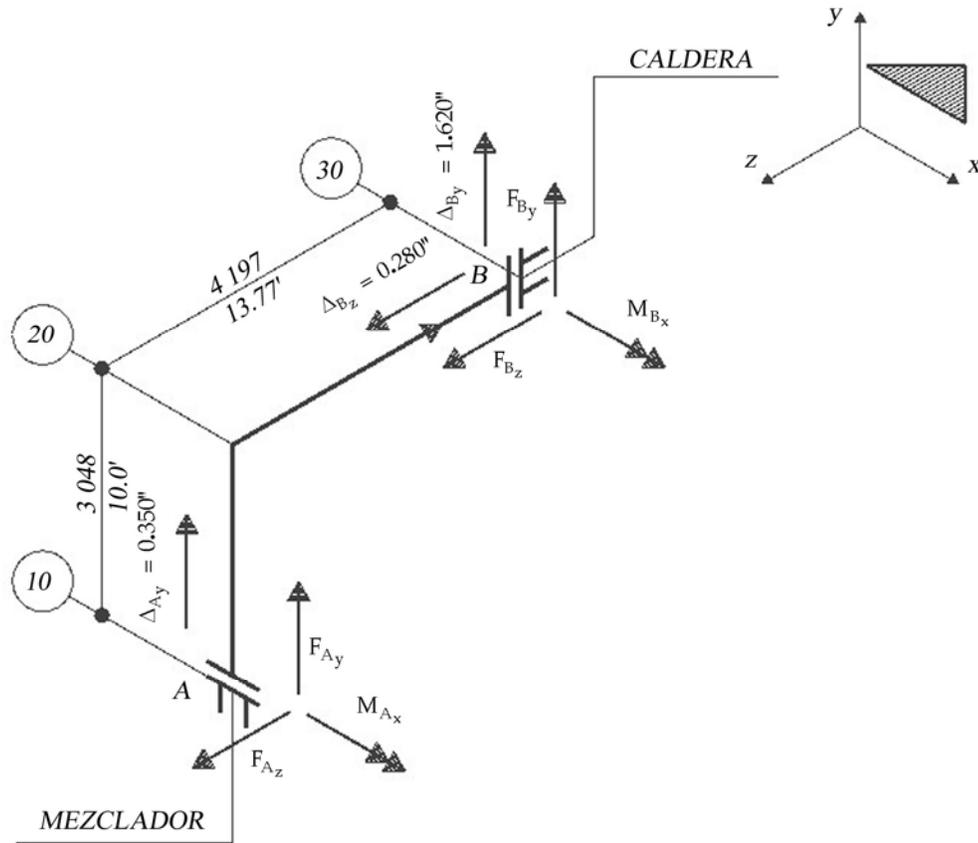
$$S_l < S_h$$

Los esfuerzos por cargas no sostenidas SE mostrados en los *reportes FORCE/STRESS REPORT, Forces on Elements* y **STRESS REPORT, Stresses on Elements, case 3**, no tienen problema, son menores que el esfuerzo permisible $S_A + S_{AD}$; excepto el esfuerzo del punto 20.

$$SE < S_A + S_{AD}$$

punto 20

$$SE = 45\,183 > S_A + S_{AD} = 38\,142$$



F.II.22 Fig. que muestra los movimientos iniciales, los puntos de interés y las fuerzas y momentos originados por las cargas, del sistema mezclador-caldera. (considerar la relación signo-sentido).

El arreglo propuesto tiene problemas de expansión térmica. Debido a la magnitud de las fuerzas y momentos, resolver el problema por medio de un cambio de arreglo resulta inadecuado pues se requeriría adicionar largos tramos de tubería, lo que sería costoso y presentaría problemas de espacio.

Se concluye que no es conveniente resolver el problema de flexibilidad por medio de métodos convencionales.

La solución de este problema se trata en el capítulo IV problema 2.

C A E S A R II VERS 3.22 JOBNAME:PROB-2 AUG 11,2001 7:01pm

PIPE DATA

From 10 To 20 DY= 10.000 ft.

PIPE

Dia= 36.000 in. Wall= .312 in. Insul= 2.500 in. Cor= .0625 in
GENERAL

T1= 421 F P1= 58.0000 lb./sq.in. Mat= (6)AUSTENITIC STAINLESS
E= 28,300,000 lb./sq.in. v = .292 Density= .2893 lb./cu.in.
Insul= .0140 lb./cu.in.

BEND at "TO" end

Radius= 54.000 in. (LONG) Bend Angle= 90.000

RESTRAINTS

Node 10 ANC Cnode 1010

DISPLACEMENTS

Node 1010 DX= .000 in. DY= .350 in. DZ= .000 in.
RX= .000 RY= .000 RZ= .000

ALLOWABLE STRESSES

B31.3 (1993) Sc= 16,700 lb./sq.in. Sh1= 15,590 lb./sq.in.

From 20 To 30 DZ= -13.770 ft.

PIPE

Dia= 36.000 in. Wall= .312 in. Insul= 2.500 in.

RESTRAINTS

Node 30 ANC Cnode 1030

DISPLACEMENTS

Node 1030 DX= .000 in. DY= 1.620 in. DZ= .280 in.
RX= .000 RY= .000 RZ= .000

CAESAR II Ver 3.22 Job: PROB-2 Date AUG 11,2001 Time19: 1 Page: 1

DISPLACEMENT REPORT, Nodal Movements
CASE 1 (OPE) W+DIS+T1+P1

NODE	-----Translations (in.)-----			-----Rotations (deg.)-----		
	DX	DY	DZ	RX	RY	RZ
10	0.0000	0.3500	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
20	0.0000	1.4041	0.6440	0.1833	0.0000	0.0000
30	0.0000	1.6200	0.2800	0.0000	0.0000	0.0000
1010	0.0000	0.3500	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
1030	0.0000	1.6200	0.2800	0.0000	0.0000	0.0000

CAESAR II Ver 3.22 Job: PROB-2 Date AUG 11,2001 Time19: 1 Page: 2

RESTRAINT REPORT, Loads on Restraints
CASE 1 (OPE) W+DIS+T1+P1

NODE	----- Forces (lb.) -----			----- Moments (ft.lb.) -----			
	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ	TYPE
10	0	26030	101146	891824	0	0	Rigid ANC
30	0	-29792	-101146	513283	0	0	Rigid ANC
1010	0	26030	101146	891824	0	0	Displ Reac
1030	0	-29792	-101146	513283	0	0	Displ Reac

CAESAR II Ver 3.22 Job: PROB-2 Date AUG 11,2001 Time19: 1 Page: 3

FORCE/STRESS REPORT, Forces on Elements
CASE 1 (OPE) W+DIS+T1+P1

DATA POINT	----- Forces (lb.) -----			----- Moments (ft.lb.) -----			(lb./sq.in.)			
	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ	SIFI	SIFO	RESULT	ALLOW
10	0	-26029	-101145	-891824	0	0	1.00	1.00	36961	0
20	0	28194	101145	-244516	0	0	4.75	3.96	46293	0
20	0	-28194	-101145	244516	0	0	1.00	1.00	10744	0
30	0	29791	101145	-513282	0	0	1.00	1.00	21168	0

CAESAR II Ver 3.22 Job: PROB-2 Date AUG 11,2001 Time19: 1 Page: 5

STRESS REPORT, Stresses on Elements
CASE 1 (OPE) W+DIS+T1+P1

ELEMENT NODES	-Stress (lb./sq.in.)-		-- (lb./sq.in.) --				
	BENDING STRESS	TORSION STRESS	SIF'S IN/OUT PLANE		STRESS	ALLOWABLE STRESS	%
10	34588	0	1.000/	1.000	36961	0	0
20	45031	0	4.749/	3.957	46293	0	0
20	9483	0	1.000/	1.000	10745	0	0
30	19906	0	1.000/	1.000	21168	0	0

CAESAR II Ver 3.22 Job: PROB-2 Date AUG 11,2001 Time19: 1 Page: 6

DISPLACEMENT REPORT, Nodal Movements
CASE 2 (SUS) W+P1

NODE	-----Translations(in.)----			-----Rotations(deg.)-----		
	DX	DY	DZ	RX	RY	RZ
10	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
20	0.0000	-0.0010	-0.0001	0.0002	0.0000	0.0000
30	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
1010	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
1030	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

CAESAR II Ver 3.22 Job: PROB-2 Date AUG 11,2001 Time19: 1 Page: 7

RESTRAINT REPORT, Loads on Restraints
CASE 2 (SUS) W+P1

NODE	----- Forces (lb.) ----			----- Moments (ft.lb.) --			
	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ	TYPE
10	0	-2412	502	2737	0	0	Rigid ANC
30	0	-1350	-502	4283	0	0	Rigid ANC
1010	0	-2412	502	2737	0	0	Displ Reac
1030	0	-1350	-502	4283	0	0	Displ Reac

CAESAR II Ver 3.22 Job: PROB-2 Date AUG 11,2001 Time19: 1 Page: 8

FORCE/STRESS REPORT, Forces on Elements
CASE 2 (SUS) W+P1

DATA POINT	-----Forces (lb.)---			-Moments (ft.lb.)-					(lb./sq.in.)	
	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ	SIFI	SIFO	CODE	ALLOW
10	0	2412	-501	-2736	0	0	1.00	1.00	2094	15590
20	0	-247	501	825	0	0	4.75	3.96	2220	15590
20	0	247	-501	-825	0	0	1.00	1.00	2070	15590
30	0	1349	501	-4283	0	0	1.00	1.00	2237	15590

CAESAR II Ver 3.22 Job: PROB-2 Date AUG 11,2001 Time19: 1 Page:10

STRESS REPORT, Stresses on Elements
CASE 2 (SUS) W+P1

ELEMENT NODES	-Stress (lb./sq.in.)-		-- (lb./sq.in.)--				
	BENDING STRESS	TORSION STRESS	SIF'S IN/OUT PLANE	CODE STRESS	ALLOWABLE STRESS	%	
10	132	0	1.000/ 1.000	2095	15590	13	
20	189	0	4.749/ 3.957	2220	15590	14	
20	40	0	1.000/ 1.000	2071	1559	13	
30	207	0	1.000/ 1.000	2238	15590	14	

CAESAR II Ver 3.22 Job: PROB-2 Date AUG 11,2001 Time19: 1 Page:11

DISPLACEMENT REPORT, Nodal Movements
CASE 3 (EXP) D3 (EXP)=D1-D2

NODE	-----Translations (in.)-----			-----Rotations (deg.)-----		
	DX	DY	DZ	RX	RY	RZ
10	0.0000	0.3500	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
20	0.0000	1.4051	0.6440	0.1830	0.0000	0.0000
30	0.0000	1.6200	0.2800	0.0000	0.0000	0.0000
1010	0.0000	0.3500	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
1030	0.0000	1.6200	0.2800	0.0000	0.0000	0.0000

CAESAR II Ver 3.22 Job: PROB-2 Date AUG 11,2001 Time19: 1 Page:12

RESTRAINT REPORT, Loads on Restraints
CASE 3 (EXP) D3 (EXP)=D1-D2

NODE	----- Forces (lb.) -----			----- Moments (ft.lb.) -----			
	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ	TYPE
10	0	28442	100644	889088	0	0	Rigid ANC
30	0	-28442	-100644	509000	0	0	Rigid ANC
1010	0	28442	100644	889088	0	0	Displ Reac
1030	0	-28442	-100644	509000	0	0	Displ Reac

CAESAR II Ver 3.22 Job: PROB-2 Date AUG 11,2001 Time19: 1 Page:13

FORCE/STRESS REPORT, Forces on Elements
CASE 3 (EXP) D3 (EXP)=D1-D2

DATA POINT	-----Forces (lb.)-----			-Moments (ft.lb.)-				lb./sq.in.)		
	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ	SIFI	SIFO	CODE	ALLOW
10	0	-28442	-100644	-889088	0	0	1.00	1.00	34481	38267
20	0	28442	100644	-245341	0	0	4.75	3.96	45183	
38142*										
20	0	-28442	-100644	245341	0	0	1.00	1.00	9515	38291
30	0	28442	100644	-509000	0	0	1.00	1.00	19740	38124

CAESAR II Ver 3.22 Job: PROB-2 Date AUG 11,2001 Time19: 1 Page:15

STRESS REPORT, Stresses on Elements
CASE 3 (EXP) D3 (EXP)=D1-D2

ELEMENT NODES	-Stress (lb./sq.in.)-		-- (lb./sq.in.) --				
	BENDING STRESS	TORSION STRESS	SIF'S IN/OUT PLANE	CODE STRESS	ALLOWABLE STRESS	%	
10	34481	0	1.000/ 1.000	34481	38268	90	
20	45183	0	4.749/ 3.957	45183	38142	118*	
20	9515	0	1.000/ 1.000	9515	38292	25	
30	19740	0	1.000/ 1.000	19740	38125	52	

III TIPOS DE JUNTAS DE EXPANSIÓN Y SU APLICACIÓN

III.1 DEFINICIÓN DE JUNTA DE EXPANSIÓN

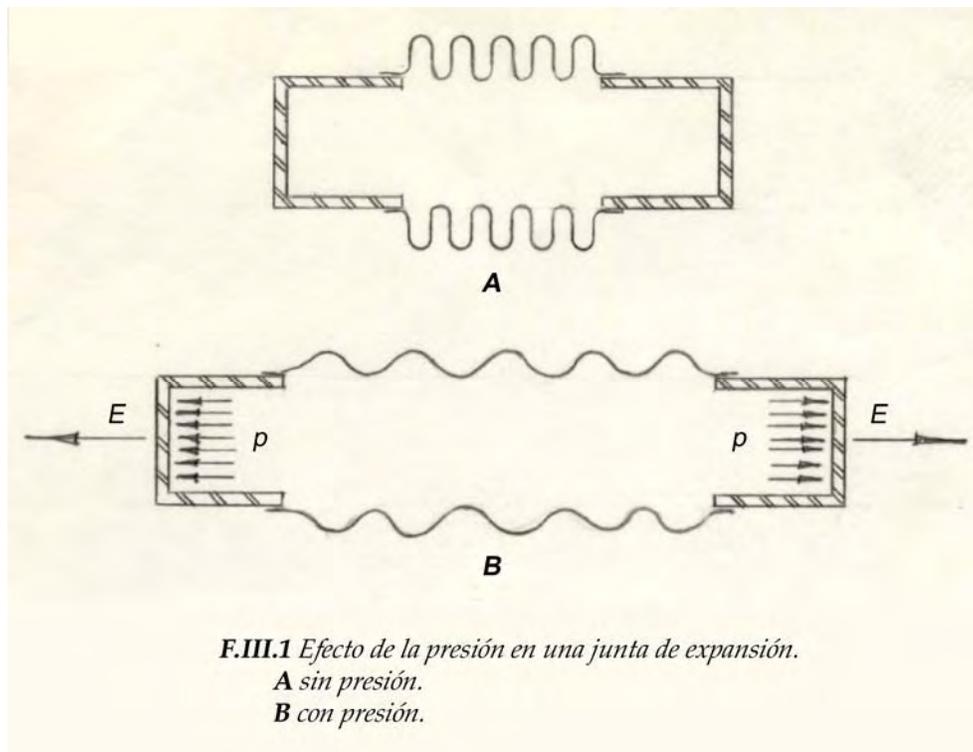
La función principal de los recipientes a presión es la de contener algún fluido con una presión distinta a la atmosférica.

La tubería es un caso particular de los recipientes a presión, y al resistir un tubo la presión, se producen en el sentido radial los esfuerzos circunferenciales y en el axial los esfuerzos longitudinales, como se describe en la sección II.1.6 y se ilustra en la fig. F.II.9.

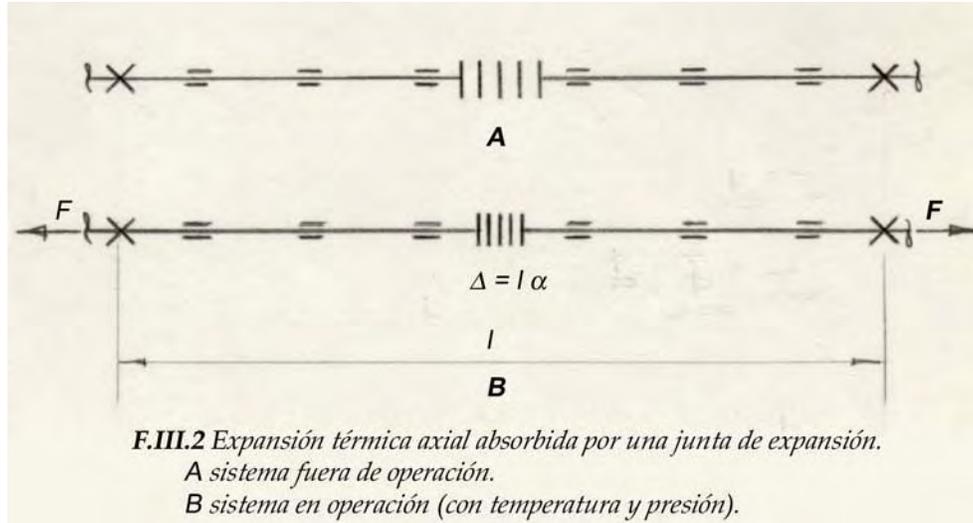
Una junta de expansión es un accesorio que consta de un elemento flexible llamado fuelle, que es un tubo de pared delgada con corrugaciones ó protuberancias dispuestas a manera de acordeón.

Una junta de expansión es un caso especial de los recipientes a presión, pues es capaz de resistir la presión en el sentido radial ó circunferencial (ver IV.2.2), pero no en el sentido axial, ya que se deforma. Es precisamente la característica de la flexibilidad en el sentido axial, la principal ventaja del accesorio.

La fig. F.III.1 muestra el efecto de la presión en una junta de expansión al funcionar como un recipiente a presión.

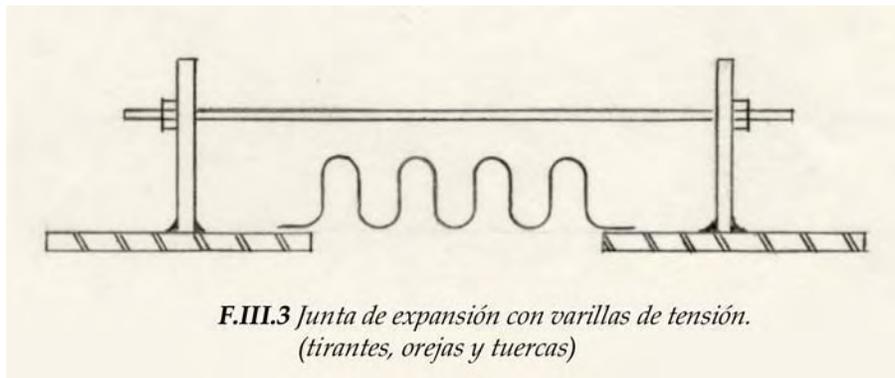


Si se tiene una junta de expansión en un tramo recto y largo de tubería con anclajes y guías a cierta distancia como se muestra en la *fig. F.III.2* la junta absorbe los incrementos de longitud de la línea entre los anclajes, que por expansión térmica se presentan, gracias a la flexibilidad del accesorio. Las fuerzas que se originen por la presión son resistidas por los anclajes.



Para la simbología de las juntas ver *fig. F.III.17*.

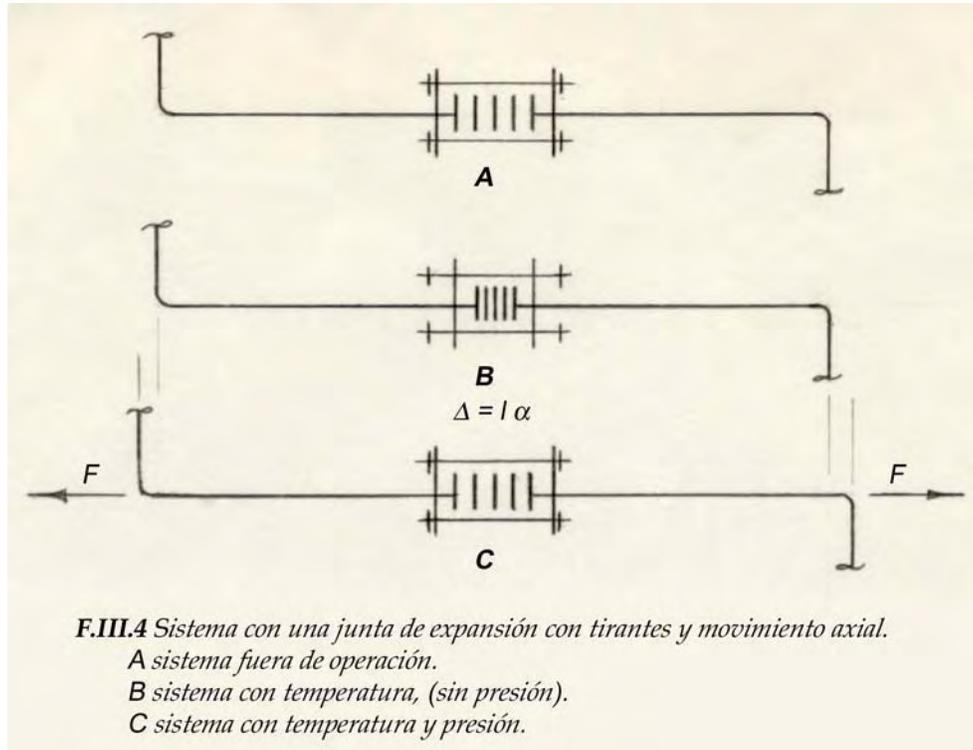
Los tirantes ó varillas de tensión de las juntas de expansión son barras que unen los extremos de éstas por medio de orejas (placas con barrenos) y tuercas, como se aprecia en la *fig. F.III.3*.



Si se emplea una junta de expansión con tirantes en lugar de anclajes *fig. F.III.4a* y se consideran por separado los fenómenos de la expansión térmica y el de la presión, se tiene que:

Tomando primero el efecto de la expansión térmica la junta absorbe el incremento de longitud del tramo de tubería considerado, como se ve en la *fig. F.III.4b*.

Al entrar la presión se produce el empuje que obliga al fuelle a extenderse, como se aprecia en la *fig. F.III.4c*, pero las tuercas de las varillas de tensión solo permiten la deformación hasta que el fuelle recupera sus dimensiones originales, pues en esa posición se colocaron las tuercas en las varillas, que sirven como tope.



Al resistir los tirantes los empujes por presión, el fuelle pierde la posibilidad de absorber la expansión térmica en el sentido axial.

A pesar de que los fuelles solo tienen flexibilidad en el sentido axial se puede conseguir que éstos absorban pequeños movimientos angulares ó laterales debido a que los movimientos en las corrugaciones pueden ser de compresión ó extensión.

El tipo de juntas con varillas de tensión ó algún otro dispositivo mecánico que sirva para resistir los empujes por presión, se emplean para absorber movimientos angulares ó laterales.

Resumiendo, una junta de expansión tiene un fuelle con corrugaciones, capaz de resistir la presión en el sentido radial, pero no en el axial puesto que es flexible en ese sentido. Puede absorber movimientos axiales relativamente grandes, pero se deben emplear anclajes que resistan los empujes por presión. Absorbe pequeños movimientos laterales y angulares al si se emplean elementos mecánicos que resistan los empujes por presión. Si se hacen arreglos adecuados se puede conseguir que el sistema absorba grandes movimientos.

III.2 GEOMETRÍA DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN

Una junta esta compuesta de 3 elementos principales:

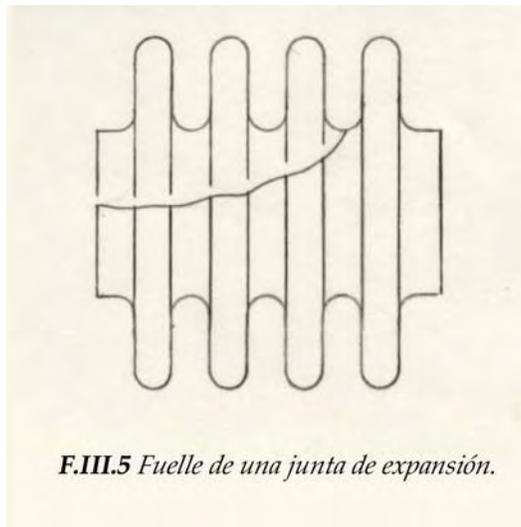
- *elemento flexible*
- *extremos*
- *herrajes*

Una junta esta determinada por estos 3 componentes y dependiendo del número de fueles del tipo de extremos y de herrajes así como su acomodo, determinan el tipo de junta.

En esta sección solo se trata en forma aislada los componentes y se deja para la sección **III.4** el uso de los componentes para algunas aplicaciones específicas

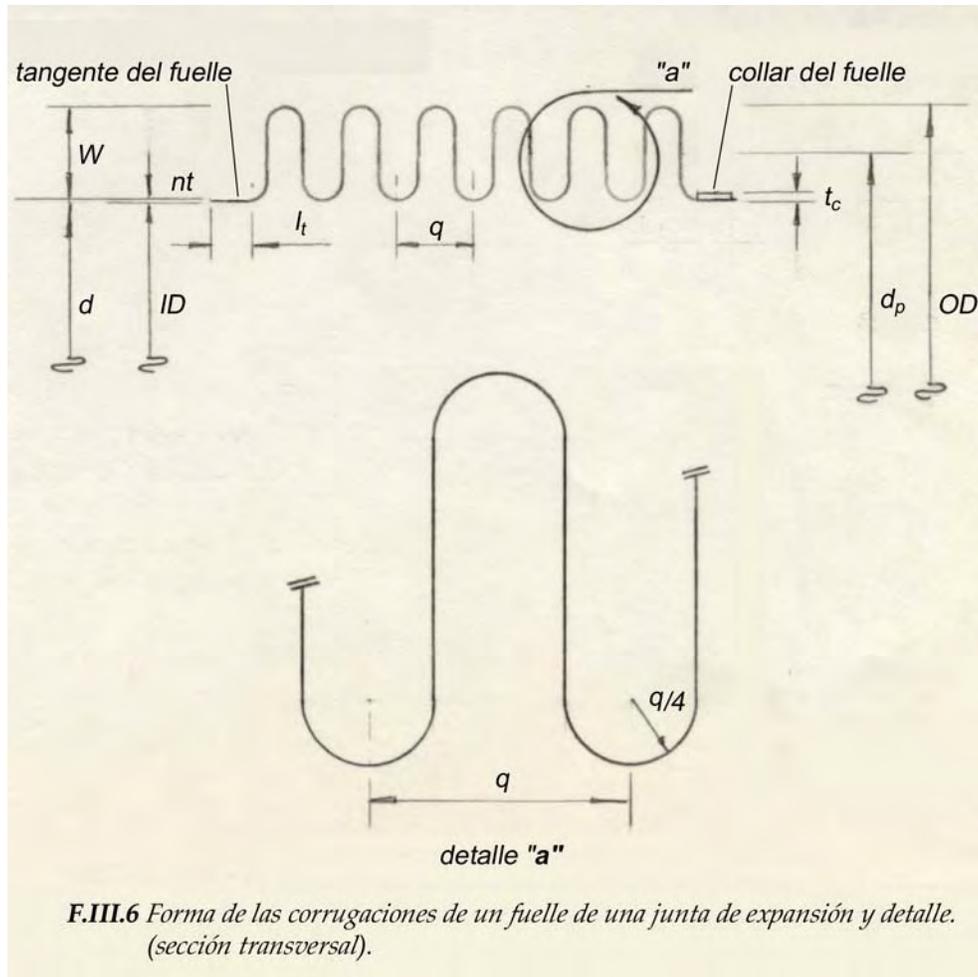
III.2.1 ELEMENTO FLEXIBLE (FUELLE)

El fuelle es la parte más importante de una junta de expansión, la *fig. F.III.5* muestra un dibujo de éste.



F.III.5 *Fuelle de una junta de expansión.*

En la *fig. F.III.6* se muestra la parte superior de la sección de un fuelle, se aprecia perfectamente el tipo de corrugaciones y se indican los parámetros que definen al fuelle y son de interés para el diseño del mismo.



F.III.6 Forma de las corrugaciones de un fuelle de una junta de expansión y detalle. (sección transversal).

NOMENCLATURA DEL FUELLE

ID	diámetro interno
OD	diámetro externo
W	altura de las corrugaciones
t	espesor de la lámina ó capa del fuelle
n	número de capas ó de láminas
d	diámetro
d _p	diámetro de paso ó medio
N	número de corrugaciones
q	paso ó distancia entre corrugaciones
l	longitud total del fuelle

ID el diámetro interno es función del diámetro externo de la tubería donde se vaya a emplear la junta de expansión (J.E.).

OD el diámetro externo es función de la altura de las corrugaciones y se evalúa como sigue:

$$OD = d + 2W$$

nt es el espesor total del fuelle ya que un fuelle puede ser fabricado de una ó varias láminas.

d y d_p se evalúan con las siguientes expresiones:

$$d = ID + 2nt$$

$$d_p = d + W$$

Los datos necesarios para conocer la geometría de un fuelle son:

$$\text{altura} \begin{cases} ID \\ w \\ t \\ n \end{cases}$$

$$\text{longitud} \begin{cases} N \\ q \\ L \end{cases}$$

El collar ó casquillo es un componente del fuelle, consiste de una banda circunferencial que se coloca sobre y alrededor de la tangente del fuelle, y sirve para proteger a la tangente de una falla por presión (abombamiento).

NOMENCLATURA DEL COLLAR DEL FUELLE

l_f longitud del collar

t_c espesor del collar

La longitud total de la junta es una variable importante y se evalúa como sigue:

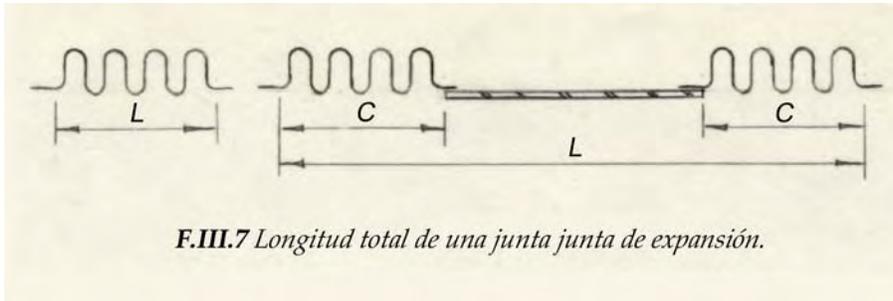
J.E. simples:

$$L = Nq$$

J.E. universales:

$$c = Nq$$

En las juntas de expansión universales se tienen dos fuelles y esta longitud depende además de la longitud de los fuelles, de la longitud del tubo central que une a éstos ver *fig. F.III.7*, se introduce una variable que evalúa la longitud corrugada de cada una de los fuelles.



Se observa que en las juntas de expansión simples no tiene sentido la variable c y la longitud del fuelle es igual a la longitud corrugada.

III.2.2 EXTREMOS (CONEXIONES)

Son las partes de la junta de expansión que sirven de unión al accesorio con la tubería ó equipo, según se trate.

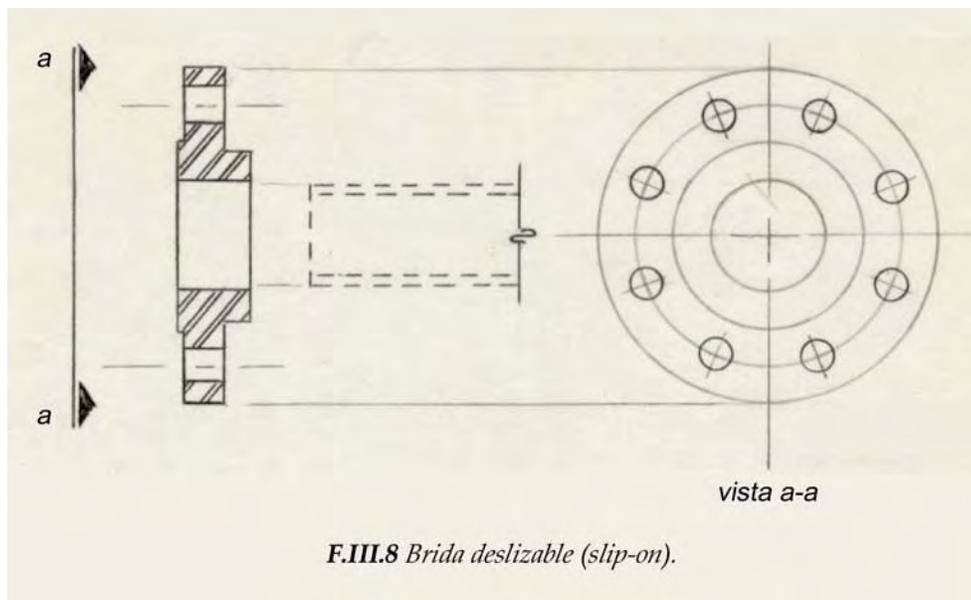
Existen básicamente dos tipos de extremos:

- *bridas*
- *extremos soldables*

Una junta puede tener conexiones por medio de bridas, por medio de extremos soldables o bien una combinación de ambos.

bridas

Estas son placas circulares (discos), con un agujero en la parte central, como se ilustra en la *fig. F.III.8*, está provista de perforaciones en la periferia para unirse a otra brida (contrabrida) por medio de tornillos ó espárragos.



Las bridas son accesorios normalizados y se clasifican por medio de “rangos de presión”, y como a mayor temperatura menor es el esfuerzo permisible de los materiales, la presión que éstas resistan es función de la temperatura. La presión máxima que una brida resiste a determinada temperatura de operación no es la que se especifica como la del valor nominal del “rango de presión”, es mayor, se requiere referirse a tablas de bridas donde se especifican valores de presión-temperatura.

Debido a la dependencia tecnológica ante los E. U. las normas de bridas mas empleadas son las que rige el código ANSI (American National Standard Institute), con rangos de 150, 300, 400, 600, 900, 1500 y 2500 *psi*.

Además de estas normas existen otras como API (American Petroleum Institute), AWWA (American Water Works Association), MSS (Manufacturing Standardization Society), DIN (Deutsche Industrie Normen), etc. todas estadounidenses excepto la última, alemana, además algunos fabricantes utilizan criterios propios para las bridas de sus equipos. Ante tal situación, se debe tener especial cuidado al seleccionar el tipo de brida a colocar en la junta y evitar problemas de instalación, al no empatar la brida de la junta con su contrabrida.

Las bridas son piezas caras, por la cantidad de material que tienen, pero tienen una gran ventaja de que se montan y desmontan con gran facilidad, lo que ayuda a su mantenimiento ó reposición.

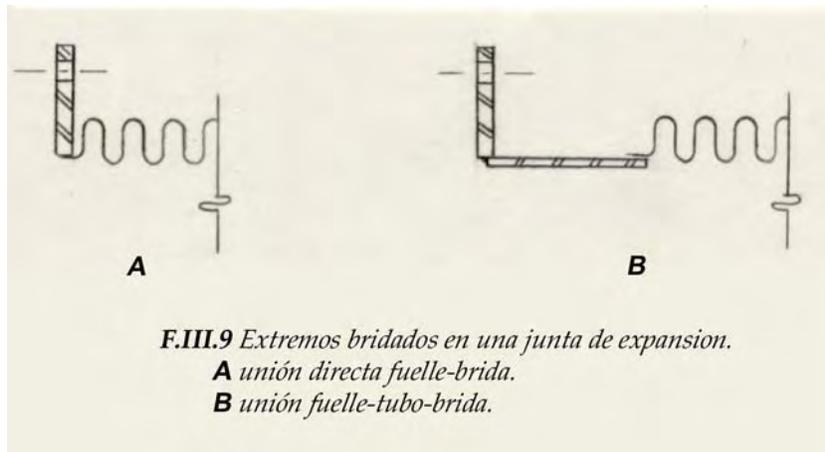
Por la geometría y por la forma como se fijan a la tubería las bridas se clasifican en:

- *de cuello soldable* (*welding neck*)
- *deslizable* (*slip on*)
- *locas* (*lap joint ó van stone*)
- *de caja* (*socket weld*)
- *roscadas* (*threaded*)

Por la facilidad de ensamble las bridas deslizables son las mas empleadas en las juntas de expansión, pues el fuelle se adapta perfectamente a éstas. Ocasionalmente se utilizan las locas.

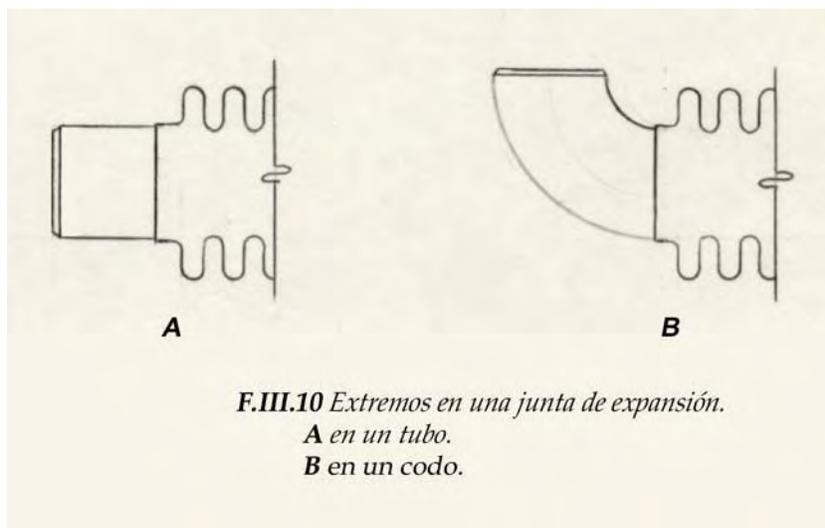
La brida de la *fig. F.III.8* corresponde a una deslizable y como su nombre lo indica desliza a lo largo del tubo y puede girar alrededor de éste hasta que al ensamblarse se fija por medio de soldadura al tubo o en el caso de la junta al fuelle.

La *fig. F.III.9a* muestra la unión de una brida deslizable y un fuelle. La tangente del fuelle penetra en la brida, y se suelda alrededor. Cuando el espacio disponible es mayor que el de una junta formada por un fuelle y dos bridas, se requiere incrementar la longitud de la junta por medio de un tubo, como se aprecia en la *fig. F.III.9b*.



extremos soldables

El ensamble del fuelle en una junta de expansión puede hacerse a un tubo o a un codo, como se muestra en la *fig. F.III.10*.



Al fijarse un fuelle a un tubo, se debe hacer en el extremo opuesto del tubo un bisel para efectuar la unión por medio de soldadura a otro tubo ó accesorio.

Las conexiones mostradas, tanto de bridas como de extremos soldables no son las únicas sino las más sencillas y comunes, por lo que pueden encontrarse variantes en los ensambles.

III.2.3 HERRAJES

Son elementos mecánicos, generalmente de acero al carbono que sirven principalmente para orientar y dirigir los movimientos que una J.E. debe absorber, también para resistir los empujes que por presión se originen.

Los herrajes pueden ser de diversas formas y pueden acomodarse de muchas maneras, con el propósito de obtener el tipo de junta deseado para resolver un tipo de problema específico.

En esta sección se menciona en general los tipos de elementos que forman ó constituyen los herrajes y en **III.4** se tratan en forma detallada casos específicos de los arreglos más comunes.

tirantes

Son barras sólidas ó huecas de sección transversal redonda, roscadas en sus extremos, donde se colocan tuercas. Sirven para resistir los empujes por presión.

orejas y cartabones

Son placas cuadradas, rectangulares ó triangulares principalmente, que acomodadas de cierta manera y unidas a los extremos sirven para conectar las varillas de tensión ó las bisagras.

bisagras

Son barras de sección transversal rectangular, que al ser ligadas a la parte media de la junta por medio de pernos, se obtiene una articulación a manera de bisagra. Sirven principalmente para orientarlos movimientos y absorber los empujes por presión.

III.3 CONSIDERACIONES PARA LA APLICACIÓN DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN

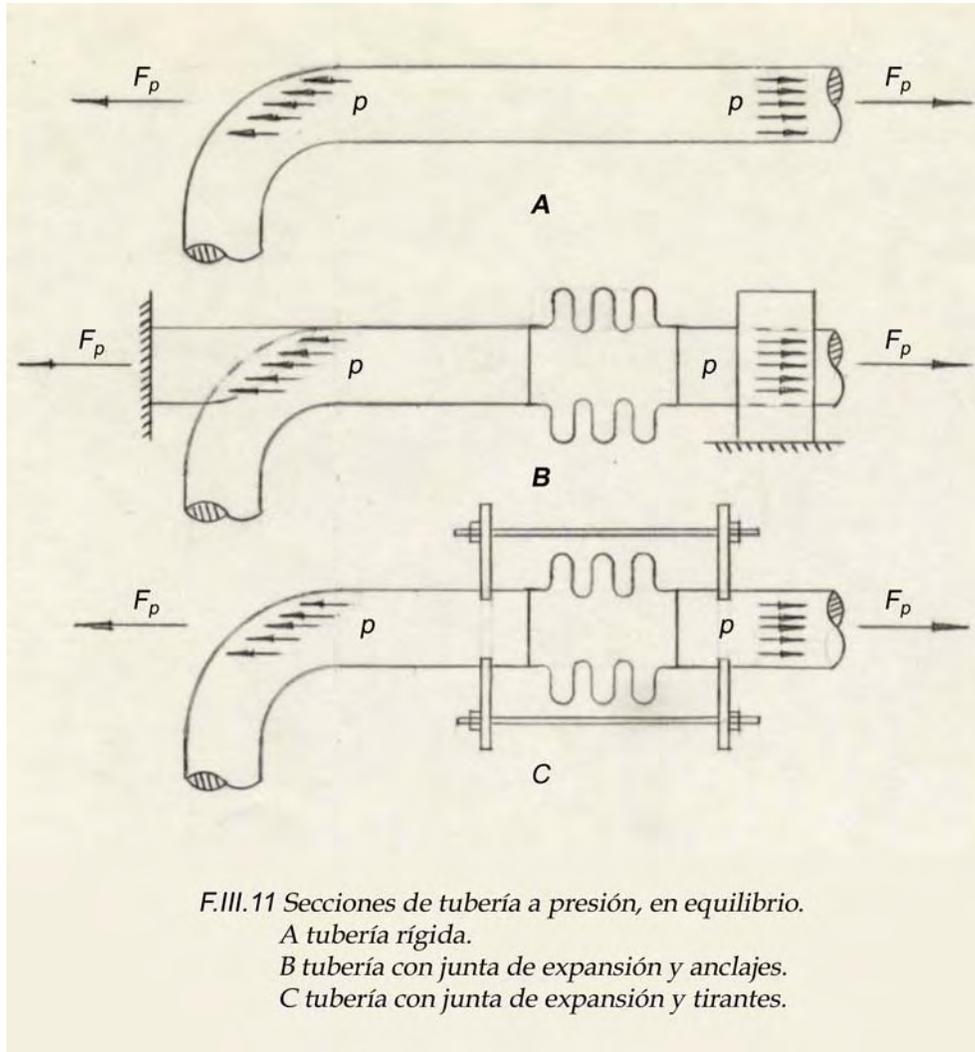
III.3.1 PRESIÓN Y VELOCIDAD DEL FLUIDO

Es necesario conocer el efecto de la presión y la velocidad del fluido en una tubería, para determinar la magnitud de la fuerza que deben resistir los anclajes y para conocer el número de guías a usar en un sistema de tubería provisto de una ó varias juntas de expansión.

III.3.1.1 EMPUJES POR PRESIÓN (EFECTO ESTÁTICO)

Se menciona en **III.1** el efecto de la presión en una tubería rígida, y en una tubería rígida con una junta de expansión.

La *fig. F.III.11* muestra tres secciones de tubería a presión y en equilibrio. La *fig. F.III.11a* es una tubería rígida, la fuerza axial producida por la presión es resistida por la pared del tubo, en la *fig. F.III.11b* y *c* se introduce una junta de expansión y los empujes por presión son resistidos por los anclajes y por las varillas de tensión respectivamente.



F.III.11 Secciones de tubería a presión, en equilibrio.
 A tubería rígida.
 B tubería con junta de expansión y anclajes.
 C tubería con junta de expansión y tirantes.

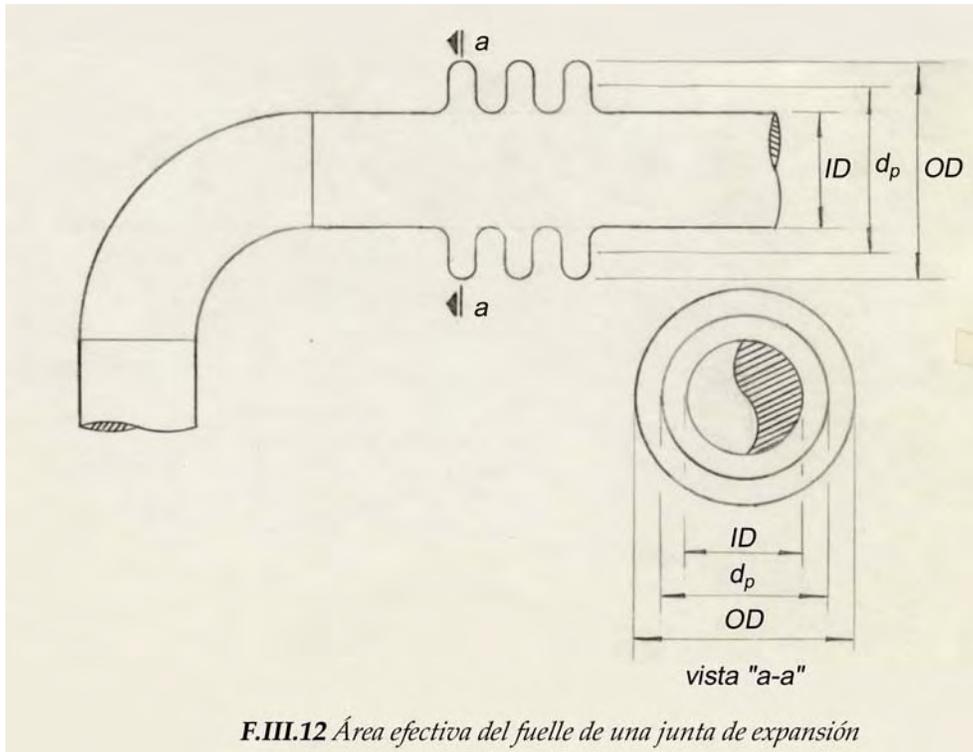
Se sabe que para evaluar la fuerza que ocasiona la presión sobre una superficie, simplemente se multiplica la presión por el área proyectada por la superficie en la dirección perpendicular de la fuerza.

Una junta de expansión tiene un área mayor que la de la tubería donde está contenida, pues $OD > ID$.

Se puede demostrar que la fuerza producida por la presión en una tubería con una junta de expansiones es aproximadamente igual a la presión por el área efectiva, la cual resulta de considerar el diámetro de paso ó medio d_p , ver fig. F.III.12.

$$F = p \cdot A_\theta$$

$$A_\theta = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}$$

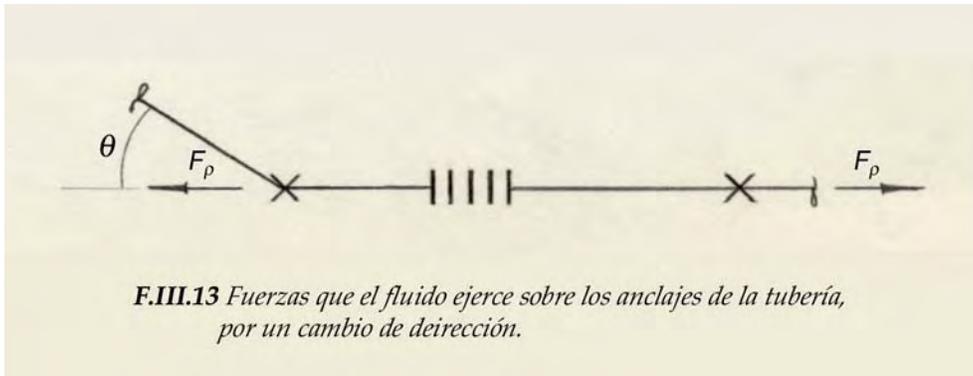


La aproximación de los valores que da el cálculo de los empujes por presión, considerando el diámetro de paso, es para fines prácticos adecuado.

Se debe tomar en cuenta en el cálculo, el valor máximo que puede tomar la presión, ya sea en operación ó prueba.

III.3.1.2 FUERZAS POR CAMBIO DE DIRECCIÓN DEL FLUIDO (EFECTO DINÁMICO)

Un fluido al pasar por un codo ó una reducción cambia su cantidad de movimiento, y requiere de una fuerza externa que lo obligue a hacerlo, y por la ley de la acción y la reacción se tiene que el fluido ejerce la misma fuerza sobre el codo ó reducción, según se trate.



En el caso de un tubo ó conducto cerrado, la fuerza por el cambio de dirección, al igual que los empujes por presión, es resistido por las paredes de la tubería en el sentido axial. Pero en el caso de un sistema conteniendo una junta de expansión, la fuerza debe ser resistida por los anclajes ó varillas de tensión, cualquiera que sea el caso.

La *fig. F.III.13* muestra la fuerza que el fluido ejerce en un codo, por cambio de dirección y se evalúa con la siguiente fórmula:

$$F_{\rho} = \frac{2A\gamma \cdot V^2}{g} \text{sen}^2 \frac{\phi}{2}$$

A	área interna de la tubería	$[l^2]$
γ	peso específico del fluido	$[m \cdot l^{-2} \cdot s^{-2}]$
V	velocidad del fluido	$[l \cdot s^{-1}]$
g	aceleración de la gravedad	$[l \cdot s^{-2}]$
ϕ	ángulo del codo	$[a \text{ dim}]$

Esta ecuación se ha deducido a partir del teorema del impulso ó de la cantidad de movimiento:

$$\Sigma F = \rho \cdot Q (\overline{V}_2 - \overline{V}_1)$$

ΣF suma de las fuerzas que actúan sobre el fluido para cambiar su cantidad de movimiento.

ρ densidad.

Q gasto

\overline{V}_2 velocidad a la salida (vector)

\overline{V}_1 velocidad a la entrada (vector)

para el caso en el cual

ΣF constante

Q constante

Además como el codo no cambia de sección y el flujo es constante, solo varía la dirección de la velocidad, siendo su magnitud constante.

A constante

V constante

En las reducciones se presenta un cambio en la sección de la tubería y como el gasto es constante, varía la magnitud de la velocidad y aparece una fuerza que obliga al fluido a cambiar su cantidad de movimiento, se puede evaluar con la ecuación anterior.

En las reducciones debe considerarse también la diferencia de empujes por presión que se produce por el cambio de sección de la tubería.

III.3.2 FUERZAS POR FRICCIÓN

Estas aparecen entre los soportes de la tubería y la estructura, y son ocasionados por el rozamiento entre ambos, el valor de la fuerza por fricción depende del peso de la tubería, del coeficiente de fricción y del número de soportes ó guías.

Las fuerzas por fricción se presentan con ó sin movimiento de la tubería (al tratar de moverse).

El tipo de soporte empleado dentro de una determinada estructura, determina el coeficiente de fricción y con base en esto existen dos tipos de soportes:

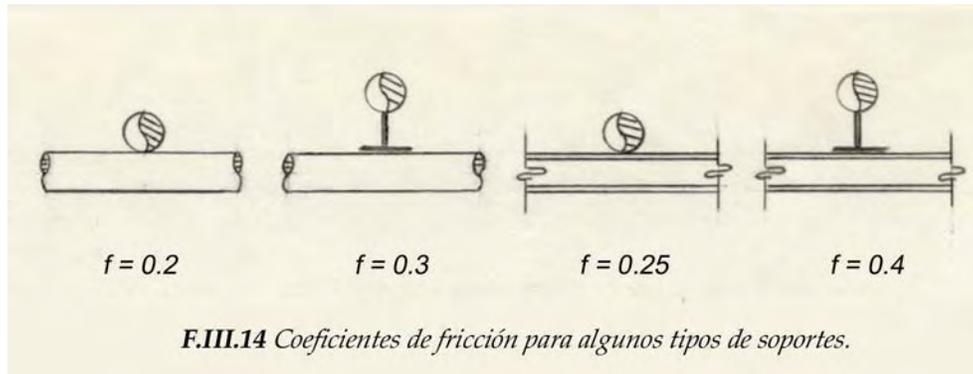
- *deslizantes*
- *de rodamientos*

soportes deslizantes

El movimiento entre el soporte y la estructura se consigue al deslizar la superficie de uno sobre la del otro.

Este tipo de soportes es el más empleado por la sencillez de su construcción y a pesar de producir grandes coeficientes de fricción, los problemas por elevadas fuerzas de fricción no son serios.

La *fig. F.III.14* muestra varios casos típicos de los soportes deslizantes, así como sus coeficientes de fricción, ver *ref. [6]*.



La fuerza por fricción se evalúa con la siguiente fórmula:

$$F_f = G f W$$

F_f	<i>fuerza por fricción</i>	$[m \ l \ s^{-1}]$
G	<i>número de soportes (apoyos ó guías)</i>	[adim]
f	<i>coeficiente de fricción</i>	[adim]
W	<i>peso de la tubería</i>	$[m \cdot l^{-2} \cdot s^{-2}]$

Se observa de la *fig. F.III.14* que el coeficiente de fricción se incrementa al aumentar el área de contacto entre el soporte y la estructura.

Los coeficientes de fricción son en los soportes deslizantes por si mismos grandes y se pueden incrementar aún mas sus valores por lo que se deben tener las superficies de contacto lo más lisas posible, libres de rebabas, óxidos ó algunas impurezas que impidan su libre movimiento.

Existen dentro de los soportes deslizantes las placas de teflón, que son elementos de deslizamiento con un muy bajo coeficiente de fricción y por tanto no ocasionan grandes fuerzas de fricción, su aplicación se justifica en casos especiales.

Soportes de rodamientos ó rodillos

En éstos no existe rozamiento entre el soporte y la estructura, sino un rodamiento sin deslizar por lo que elimina o reduce grandemente el valor de las fuerzas por fricción.

Es recomendable utilizar soportes y guías provistos de rodillos, para minimizar las fuerzas por fricción, pero son accesorios relativamente complejos y poco comunes, y en la mayoría de los casos no se emplean, en ocasiones se emplea una sección de perfil redondo entre el soporte y la estructura de apoyo.

III.3.3 ANCLAJES Y GUÍAS

En las juntas de expansión simples sin tirantes, que absorben movimiento axial, se aprovecha al máximo el diseño del fuelle, su aplicación es muy sencilla y son las más baratas.

Para el buen funcionamiento de una junta de expansión, no solo se debe hacer un buen diseño, se requiere de una instalación adecuada que garantice el buen funcionamiento de la misma evitando una falla, prematura ó de consecuencias desastrosas.

En esta sección se analiza la instalación de este tipo de juntas, así como las fuerzas que por su empleo se transmiten a los anclajes, y el tipo y localización de guías que deben utilizarse para su correcto funcionamiento.

Las siguientes recomendaciones para el empleo de anclajes y guías son mínimas y su objeto es proteger a la J. E., por lo que se deben añadir soportes apropiados para el buen funcionamiento no solo de la junta, sino del sistema en su conjunto.

III.3.3.1 ANCLAJES PRINCIPALES Y SECUNDARIOS

Los anclajes son puntos donde se fija completamente a la tubería, evitando cualquier movimiento de translación y de rotación, por lo que su diseño se hace para resistir las fuerzas y momentos que la tubería le transmita a la estructura.

No es adecuado sobrediseñar los anclajes, pero es bueno proporcionar un factor de seguridad alto para evitar una posible falla, pues puede ocasionar alguna falla y un paro de planta y una reducción en la producción ó pérdidas humanas. En las J. E. simples sin tirantes es recomendable, en ocasiones el uso de varillas de tensión como protección pues aunque no resisten los empujes por presión, limitan la deformación indefinida del fuelle en alguna falla de los anclajes.

A continuación se indican las fuerzas que actúan sobre los anclajes, y por ser en aplicaciones donde solo se absorbe movimiento axial no aparecen momentos, además se indica la sección del presente trabajo donde se tratan.

FUERZA	VARIABLE	SECCIÓN DONDE SE TRATA
<i>empujes por presión</i>	F_p	III.3.1
<i>fuerzas por cambio de dirección</i>	F_ρ	III.3.1
<i>fuerzas para deformar al fuelle</i>	F	IV.3.1
<i>fuerzas por fricción</i>	F_f	III.2.3

La diferencia entre los anclajes principales y secundarios, es que los primeros resisten los empujes por presión y las fuerzas por cambio de dirección y los secundarios no, ambos deben soportar las fuerzas que se requieran, para deformar al fuelle de la junta y las fuerzas por fricción.

Las fuerzas que estos anclajes deben resistir son:

anclaje principal

$$F_{A_p} = F_p + F_\rho + F + F_f$$

anclaje secundario

$$F_{A_s} = F + F_f$$

La diferencia en el orden de magnitud entre un anclaje principal y uno secundario es notable, debido a que las fuerzas por presión suelen ser muy grandes. Se debe por esto tener cuidado ya que la presión de prueba puede llegar a ser 1.5 veces la presión de diseño, ó en operación se pueden llegar a tener presiones cuatro veces mayores a la presión de operación, en casos como en el cierre rápido de una válvula (golpe de ariete).

III.3.3.2 GUÍAS DE ALINEAMIENTO Y PLANAS

Una guía es un tipo de soporte que restringe el movimiento de translación en uno ó en ambos ejes transversales de la tubería, y puede si se hace el diseño adecuado prevenir la rotación alrededor del eje de la tubería. Cargan el peso de la tubería en la posición horizontal.

Se deben considerar las fuerzas y momentos que la tubería transmite a las guías y a la estructura.

Existen principalmente dos tipos de guías:

- *alineamiento*
- *planas*

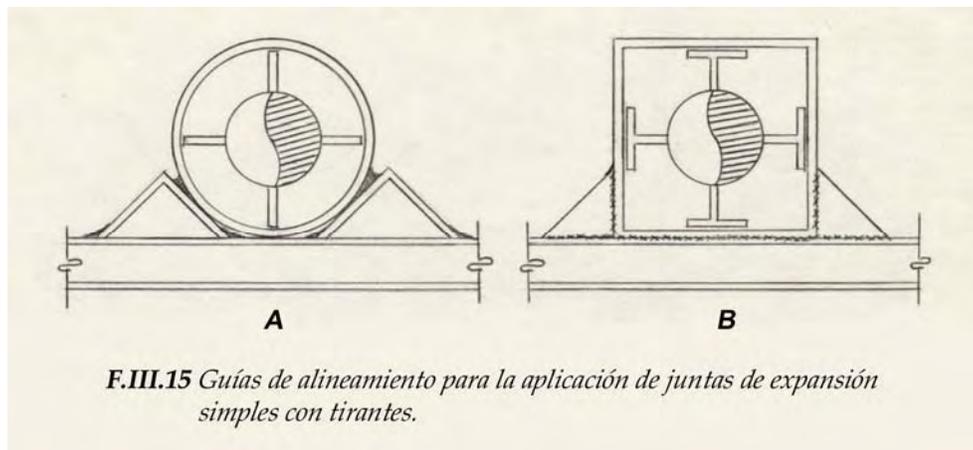
guías de alineamiento

Son aquellas que restringen el movimiento lateral de la tubería en los dos ejes transversales y ortogonales al eje de la tubería.

Es importante señalar que existen guías de uso general para controlar al sistema de tubería, que aunque restringen el movimiento en los dos ejes transversales, no tienen el ajuste requerido para el empleo de las juntas de expansión simples sin tirantes para absorber movimiento axial, por lo que no deben emplearse, ejemplos son los elementos estructurales como las "T" ó las "I" unidas a la tubería y restringidas por ángulos ó bien abrazaderas.

Los tipos de guías adecuados para la aplicación de J. E. pueden ser:

- *3 ó 4 rodillos unidos a una estructura.*
- *4 cartabones unidos a la tubería y restringidos por una camisa ó tubo exterior.*
- *4 elementos estructurales unidos a la tubería y restringidos por una cubierta adecuada.*



La *fig. F.III.15* muestra 2 ejemplos de guías de alineamiento adecuadas, el diseño de la *fig. F.III.15b* restringe el movimiento de rotación alrededor del eje axial de la tubería y se elimina la posibilidad de torsión en la junta de expansión, efecto que es por mucho, indeseable.

Las funciones de las guías de alineamiento al restringir los movimientos laterales son:

- *orientar el movimiento axial de la tubería hacia el fuelle , para que absorba la expansión térmica*
- *Evitar que el fuelle cargue el peso de la tubería*
- *Fijar los extremos de la junta de expansión y proporcionarle estabilidad (ver IV.2.6)*
- *Prevenir el pandeo de la junta y tubería, ó de la tubería*

El fenómeno de pandeo se presenta por que el sistema está operando como una columna a compresión. Las tres reglas siguientes para el empleo de guías, previene el pandeo y garantiza un funcionamiento correctote las juntas de expansión sin tirantes:

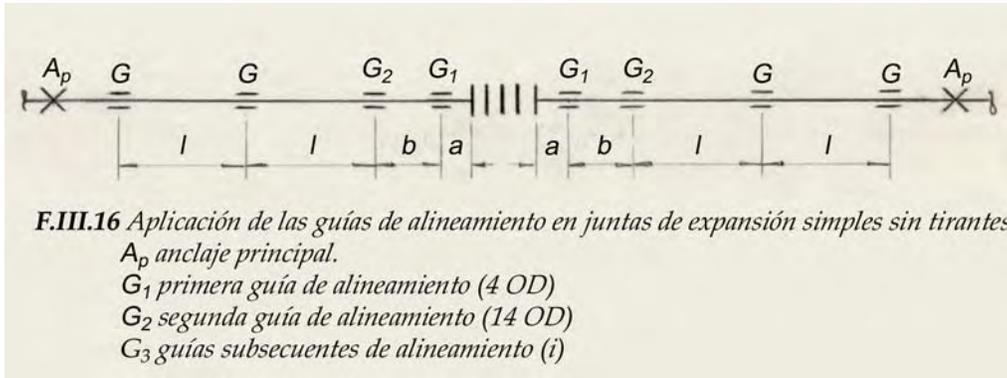
- 1) colocar las primeras guías a una distancia 4 veces el diámetro exterior de la tubería, del extremo del fuelle (4 OD).
- 2) Colocar las segundas guías a una distancia de 14 veces el diámetro exterior de la tubería, de las primeras guías (14 OD).
- 3) Las guías subsecuentes se colocan a una distancia de las siguientes guías dada por la siguiente fórmula:

$$l = \sqrt{\frac{EI}{\rho \cdot A_{\theta} + f \cdot e_x}}$$

<i>l</i>	<i>máxima longitud entre guías</i>
<i>E</i>	<i>módulo de elasticidad</i>
<i>I</i>	<i>momento de inercia</i>
ρ	<i>presión interna</i>
A_{θ}	<i>área efectiva</i>
<i>f</i>	<i>constante de resorte teórica elástica axial</i>
e_x	<i>deformación axial del fuelle por corrugación debida al movimiento x</i>
	<i>(se debe considerar como: positivo compresión</i>
	<i>negativo extensión)</i>

Esta fórmula está basada en un medio de la longitud crítica de la columna de Euler con articulaciones en ambos extremos.

La *fig. F.III.16* ilustra las tres reglas para el empleo de guías.



guías planas

Las guías planas solo restringen el movimiento lateral de la tubería en una dirección, permitiendo el libre desplazamiento en el sentido ortogonal al restringido.

La función de estas guías es dar estabilidad al sistema de tubería y de orientar la expansión térmica, tienen gran aplicación en sistemas con juntas de expansión con varillas de tensión ó de bisagra.

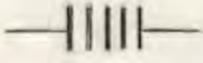
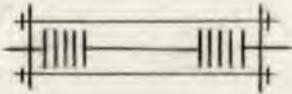
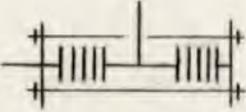
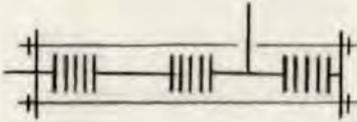
III.4 TIPOS Y APLICACIÓN DE JUNTAS DE EXPANSIÓN

Existe una gran cantidad de elementos flexibles para absorber movimientos por expansión térmica en tubería, como se menciona en el capítulo I, dentro de éstos las juntas de expansión de fuelle metálico y sin anillos de refuerzo.

Clasificación de los tipos más comunes de juntas de expansión de fuelle metálico sin anillos de refuerzo, de acuerdo a su construcción y los movimientos que pueden absorber:

- *Simple.*
- *simple con tirantes.*
- *universal.*
- *bisagra.*
- *cardán.*
- *simple de presión balanceada.*
- *universal de presión balanceada.*

La *fig. F.III.17* indica para cada tipo de junta el símbolo empleado en el presente trabajo, los movimientos que puede absorber y la manera como resisten los empujes por presión.

TIPO DE JUNTA DE EXPANSION	SIMBOLO	MOVIMIENTOS QUE ABSORBE	FORMA COMO RESISTE LOS EMPUJES POR PRESION
simple		axial lateral	anclajes principales
simple con tirantes		lateral	tirantes
universal		lateral	tirantes
bisagra		angular (1 plano)	bisagra
cardán		angular (2 planos)	cardán
simple de presión balanceada		axial lateral	tirantes
universal de presión balanceada		axial lateral	tirantes

F.III.17 *Simbolos de las juntas de expansión, movimientos que absorben y forma de resistir los empujes por presión.*

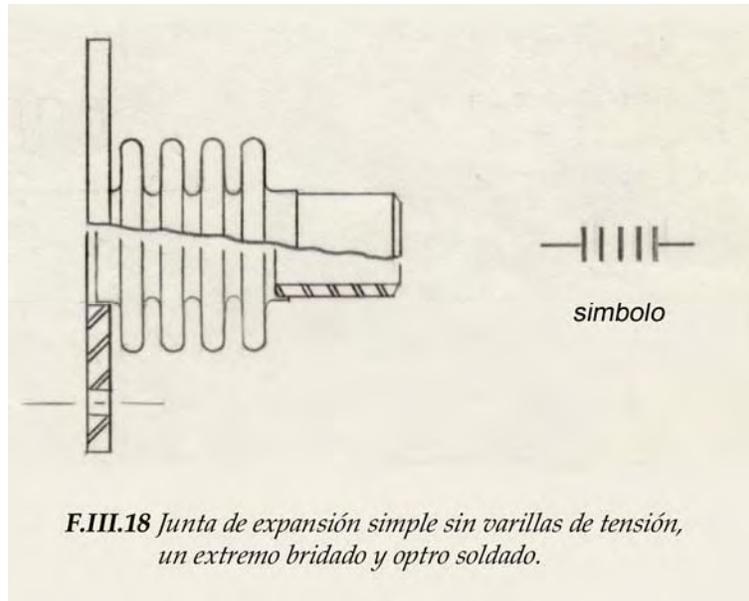
Por el empleo de juntas de expansión en sistemas de tubería, las fuerzas y momentos que se transmiten a las boquillas de los equipos, se deben:

- al deformar la junta.
- al absorber la expansión térmica de los tramos de tubería que las juntas no hayan podido absorber.

Las fuerzas y los momentos que se producen al deformar una junta que absorbe movimientos laterales y angulares y que se transmiten a los anclajes ó a las boquillas de los equipos, se tratan en la sección IV.3.2.

III.4.1 JUNTAS DE EXPANSIÓN SIMPLES SIN TIRANTES

Una junta de expansión simple es aquella que solamente consta de un fuelle y sus extremos, de todos los tipos es la más sencilla y la más barata, cuya aplicación se recomienda siempre que sea factible y antes que ninguna otra, ver fig. F.III.18.

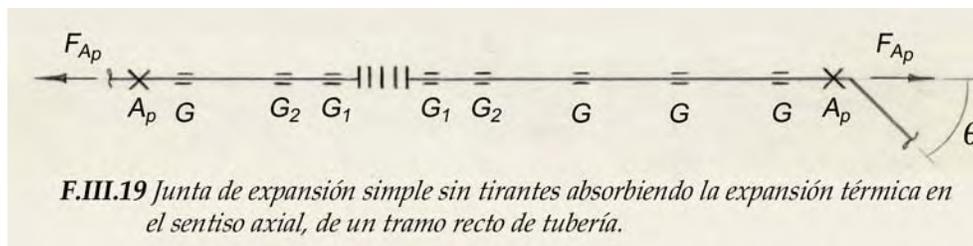


Los movimientos que esta junta puede absorber son principalmente axiales (x) y pequeños laterales (y).

Estas juntas como no tienen varillas de tensión que resistan los empujes por presión, requieren de anclajes principales y de guías de alineamiento, como se detalla en III.3.3.

aplicaciones típicas

a) La principal aplicación es aquella en la que la junta absorbe movimiento axial en una tubería recta, como se aprecia en la fig. F.III.19, donde el movimiento axial absorbido es grande.



Los anclajes deben de resistir la fuerza F_{Ap} y las guías se deben colocar a una distancia de G_1 , G_2 y G (ver III.3.3).

$$F_{Ap} = F_p + F_\rho + F_f + F$$

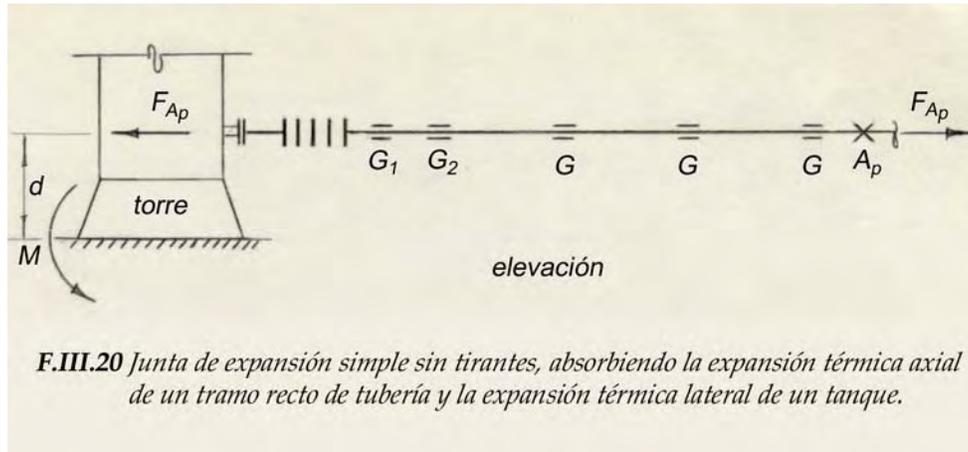
$$G_1 \quad 4 \text{ OD del extremo del fuelle}$$

$$G_2 \quad 14 \text{ OD de } G_1$$

$$G \quad l$$

El número de guías se puede reducir si se coloca la junta inmediatamente después de un anclaje principal.

b) Esta es una variante de la aplicación anterior, y la junta absorbe el movimiento axial producido por la línea, y el movimiento lateral, producido por el desplazamiento vertical del equipo, ver fig. F.III.20.



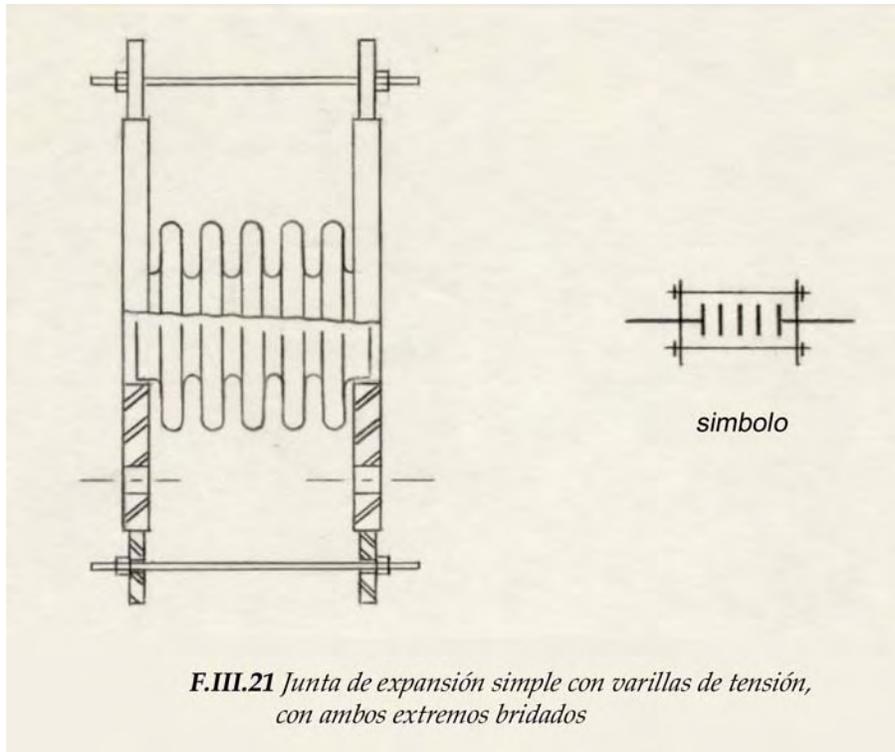
Además de anclar y guiar adecuadamente la tubería, se debe considerar que la fuerza F_{Ap} se transmite al equipo, por lo que la cimentación del mismo debe de estar diseñada para resistir estas fuerzas y el momento producidos.

$$F_{Ap} = F_p + F_\rho + F_f + F$$

$$M = F_{Ap} d$$

III.4.2 JUNTAS DE EXPANSIÓN SIMPLES CON TIRANTES

Estas son similares a las anteriores, con la diferencia de que tienen varillas de tensión ver fig. F.III.21.



La principal característica de estas juntas es que los tirantes resisten los empujes por presión y por esto mismo no absorben movimiento axial.

Los movimientos que absorben éstas son laterales y la expansión térmica axial entre las varillas de tensión.

Las guías que se requieren solo son para orientar dilataciones y controlar al arreglo de tubería.

aplicaciones típicas:

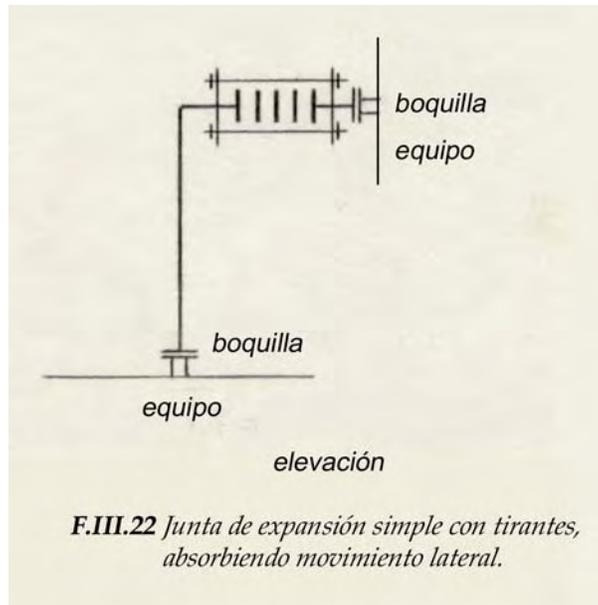
a) En el arreglo que conecta a los equipos de la *fig. F.III.22* la expansión térmica de la tubería y el movimiento de los equipos, en el sentido vertical es absorbido por la junta de expansión.

Los tirantes están sometidos a estas fuerzas:

$$F_T = F_p + F_\rho$$

Puesto que no hay guías no existe fuerza por fricción.

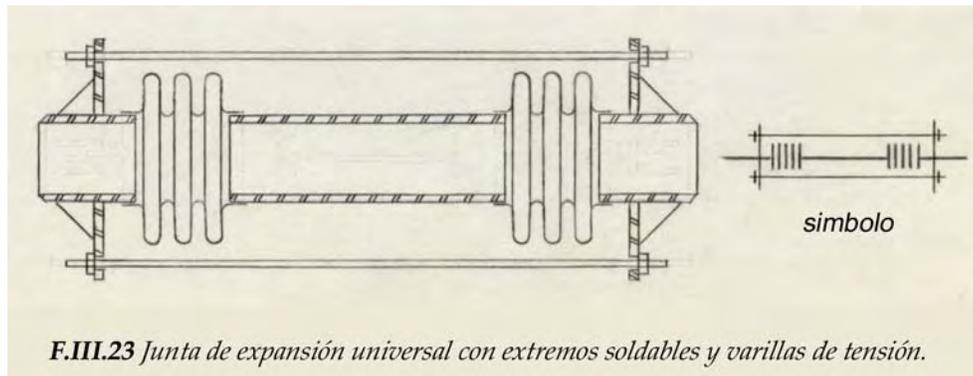
La fuerza para deformar la junta y los momentos que ésta produce se transmiten a las boquillas.



El tramo donde se localiza la junta (excepto la longitud entre los tirantes) produce una expansión térmica que se absorbe en la pierna vertical, y las fuerzas y momentos sobre las boquillas, producidos por tal efecto se deben añadir a los ocasionados por la deformación de la junta.

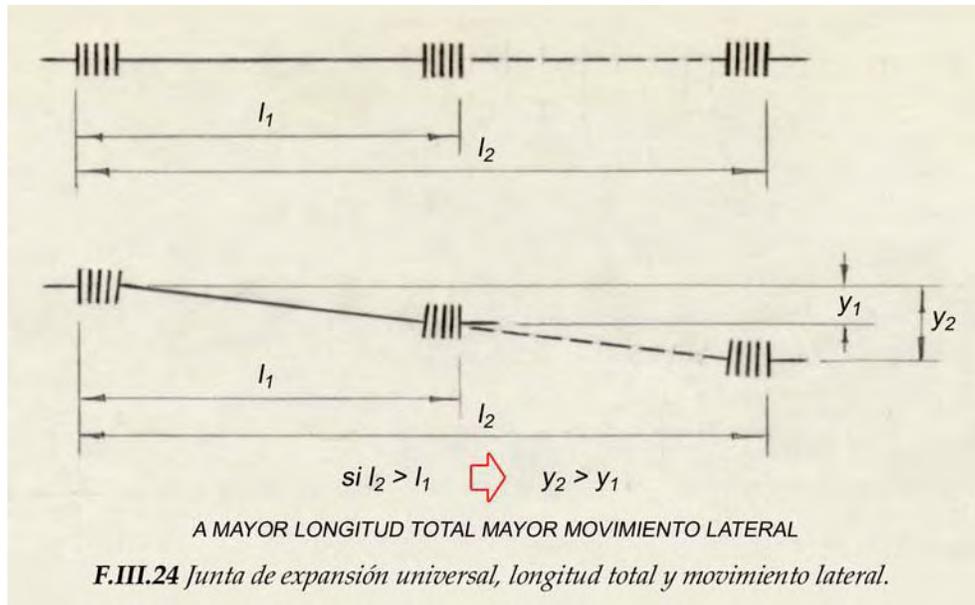
III.4.3 JUNTAS DE EXPANSIÓN UNIVERSALES

Estas juntas están formadas por dos fuelles unidos por un tubo central, con extremos y tirantes como se aprecia en la *fig. F.III.23*. En ocasiones los extremos son codos.



Esta junta absorbe grandes movimientos laterales y la expansión axial del tramo comprendido entre las varillas de tensión.

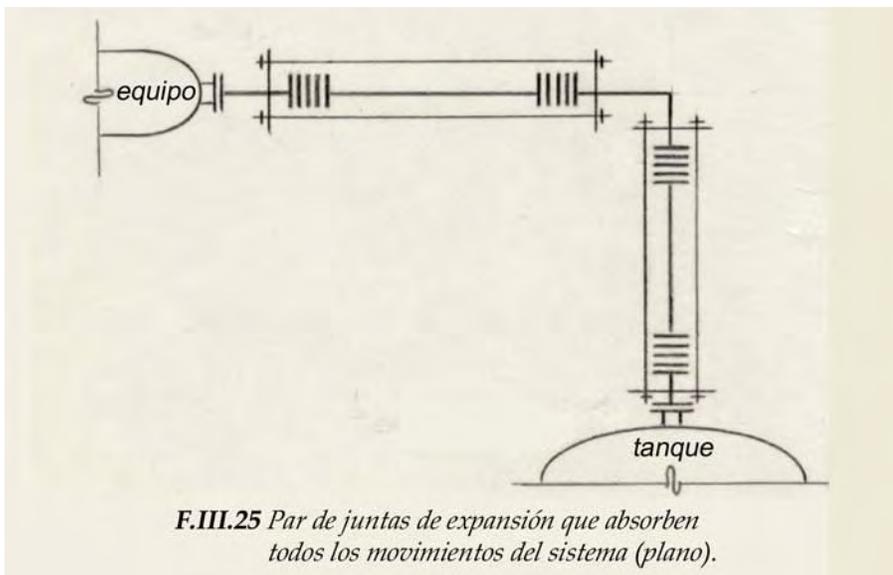
Se observa en la *fig. F.III.24* que para la misma deformación de los fuelles (compresión-extensión), se puede absorber un movimiento lateral mayor si se incrementa la longitud entre los extremos de los fuelles (longitud total de la junta).



No es recomendable utilizar tubos centrales excesivamente largos para absorber movimientos laterales muy grandes, pues existe el peligro de dejar un sistema inestable.

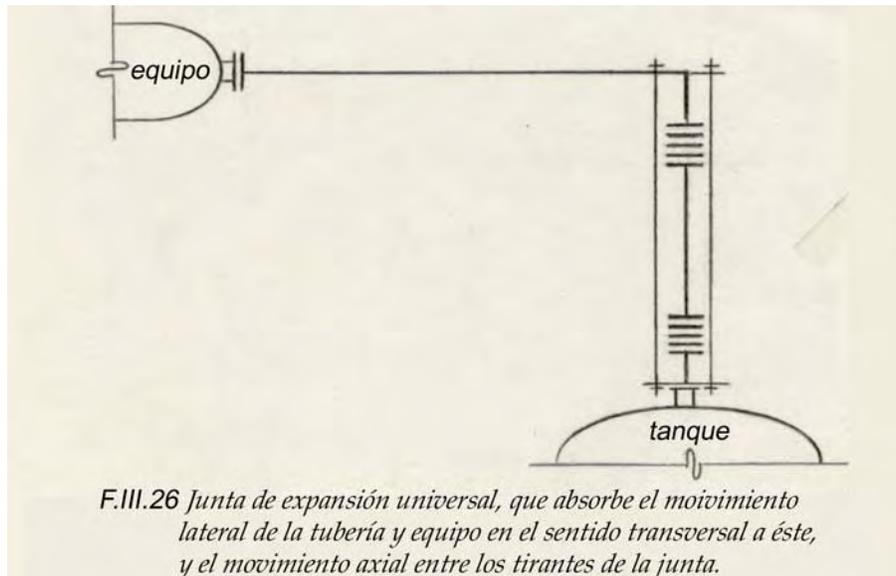
aplicaciones típicas:

a) La junta localizada en la parte superior del arreglo mostrado en la *fig. F.III.25*, absorbe el movimiento del tramo de tubería perpendicular a ésta y el movimiento de los equipos en esta dirección es decir, se deforma lateralmente, además absorbe el movimiento axial del tramo entre los tirantes de tensión donde está contenida la junta. La otra junta opera de manera análoga.



b) Esta aplicación es parecida a la anterior y se aprovecha la propiedad de estas juntas al absorber los movimientos axiales entre los tirantes.

En la *fig. F.III.26* se elimina una junta y se prolongan los tirantes de tensión, de la boquilla del equipo hasta el codo. Los movimientos de los equipos en el sentido de la junta deben ser nulos o bien absorbidos por la pierna transversal, donde no hay junta.



Las fuerzas sobre los tirantes son:

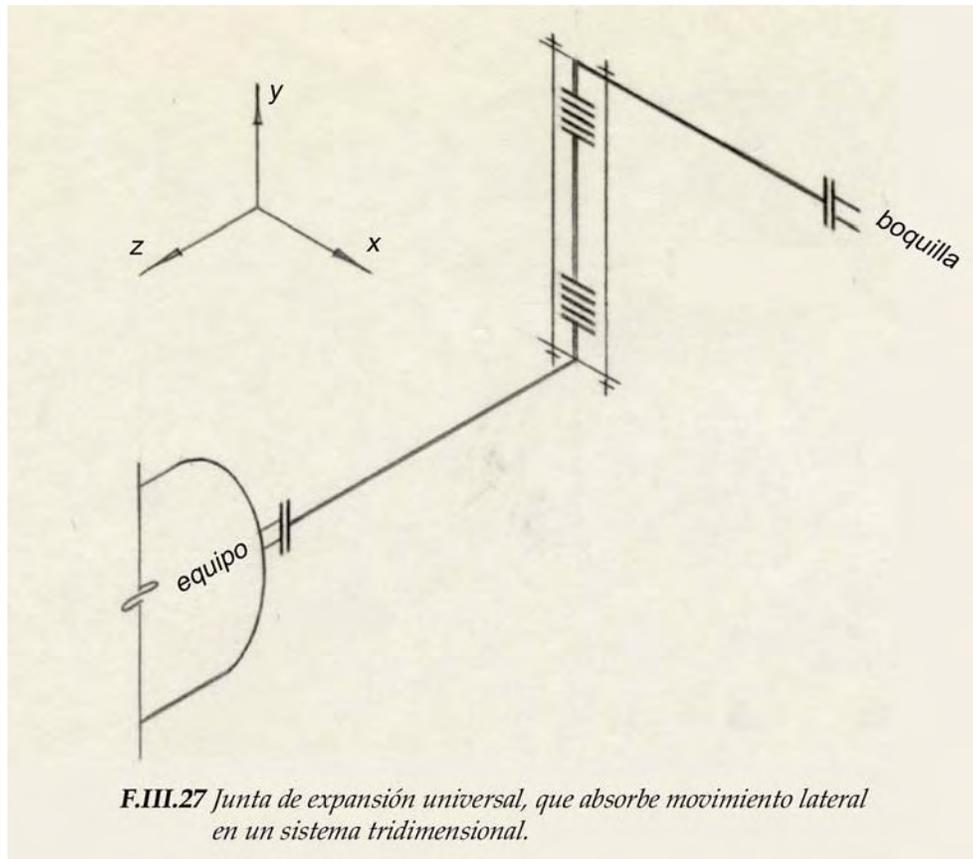
$$F_T = F_p + F_\rho + F$$

La fuerza F es la que se origina al deformar al fuelle solamente en el sentido axial.

Las fuerzas y los momentos que se transmiten a los equipos son producidos al deformar la junta lateralmente y al absorber la expansión térmica de la sección transversal de la tubería.

c) En la *fig. F.III.27* se tiene un arreglo en tres dimensiones, y el funcionamiento de la junta es idéntico al anterior.

La junta absorbe los movimientos de las piernas perpendiculares a ésta (el inferior y el superior). Es adecuado observar que no importa el plano donde se localizan los tramos de tubería, pues la junta solo absorbe la componente de movimiento transversal a ésta, y el movimiento axial entre las varillas de tensión.



Las fuerzas en las varillas de tensión y las fuerzas y los momentos sobre las boquillas de los equipos se evalúan como se indica en las 2 aplicaciones anteriores.

III.4.4 JUNTAS DE EXPANSIÓN DE BISAGRA

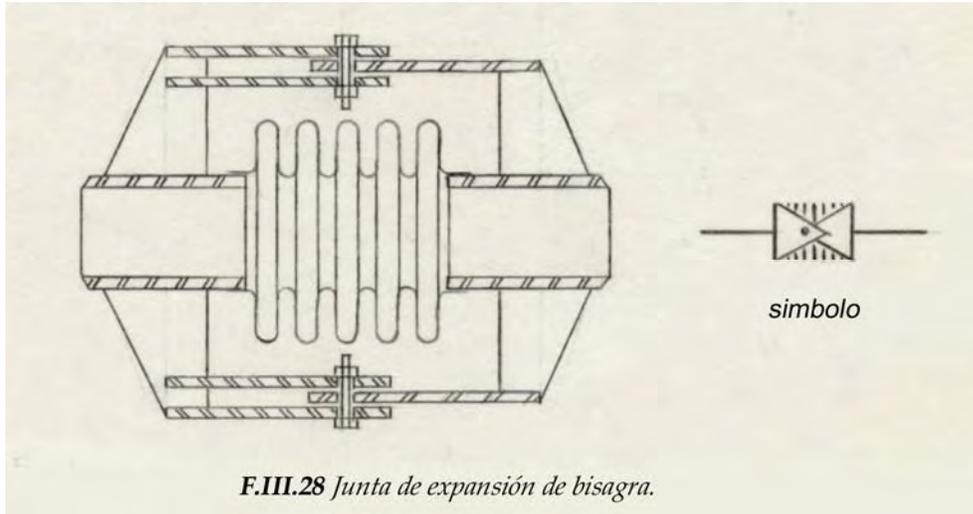
Son juntas formadas por un fuelle, extremos y un conjunto de placas unidas en los extremos y articuladas en el centro de la junta a manera de bisagra como se ilustra en la *fig. F.III.28*.

Estas juntas absorben solo movimientos angulares en un plano y las placas articuladas ó bisagras orientan los movimientos y resisten los empujes por presión.

Siempre se emplean en conjuntos de dos ó tres juntas, con el fin de absorber grandes movimientos laterales, pues de la misma manera que en las juntas universales, entre mayor sea la distancia en la que se coloquen mayor es el movimiento lateral que absorben.

El comportamiento de un par de juntas de bisagra es similar al de una junta universal, pero las de bisagra funcionan mejor donde los tramos de tubería sean muy largos, pues no existen los problema de inestabilidad que se presentan en las universales; las juntas de bisagra no pueden absorber la expansión térmica de la longitud central que

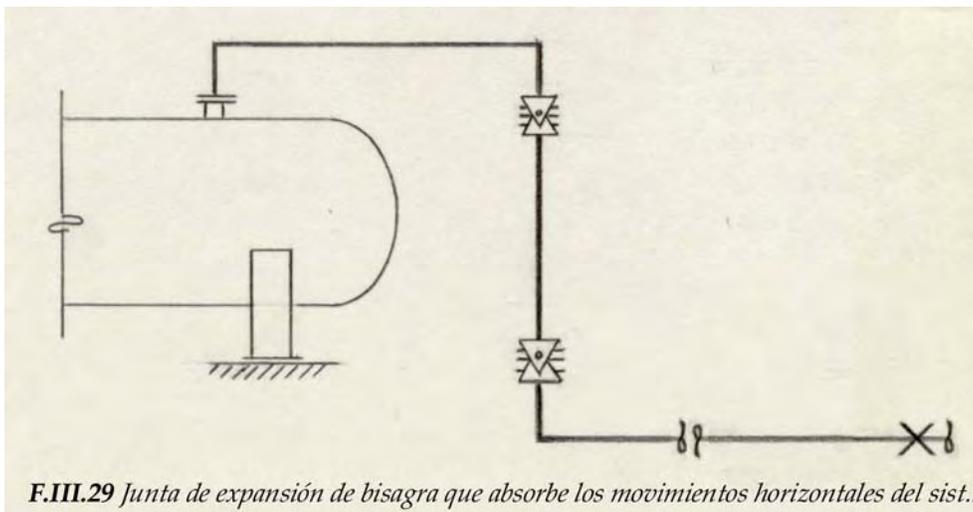
conecta a ambas juntas, como en una universal, pues aunque los elementos de las bisagras absorben el movimiento axial de la tubería entre las bisagras estas juntas conectan a la longitud central en forma individual.



Otra ventaja de las juntas de bisagra es que evitan que la tubería transmita momentos de torsión al fuelle, éste no está diseñado para resistir torsión. Por esta razón y por ser compactas se pueden emplear con gran facilidad en sistemas de tubería complejos, además de que su fabricación, transporte, instalación y mantenimiento es más sencillo que el de las universales.

aplicaciones típicas:

a) El par de juntas de bisagra que aparece en la *fig. F.III.29*, absorben el movimiento debido a la expansión térmica de las piernas de tubería horizontales superior e inferior y el movimiento del equipo en la misma dirección. El movimiento de la pierna vertical donde están conectadas las juntas se absorbe en los tramos de tubería horizontales.

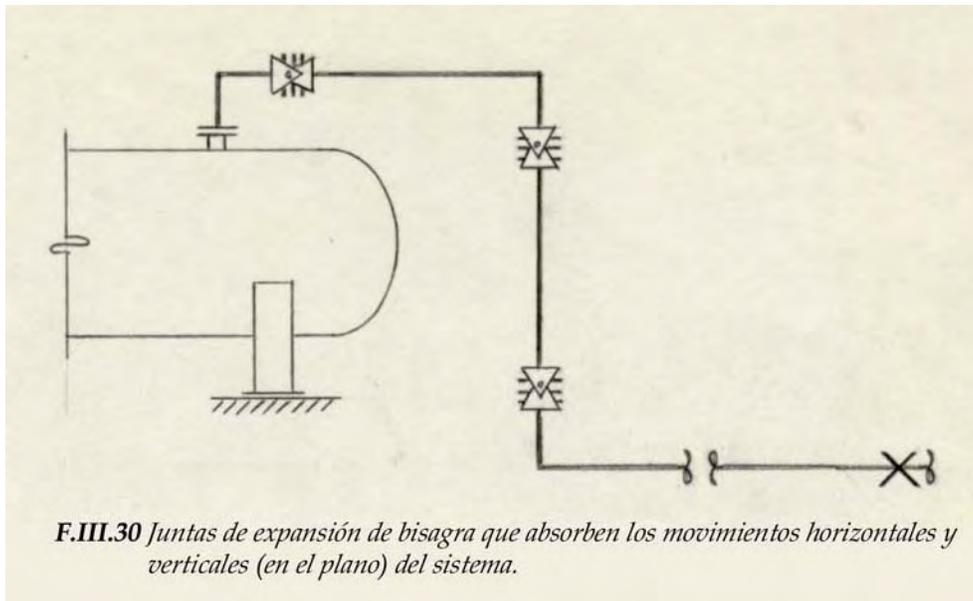


La fuerza que las bisagras tienen que resistir es:

$$F_T = F_p + F_\rho$$

Las fuerzas y los momentos que los anclajes deben resistir son los que se producen al deformar la junta y al absorber la expansión térmica de las secciones de tubería no absorbidas por las juntas.

b) Si la expansión térmica del tramo vertical no es absorbida por los extremos de tubería horizontales es decir, que se producen esfuerzos muy grandes en la tubería ó bien que las fuerzas y los momentos en las boquillas ó anclajes fueran excesivos, se debe de introducir otra junta de expansión en cualquiera de los tramos horizontales, con el fin de absorber con las tres juntas cualquier movimiento del sistema en el plano, ver *fig. F.III.30*.

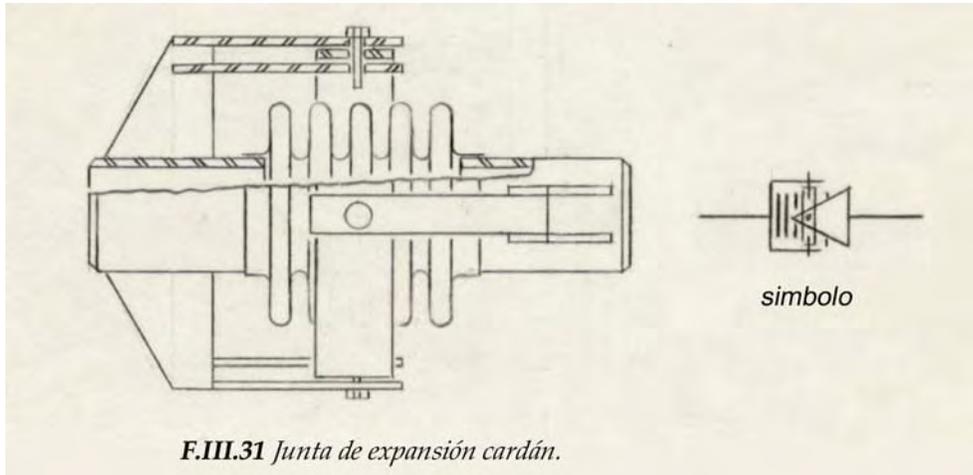


Las fuerzas en las bisagras se evalúan de la misma manera que en la aplicación anterior y las cargas en los puntos terminales son las producidas al deformar las juntas.

III.4.5 JUNTAS DE EXPANSIÓN CARDÁN

Estas juntas son muy parecidas a las de bisagra, pero su diseño permite absorber movimientos angulares en cualquier plano la *fig. F.III.31* muestra la forma e una junta de expansión cardán.

Absorben movimientos laterales de sistemas de tubería en grandes longitudes.

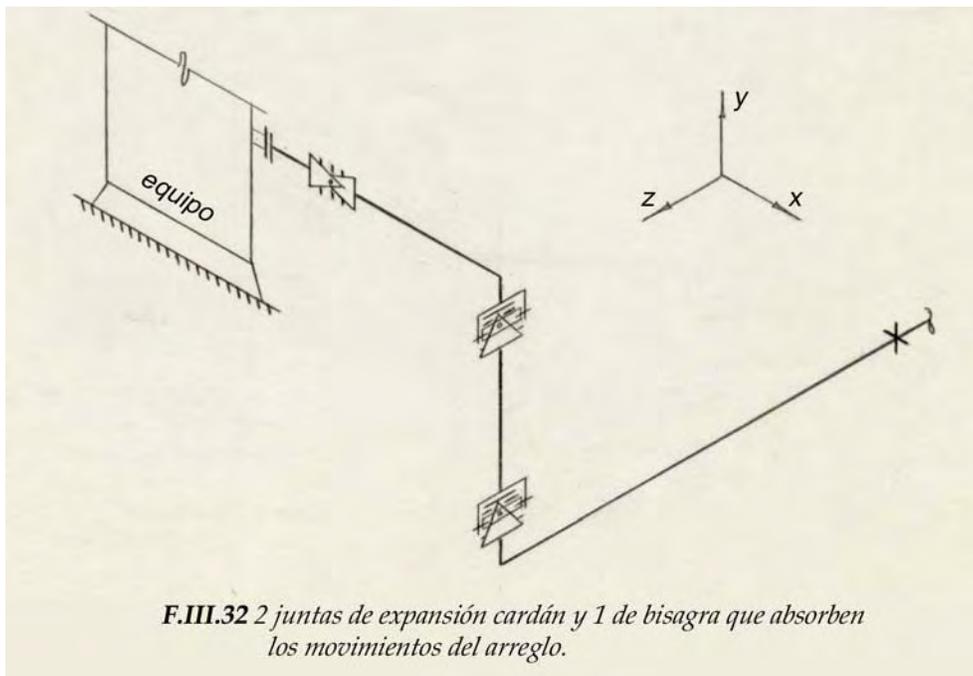


Las placas que forman la parte cardán resisten los empujes por presión y protegen al fuelle de esfuerzos de torsión.

Todas las ventajas y desventajas que las juntas de bisagra tienen, son aplicables también a las juntas de expansión cardán.

aplicaciones típicas:

a) La *fig. F.III.32* muestra un arreglo típica del empleo de las juntas cardán. La expansión térmica en los ejes X y Z las absorben las juntas cardán (dos planos) y el movimiento por expansión térmica en el eje Y lo absorben tanto las juntas cardán como la junta de bisagra.



Se ve que no se requiere del empleo de una junta cardán en el tramo de tubería localizado en el eje X, pues solo trabaja en el plano definido por el eje Z, y una junta de bisagra funciona adecuadamente.

Las fuerzas sobre los elementos mecánicos (placas, anillos y orejas) de la junta cardán se calculan como sigue:

$$F_T = F_p + F_\rho$$

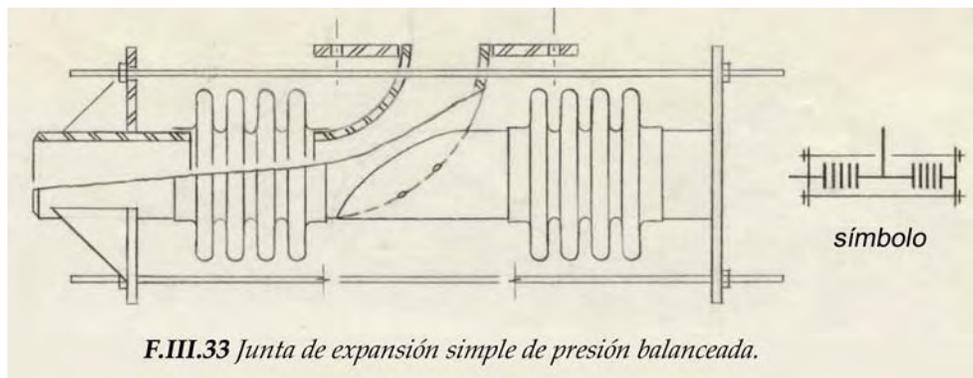
las cargas sobre las boquillas y anclajes son las que resultan al deformar los fuelles de las juntas.

Si la expansión térmica en el eje Y fuera pequeña y se absorbiera en las piernas localizadas en los ejes X y Z, se podría prescindir del uso de la junta de bisagra.

III.4.6 JUNTAS DE EXPANSIÓN SIMPLES DE PRESIÓN BALANCEADA

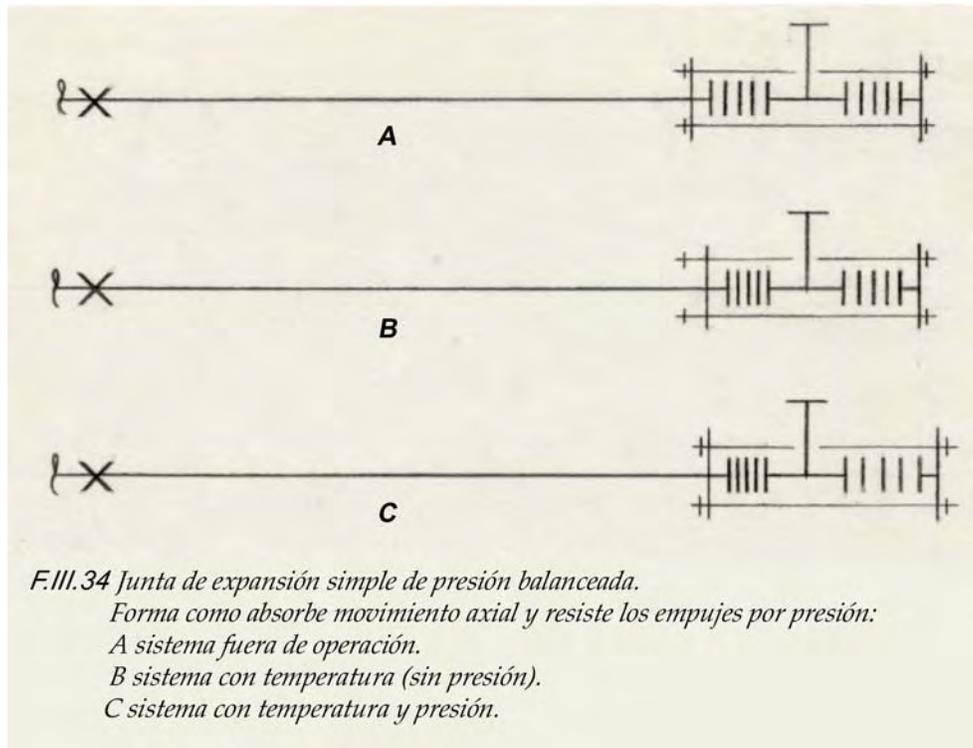
Como su nombre lo indica, éstas son juntas de expansión simples y son de presión balanceada porque absorben movimiento axial y lateral, y ellas mismas compensan ó resisten los empujes por presión.

Para poder utilizar éstas juntas se requiere de un cambio de dirección en la configuración de la tubería. Y están formadas como se aprecia en la *fig. F.III.33*. por un fuelle simple conocido como de flujo, un codo con perforaciones (cambio de dirección), un fuelle adicional de balance y las varillas de tensión que se colocan como se ilustra.



Para poder observar de que manera absorben estas juntas, movimiento axial, y son capaces de resistir los empujes por presión resulta útil (como se maneja en III.1 para apreciar el comportamiento de las J. E. con tirantes) considerar los efectos por expansión térmica y presión por separado.

En la *fig. F.III.34b* se aprecia el efecto de la temperatura, el fuelle de flujo absorbe la expansión térmica en el sentido axial, se comprime, el fuelle de balance no experimenta cambio alguno.



F.III.34 Junta de expansión simple de presión balanceada.

Forma como absorbe movimiento axial y resiste los empujes por presión:

A sistema fuera de operación.

B sistema con temperatura (sin presión).

C sistema con temperatura y presión.

Al considerar el efecto de la presión, el fuelle de balance tiende a extenderse indefinidamente, y en su intento arrastra a las varillas de tensión hasta el sitio donde las tuercas hacen contacto con las orejas ó placas del extremo del fuelle de flujo, las varillas de tensión detienen el movimiento del fuelle de flujo y las fuerzas por la presión del sistema se equilibran, *fig. F.III.34c*.

Los fuelles de balance solo trabajan en forma axial, pero se requiere que los barrenos de las orejas ó placas, donde se conectan los tirantes y tuercas, tengan el suficiente juego y permitan el libre movimiento de los elementos, al ser deformado el fuelle de flujo lateralmente.

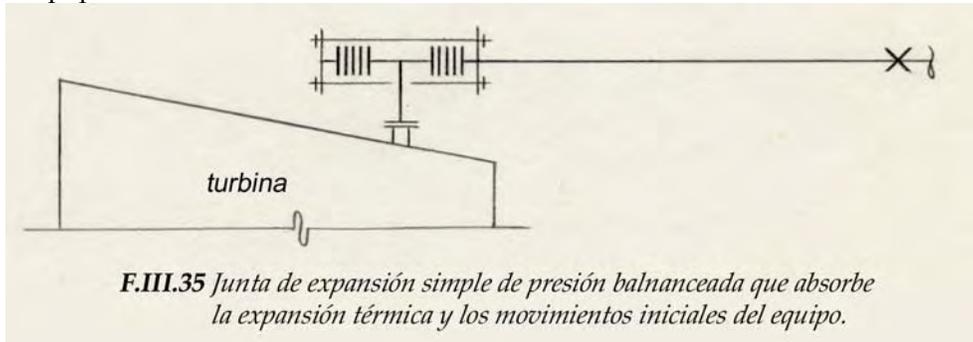
Las perforaciones en el codo sirven para comunicar a los fuelles de flujo y de balance, y así equilibrar las presiones, pero si el fluido es muy viscoso y pudiera tapar el fuelle de balance, se recomienda el empleo de una "T" en lugar del codo, con el fin de conseguir mayor circulación del fluido.

Estas juntas constan de un fuelle adicional que no absorbe un movimiento útil ó de la tubería y además accesorios, que incrementan considerablemente su costo.

En algunos casos el empleo de estas juntas puede ser el indicado, tales como sistemas con turbinas, turbocompresores, bombas, etc., en los que haya grandes diámetros de tubería y reducidos espacios, los equipos mencionados aceptan solamente cargas bajas.

aplicaciones típicas:

a) La junta que se muestra en la *fig. F.III.35* absorbe el movimiento axial y lateral debidos a la expansión térmica de los 2 tramos de tubería y lo movimientos iniciales del equipo.



Las fuerzas que deben resistir los tirantes se evalúan como sigue:

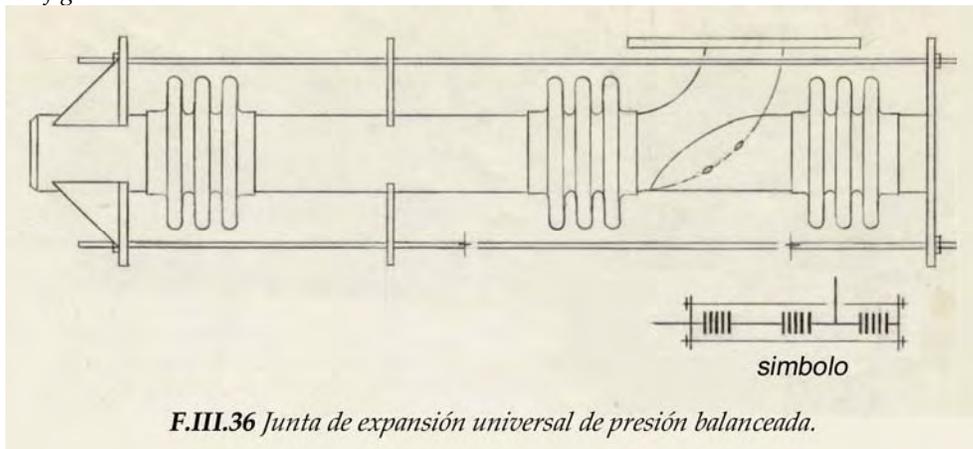
$$F_T = F_p + F_\rho + F$$

Las fuerzas y momentos que se transmiten a la boquilla de la turbina y al anclaje son producidos al deformar los fuelles de flujo y de balance axialmente y el de flujo lateralmente.

III.4.7 JUNTAS DE EXPANSIÓN UNIVERSALES DE PRESIÓN BALANCEADAS

Son juntas universales con un fuelle adicional de balance, que le permite absorber movimientos axiales mayores que los que origina la expansión térmica del tramo de tubería comprendido entre los tirantes y resistir los empujes por presión.

Esta junta está formada por una junta universal cuyos fuelles son llamados de flujo, un codo (cambio de dirección), un fuelle de balance, y varillas de tensión, como se ilustra en la *fig. F.III.36*.



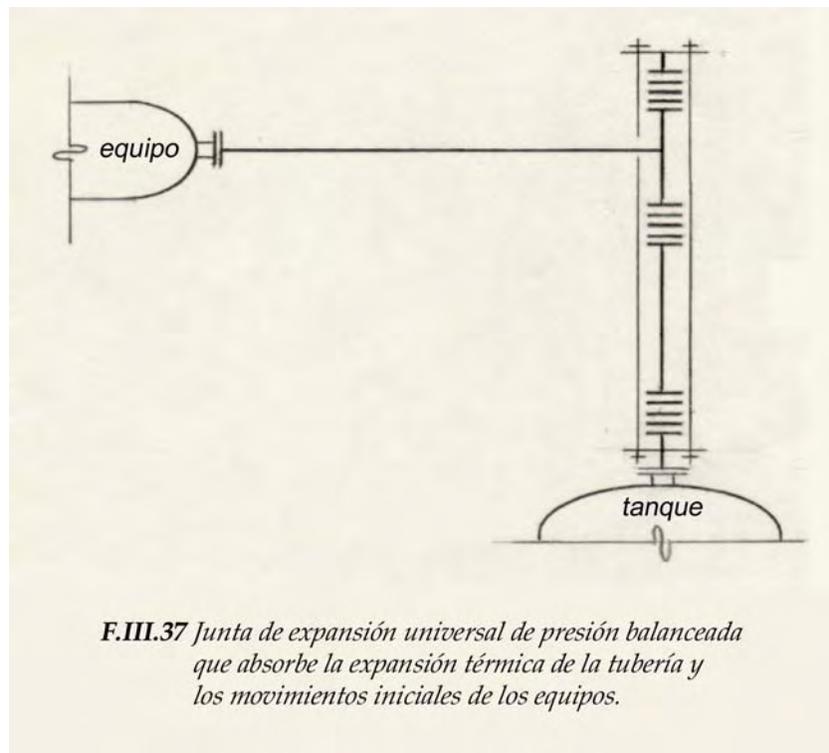
La forma como funciona el sistema que balancea la presión en estas juntas es idéntico al de las simples de presión balanceada.

Estas juntas absorben grandes movimientos laterales y axiales por medio de los fuelles de flujo, el fuelle de balance solo se deforma axialmente.

Las propiedades de esta junta son una combinación de las propiedades de las juntas universales y de las simples de presión balanceada.

aplicaciones típicas:

a) El arreglo mostrado en la *fig. F.III.37* es similar al de los casos de aplicación a) y b) de las juntas universales.



La junta absorbe el movimiento de ambos tramos de tubería y los movimientos iniciales de los equipos.

La fuerza que deben resistir los tirantes se evalúa igual que en las simples de presión balanceada.

Las cargas sobre las boquillas son las que se generan al deformar los fuelles de flujo axial y lateralmente y el de balance axialmente.

IV DISEÑO DE JUNTAS DE EXPANSIÓN

Las juntas de expansión son elementos flexibles diseñados para absorber movimientos por expansión térmica y su comportamiento se rige bajo los mismos principios que el de las tuberías.

Es conveniente exponer las características de un sistema de tubería y de una junta de expansión, para comprender los mecanismos que rigen su comportamiento.

En la *tabla T.IV.1* se muestran esquemáticamente las características principales de ambos sistemas, a manera de comparación y en la parte inferior se anotan las secciones del presente trabajo donde se tratan.

Es importante mencionar que como una junta de expansión normalmente se emplea dentro de un sistema de tubería una vez que se ha diseñado se requiere analizar los efectos de ésta dentro del arreglo de tubería (ver *sección IV.3*), con el fin de obtener las fuerzas y momentos que el sistema le comunique a las boquillas de los equipos y limitarlos a valores permisibles.

IV.1 MOVIMIENTOS EN UNA JUNTA DE EXPANSIÓN

IV.1.1 CICLOS DE VIDA EN UNA JUNTA DE EXPANSIÓN Y FALLA POR FATIGA

Los materiales metálicos sujetos a esfuerzos alternados fallan con un esfuerzo menor al esfuerzo de ruptura del material bajo tensión, después de cierto número de ciclos. Tal fenómeno se conoce como *falla por fatiga*.

Al aumentar el valor del esfuerzo, el número de ciclos al que se puede sujetar un elemento mecánico antes de su falla, disminuye considerablemente, ver *fig. F.IV.1*.

Al ser las juntas de expansión elementos sujetos a movimientos alternados y bajo esfuerzos del orden de los esfuerzos de fluencia del material de ésta, se presenta el fenómeno de fatiga.

La capacidad de una junta de expansión se puede considerar como la cantidad de movimiento que puede absorber, para un diámetro, material y ciclos de vida dados.

La cantidad de movimiento que una junta absorbe, determina los esfuerzos que en ésta aparecen, y por consiguiente el número de ciclos de vida que puede resistir antes de su falla.



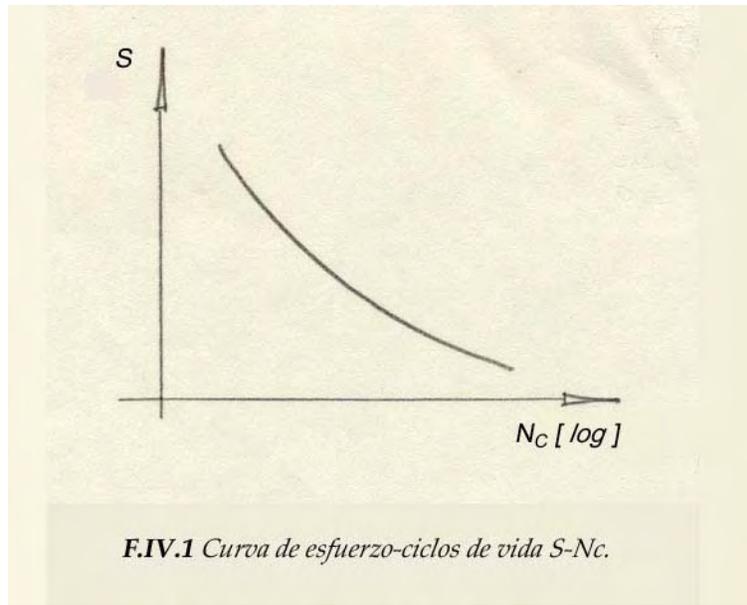
<p>expansión térmica ($\Delta X \Delta Y \Delta Z$) rango de mov. II.2.1</p> <p>→</p>		<p>flexibilidad de un sistema de tubería (arreglo) II.2.2</p>	<p><</p> <ul style="list-style-type: none"> • rango de esfuerzos permisibles (7 000 ciclos de vida) • fuerzas permisibles • momentos permisibles <p>II.2.3 y II.2.4</p>
--	---	---	---

SISTEMA DE TUBERÍA

<p>movimientos en una j.e. (e) rango de mov. IV.1.2</p> <p>→</p>		<p>características geométricas de una junta de expansión III.1 y IV.2</p>	<p><</p> <ul style="list-style-type: none"> • esfuerzos en la j.e. S_A • ciclos de vida N_C • estabilidad P_S • estabilidad S_4 • cte de resorte de la j.e. <p>></p> <p>fuerzas y momentos en equipos IV.2</p> <p>></p> <p>esfuerzos permisibles</p> <p><</p> <p>fuerzas y momentos permisibles IV.3</p>
--	---	---	---

JUNTA DE EXPANSIÓN

T.IV.1 Características de comportamiento de un sistema de tubería y de una junta de expansión, como sistemas para absorber movimientos



La influencia que la presión tiene sobre los esfuerzos que ocasionan la falla por fatiga es mínima, pero la presión determina ciertas características geométricas del fuelle como el espesor de pared (*sección IV.2.2*) y como el número de corrugaciones (*sección IV.2.6*) que influye en forma decisiva en el nivel de esfuerzos y en los ciclos de vida.

El endurecimiento por deformación en frío del acero inoxidable durante el formado de las corrugaciones mejora en forma definitiva la resistencia a la fatiga del fuelle de una junta de expansión.

Un material tiene mayor resistencia a la fatiga si la dirección de los esfuerzos a los que se somete tiene la misma dirección del laminado ó de la deformación.

El fuelle de una junta de expansión se fabrica a partir de un rollo de lámina. Por la forma que se produce un rollo de lámina a dirección del laminado es como se muestra en la *fig. F.IV.2*.



Al formarse el tubo con que ha de hacerse el fuelle se tiene una situación desfavorable puesto que los esfuerzos que determinan los ciclos de vida (falla por fatiga) son meridionales, ver *fig. F.II.3*, y tienen una dirección transversal al sentido de la laminación, ver *fig. F.IV.3*.



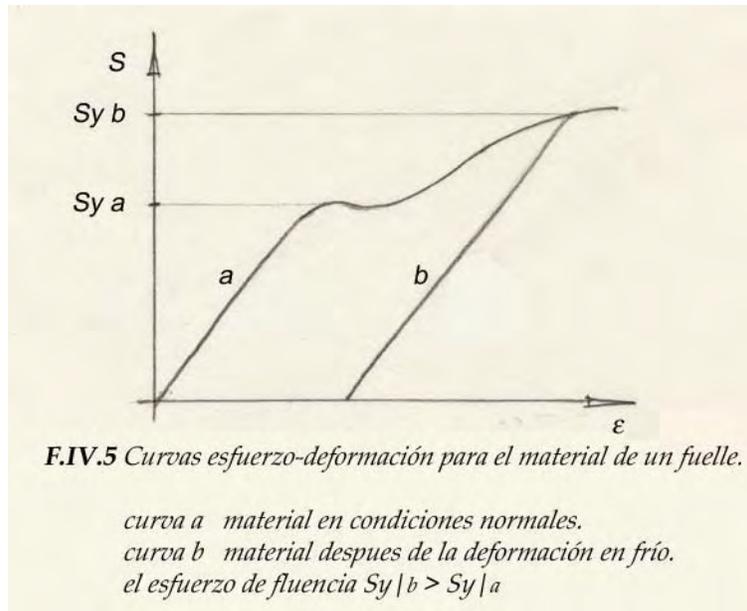
F.IV.3 Tubo de lámina cortado y soldado para formar un fuelle.

Después del formado de las corrugaciones, las inclusiones no metálicas y los granos sufren una reorientación lo que hace coincidir con la dirección de la aplicación de los esfuerzos meridionales con el sentido de la laminación, como se ilustra en la *fig. F.IV.4*



F.IV.4 Fuelle formado por una deformación en frío

Además el esfuerzo de fluencia aumenta su valor, debido a la deformación plástica ocurrida en el material, ver *fig. F.IV.5*, lo que mejora las condiciones de resistencia a la fatiga del fuelle.



IV.1.2 MOVIMIENTOS EN EL FUELLE DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN

Debido al diseño de una junta de expansión las corrugaciones que forman al fuelle solo pueden tener deformaciones axiales, pero como estas deformaciones no son siempre uniformes, se puede hacer que una junta absorba movimientos axiales, laterales y angulares.

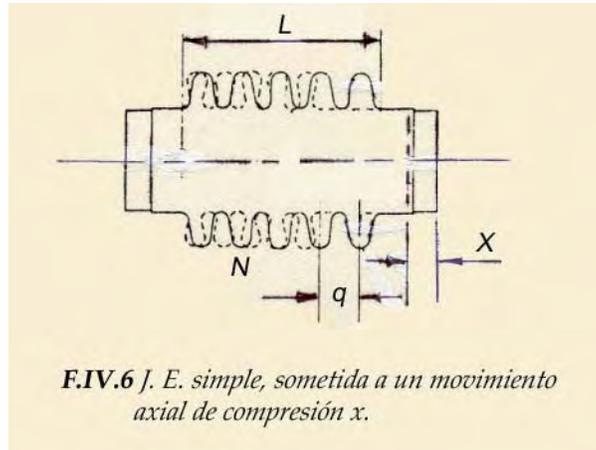
A continuación se ve como una junta absorbe movimientos axiales, angulares y laterales y se evalúa la *deformación axial por corrugación* que se presenta en un fuelle de una junta de expansión debida a los movimientos axiales, angulares y laterales.

IV.1.2.1 MOVIMIENTO AXIAL EN UNA JUNTA DE EXPANSIÓN (X) Y DEFORMACIÓN AXIAL POR CORRUGACIÓN (e_x)

El movimiento que con mayor facilidad absorbe una junta de expansión, es el axial y éste puede ser de compresión ó de extensión. Se considera la sig. convención de signos:

- *compresión* +X
- *extensión* -X

es fácil apreciar de la *fig. F.IV.6* que el movimiento *x* se absorbe en forma uniforme en cada una de las corrugaciones del fuelle. En una junta de expansión universal el movimiento se absorbe en ambos fuelles.



La forma como se evalúa la deformación axial por corrugación debida a un movimiento axial es la siguiente:

junta de expansión simple

$$e_x = \frac{X}{N}$$

junta de expansión universal

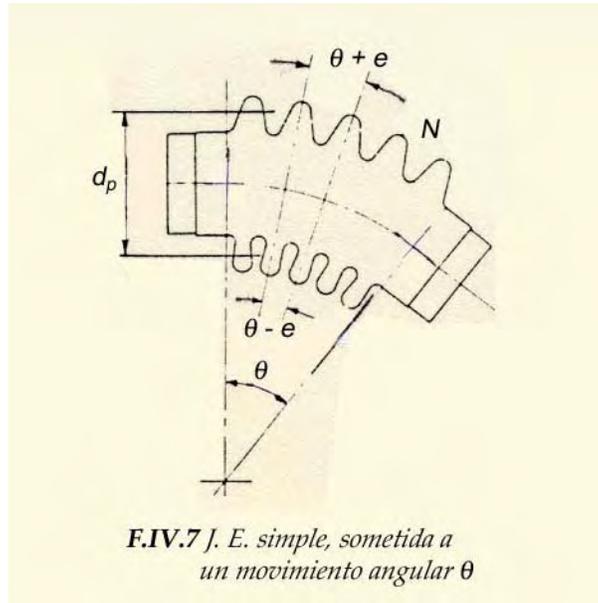
$$e_x = \frac{X}{2N}$$

Para el cálculo de la expansión x en las universales, se debe considerar la expansión del tubo central que une a los dos fuelles.

IV.1.2.2 MOVIMIENTO ANGULAR EN UNA JUNTA DE EXPANSIÓN (θ) Y DEFORMACIÓN ANGULAR POR CORRUGACIÓN (e_θ).

El movimiento angular que una junta de expansión absorbe, se consigue gracias a que el fuelle se comprime de un lado, mientras del lado opuesto se extiende.

La *fig. F.IV.7* muestra como el fuelle de una junta trabaja para absorber movimiento angular; en ambos movimientos, compresión y extensión las corrugaciones tienen una deformación uniforme.



La deformación axial por corrugación debido a un movimiento angular θ se evalúa como sigue:

$$e_{\theta} = \frac{\theta d_p}{2N}$$

IV.1.2.3 MOVIMIENTO LATERAL EN UNA JUNTA DE EXPANSIÓN (γ) Y DEFORMACIÓN LATERAL POR CORRUGACIÓN (e_{γ})

La forma como una junta de expansión absorbe movimiento lateral se debe a que la mitad de un fuelle tiene movimiento angular en un sentido y la otra mitad lo tiene en el sentido opuesto, ó bien en las juntas de expansión universales un fuelle se deforma para absorber movimiento angular en un sentido y el otro fuelle en el sentido opuesto ver *fig. F.IV.8*.

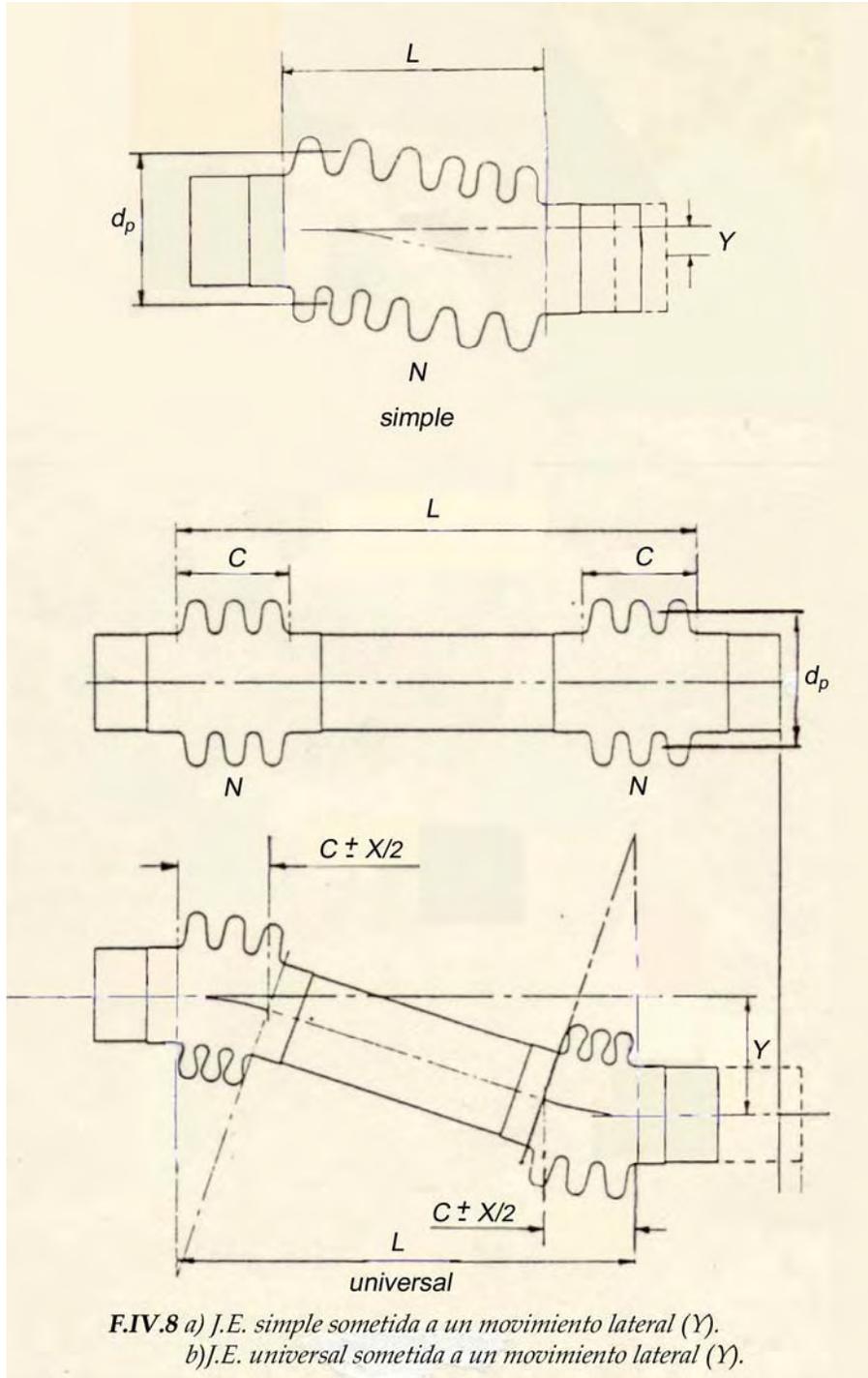
Se observa como es posible con la combinación de movimientos angulares, absorber movimiento lateral. La deformación axial por corrugación debida a movimiento lateral no es uniforme y se incrementa conforme aumenta la distancia con respecto al centro de la junta. Se utilizan las sigs. fórmulas para evaluar la deformación máxima por corrugación, debida a un movimiento lateral γ :

Juntas de expansión simples

$$e_{\gamma} = \frac{3 d_p \gamma}{(1-\chi)}$$

juntas de expansión universales

$$e_Y = \frac{k d_p Y}{2N(1-C-X/2)}$$



Se debe considerar el valor de x con su signo respectivo.

donde:

$$k = \frac{3l^2 - 3Cl}{3l^2 - 6Cl + 4C^2}$$

IV.1.3 RANGO DE MOVIMIENTOS EN EL FUELLE DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN

IV.1.3.1 MOVIMIENTOS COMBINADOS EN EL FUELLE DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN

En la sección anterior se trata de cómo evaluar las deformaciones axiales en un fuelle debido a los movimientos, axial, angular y lateral; en esta sección se evalúa la deformación axial por corrugación total de acuerdo con las siguientes fórmulas:

para compresión

$$e_c = e_x + e_\theta + e_y$$

para extensión

$$e_e = -e_x + e_\theta + e_y$$

Es importante hacer notar dos cosas:

1) el signo de e_x está determinado por X (+ compresión y - extensión).

si el valor de e_c es negativo, se tiene extensión.

si el valor de e_e es negativo, se tiene compresión.

2) los movimientos Y que produce e_y y θ que produce e_θ deben de estar en el mismo plano, si no es así se tiene que hacer una suma vectorial.

La configuración de un fuelle cambia al ser deformado angular y lateralmente, siendo más susceptible a los efectos de la presión. El fuelle de una junta tiene debido entre otros factores al exterior, limitaciones físicas por lo que solo puede aceptar determinada cantidad de deformación e_c y e_θ .

Los fabricantes de juntas de expansión establecen los valores límite de e_c y e_θ , los cuales no deben ser sobrepasados

$$e_c \text{ límite} \geq e_c \text{ calculado}$$

$$e_e \text{ límite} \geq e_e \text{ calculado}$$

IV.1.3.2 EVALUACIÓN DEL RANGO DE MOVIMIENTOS DEL FUELLE DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN

De la misma manera que en un sistema de tubería, en una junta de expansión se tiene que los movimientos y los esfuerzos no son valores puntuales, sino rangos.

Una junta puede tener posibilidades de movimiento y se tratan en el presente trabajo como condiciones de funcionamiento y las más comunes son:

- *instalación (normal ó neutral)*
- *paro*
- *operación*
- *“cold spring”*

La condición de instalación y de paro pueden ser las mismas, esto depende de la temperatura de instalación que se considere y la temperatura mínima del ambiente que se pueda presentar en un paro.

La condición de instalación es por decirlo así, la posición cero y la posición con la cual se comparan las otras condiciones de funcionamiento. Al diseñar una junta de expansión se debe conocer bajo que condiciones operará y el número de veces que repetirá el movimiento para cada condición a lo largo de su vida útil.

El fuelle de una junta se somete a movimientos, los cuales no son uniformes a través de los 360° que componen la junta, por lo que se deben analizar las zonas que puedan conducir al rango de movimientos máximo.

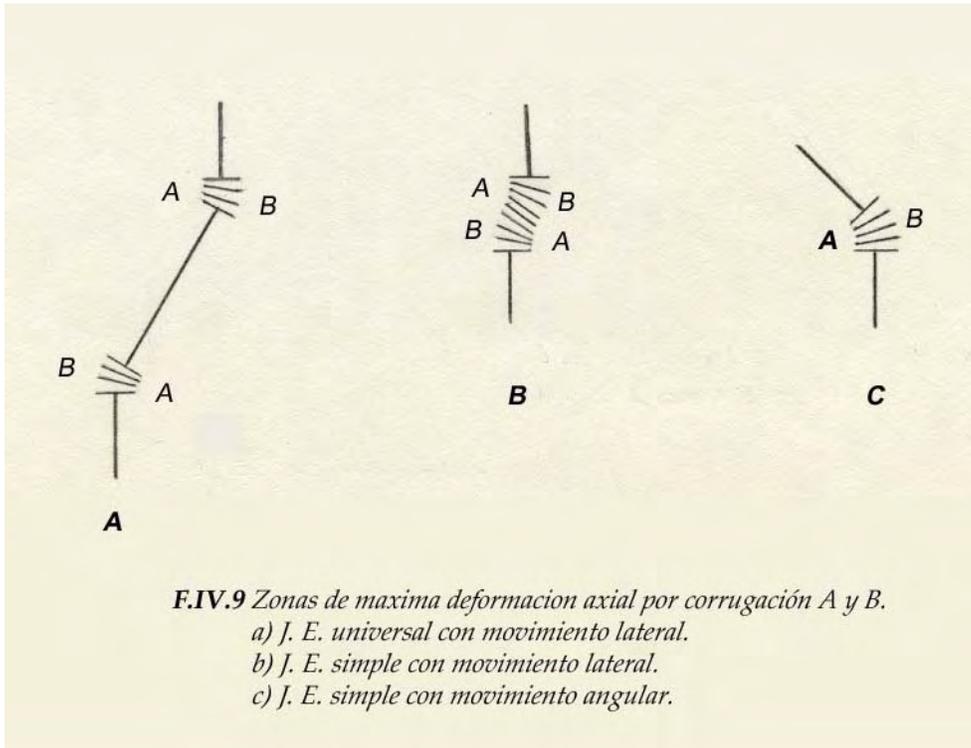
Se deben analizar las zonas donde se presenten los movimientos Y y θ , y el punto donde coincida su suma vectorial así como sus opuestos (a 180°) para una condición de funcionamiento. Se debe repetir el análisis para los puntos de la condición anterior para otra condición de funcionamiento y comparar unos con otros, con el fin de obtener el valor del *rango de movimientos* máximo.

Una junta de expansión puede absorber en forma simultánea movimientos axiales (X), angulares (θ) y laterales (Y), la realidad es que en la mayoría de los casos los fuelles absorben:

- *a) movimiento axial (X)*
- *b) movimiento lateral (Y)*
- *c) movimiento angular (θ)*
- *d) movimiento axial (X) y lateral (Y)*
- *e) movimiento axial (X) y angular (θ)*

La *fig. F.IV.9* muestra las zonas de máxima deformación por corrugación para una junta simple y una universal que absorben movimiento lateral y para una simple que absorbe movimiento angular, para una condición de funcionamiento. Cabe mencionar que el movimiento axial no afecta la localización de las zonas de máxima deformación

por corrugación, puesto que actúa de la misma manera a lo largo y alrededor del fuelle.



Las zonas A y B pueden ser de compresión ó de extensión.

A continuación se plantea el análisis y se desarrolla un método para evaluar *el rango de movimientos*, el cual contempla la mayoría de los casos que en la práctica se presentan y para lo cual se hacen las siguientes consideraciones:

1) *la junta solo absorbe movimientos axiales y laterales.*

Por lo que no se requiere hacer ninguna suma vectorial, el movimiento angular es cero. Este es el caso (d), el caso (e) es similar y los otros casos son casos particulares del (d).

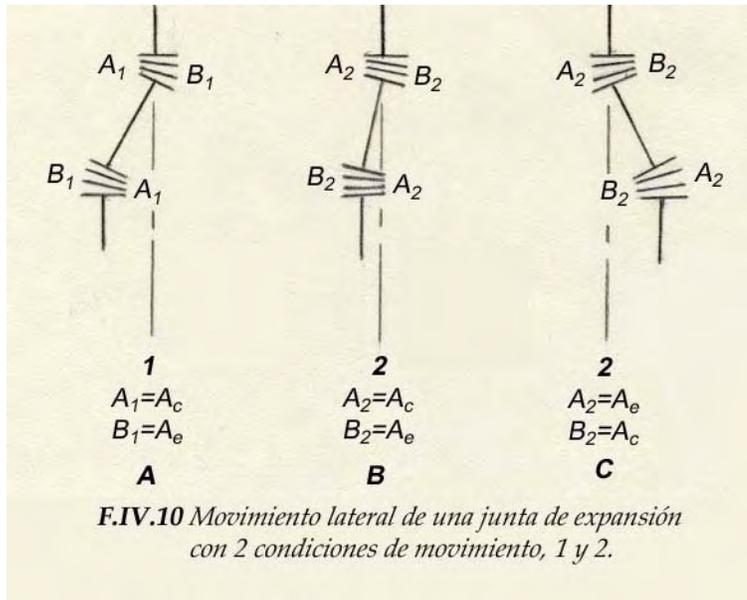
2) *la junta trabaja bajo dos condiciones de funcionamiento: "cold spring" y de operación. Y el movimiento lateral de cada condición tiene la misma dirección, pudiendo variar solo el sentido, por lo que tampoco se requiere hacer una suma vectorial entre ambas condiciones de funcionamiento.*

Una junta normalmente tiene una condición de funcionamiento, por lo que es un caso particular del que se trata.

Descripción del método para evaluar *el rango de movimientos* considerando solo movimientos axiales (X) y laterales (Y) y para dos condiciones de funcionamiento, "cold spring" y operación:

a) para la posición de "cold spring" se conocen los movimientos X y Y , con respecto a su posición neutral ó normal, se evalúan las deformaciones e_x y e_y .

Se asignan las variables A_1 y B_1 en la junta de expansión, haciendo que A_1 sea de compresión y B_1 de extensión, ver fig. F.IV.10a.



b) evaluar e_c y e_e .

$$A_1 = e_c$$

$$B_1 = e_e$$

si resulta e_c negativo se tendrá extensión

si resulta e_e negativo se tendrá compresión

c) para la posición de operación se conocen los movimientos X y Y , con respecto a la posición normal ó de instalación, se evalúan las deformaciones e_x y e_y .

d) evaluar e_c y e_e

si el movimiento de operación se encuentra del mismo lado que el movimiento y de "cold spring", con respecto a la posición de instalación, ver fig. F.IV.10b.

$$A_2 = e_c$$

$$B_2 = e_e$$

si el movimiento y de operación se encuentra del otro lado de la posición de instalación con respecto al movimiento y de "cold spring", ver fig. F.IV.10c.

$$A_2 = e_e$$

$$B_2 = e_c$$

si resulta e_c negativo se tendrá extensión

si resulta e_e negativo se tendrá compresión

e) evaluar *el rango de movimientos*.

Sumar A_1 y A_2

Sí ambos son de compresión ó extensión

$$A = \left| |A_1| - |A_2| \right|$$

si una es de compresión y otra es de extensión

$$A = \left| |A_1| + |A_2| \right|$$

sumar B_1 y B_2

si ambos son de compresión ó extensión

$$B = \left| |B_1| - |B_2| \right|$$

si una es de compresión y otra es de extensión

$$B = \left| |B_1| + |B_2| \right|$$

El rango de movimientos es el mayor de A y B.

$$e = A$$

$$e = B \quad \text{el mayor}$$

en ningún caso e_c ó e_e deben sobrepasar los valores límite establecidos por el fabricante.

Sí la junta tiene solo una condición de funcionamiento *el rango de movimientos* es el mayor de A_1 ó B_1 inciso b).

Ejemplo:

Se suponen conocidos los valores de e_x y de e_y .

1^a posición "cold spring"

$$e_x = 0.10'' \quad \text{compresión}$$

$$e_y = 0.25''$$

2^a posición (posición de operación)

$$e_x = 0.20'' \quad \text{compresión}$$

$$e_y = 0.10'' \quad \text{en sentido opuesto al de "cold spring"}$$

a) las variables A_1 y B_1 se asignan de igual manera que en la *fig. F.IV.10a*.

$$\begin{aligned} \text{b) } e_c &= e_y + e_x \\ &= 0.25 + 0.10 \\ &= 0.35'' \quad \text{compresión} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} e_e &= e_y - e_x \\ &= 0.25 - 0.10 \\ &= 0.15'' \quad \text{extensión} \end{aligned}$$

$$A_1 = e_c = 0.35'' \quad \text{compresión}$$

$$B_1 = e_e = 0.15'' \quad \text{extensión}$$

Nótese que como e_x es compresión se tiene signo positivo (+ 0.1).

c) los valores de e_x y de e_y se han supuesto

$$\begin{aligned} \text{d) } e_c &= e_y + e_x \\ &= 0.10 + 0.20 \\ &= 0.30'' \quad \text{compresión} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} e_e &= e_y - e_x \\ &= 0.10 - 0.20 \\ &= -0.10'' \quad \text{compresión} \end{aligned}$$

se observa como e_x es de compresión se usa (+0.20) y que como el valor de e_c es negativo (-0.10), se obtiene un valor de compresión en vez de extensión.

Como el valor de y en la posición de operación sobrepasa la línea normal de referencia, ver *fig. F.IV.10c*, se tiene que:

$$A_2 = e_e = 0.10'' \quad \text{compresión}$$

$$B_2 = e_c = 0.30'' \quad \text{compresión}$$

e) suma de A_1 y A_2

A_1 y A_2 , ambas son de compresión

$$\begin{aligned} A &= \left| |A_1| - |A_2| \right| \\ &= \left| |0.35| - |0.10| \right| \\ &= 0.25'' \end{aligned}$$

suma de B_1 y B_2

B_1 extensión

B_2 compresión

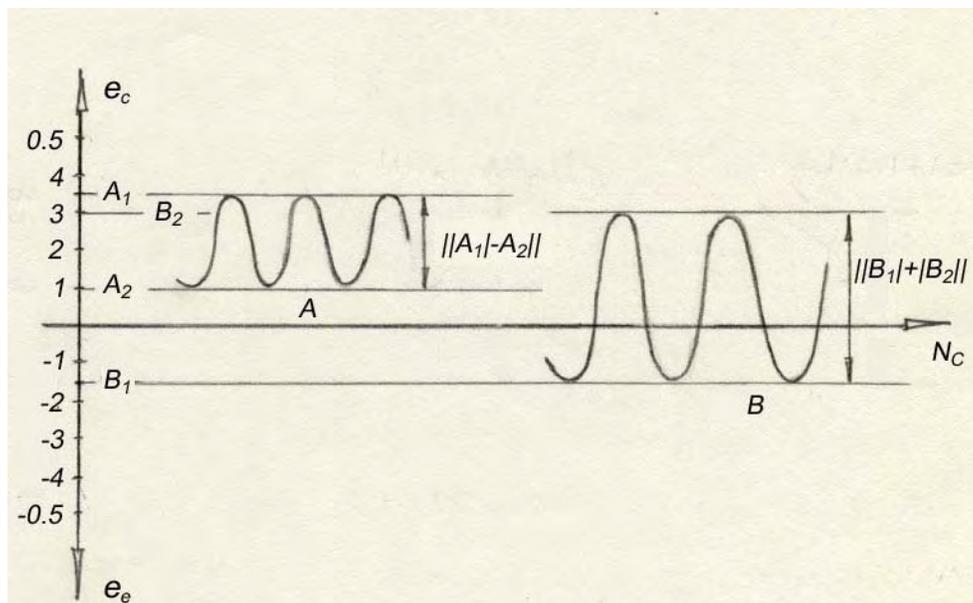
$$\begin{aligned} B &= ||B_1| + |B_2|| \\ &= ||0.15| + |0.30|| \\ &= 0.45" \end{aligned}$$

$$B = 0.45 > A = 0.25 \rightarrow e = B$$

$$e = 0.45" \quad \text{rango de movimientos}$$

La *fig. F.IV.11* ilustra el comportamiento de los puntos A y B del fuelle del ejemplo anterior.

Se observa que a pesar de que el valor puntual de $A = 0.35"$ comp. es mayor que el de $B_1 = 0.15"$ ext. y el de $B_2 = 0.30"$ comp., el rango de movimientos ocurre en B.



F.IV.11 Rango de movimientos en la junta de expansión del ejemplo numérico.

IV.2 DISEÑO DE LOS FUELLES DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN

Esta sección trata de cómo diseñar el fuelle de una junta de expansión, que es la parte flexible del accesorio y la más importante. No existe ningún modelo matemático que represente el comportamiento de un fuelle, por lo que algunos investigadores han llegado, utilizando métodos de análisis elásticos, a modelos idealizados, con suposiciones tales como, espesor de pared del fuelle constante, material homogéneo e isotrópico, comportamiento elástico, etc. como es de esperar, los resultados obtenidos

a partir de ecuaciones idealizadas, dan resultados solo aproximados a los reales, por lo que se ha tenido que ajustar los modelos por medio de parámetros experimentales.

Otros investigadores han empleado técnicas de análisis por computadora, que consideran el efecto de la variación del espesor en la pared del fuelle, variación en la forma del fuelle, la plasticidad. Estos procedimientos son mucho más complejos que un simple análisis elástico, pero aún se requiere de datos experimentales para ajustar los modelos de comportamiento.

Las ecuaciones presentadas en esta sección se basan en las que muestra el *Atomics Internacional Report NAA-SR-4527 "Analysis of Stress in Bellows, part 1 Design Criteria and Test Results"* con modificaciones y adiciones hechas por los miembros del **EJMA**, como reflejo de la experiencia adquirida por ellos. En el análisis para llegar a estas ecuaciones se utilizó la teoría de la membrana elástica, para fuelles con la geometría de sus corrugaciones de forma "U", y se toman de la sección **C-5 "Bellows Design-Circular Expansion Joints"** del **EJMA** (*Expansion Joints Manufacturer Association*), ver ref. [1].

Es importante anotar que las ecuaciones funcionan en forma adecuada en fuelles sin tratamiento térmico, por lo que realizar éste, trae consigo una modificación en la estructura del material y en el funcionamiento del fuelle. Entonces las fórmulas arrojan resultados distintos al comportamiento real del fuelle.

Las ecuaciones son función de datos experimentales, y pueden variar según el método de fabricación del fuelle, tipo de corrugación, material, tratamiento térmico, etc..

Las ecuaciones de diseño mostradas en el **EJMA** funcionan en forma adecuada para los fuelles que cumplan con las siguientes características:

- | | |
|-------------------------------------|-------------------------------|
| • <i>método de fabricación</i> | ROLADO |
| • <i>tipo de corrugación</i> | U |
| • <i>material</i> | ACERO INOXIDABLE |
| • <i>tratamiento térmico</i> | NINGUNO |
| • <i>tipo de unión en el fuelle</i> | SIN APORTE DE MATERIAL |
| • <i>temperatura de formado</i> | EN FRIO |

Las características anteriores son las empleadas por un sector importante de los fabricantes mexicanos, que se apegan al **EJMA**.

Se debe remarcar la importancia que reviste en el diseño los datos empíricos que determinan que los resultados tengan un carácter confiable.

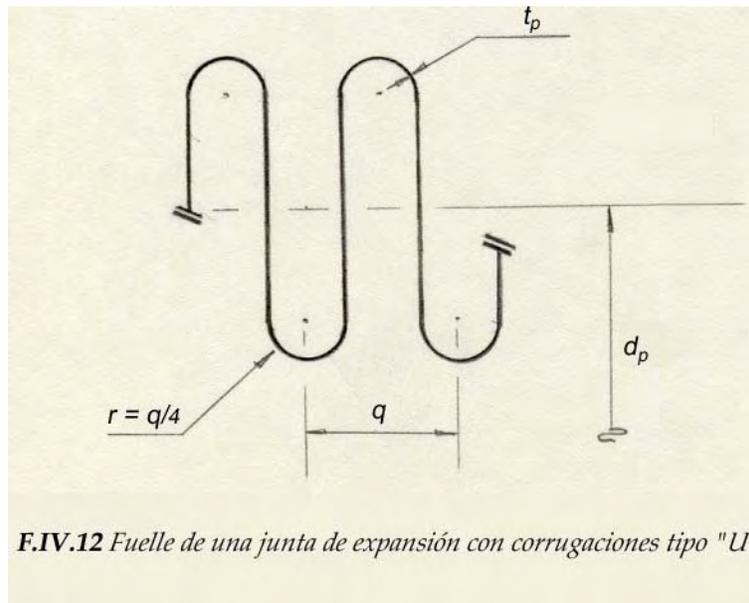
IV.2.1 FORMA DE LAS CORRUGACIONES (d_p y t_p) Y LOS FACTORES DE DISEÑO (C_f , C_p y C_d)

Existen una gran variedad de métodos de formado y de geometrías de los fuelles en la industria, y no se puede considerar a alguno como el mejor para todas las condiciones de diseño.

Las Corrugaciones de los fuelles de las juntas de expansión tratadas en el presente trabajo, son del tipo "U" como se observa en la *fig. F.IV.12*.

Los fuelles con corrugaciones del tipo "U" pueden absorber gran cantidad de movimiento, pero resisten poca presión, por otro lado los fuelles con corrugaciones con sección toroidal resisten gran presión aunque solo absorben pequeños movimientos. Una forma de conseguir grandes movimientos con relativamente altas presiones es utilizando la sección tipo "U" con anillos de refuerzo.

Al formar las corrugaciones de un fuelle a partir de un tubo de espesor t , se tiene como consecuencia una reducción en el espesor de pared en las corrugaciones, que se evalúa con la siguiente ecuación:



$$t_p = \sqrt{\frac{d}{d_p}} t$$

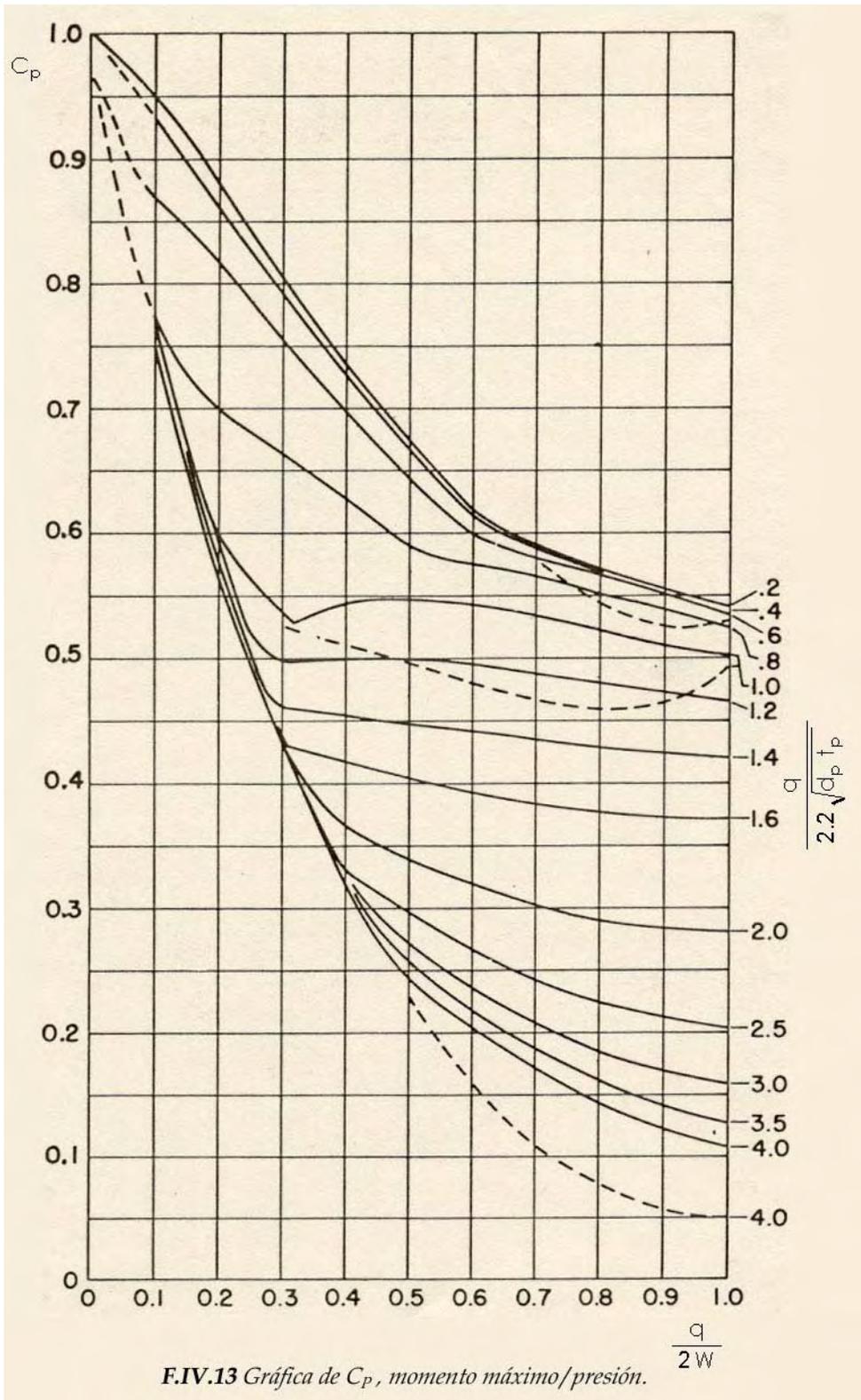
Este espesor se emplea en las ecuaciones de diseño al fuelle, después de haber reducido el espesor original por una deformación plástica por trabajo en frío

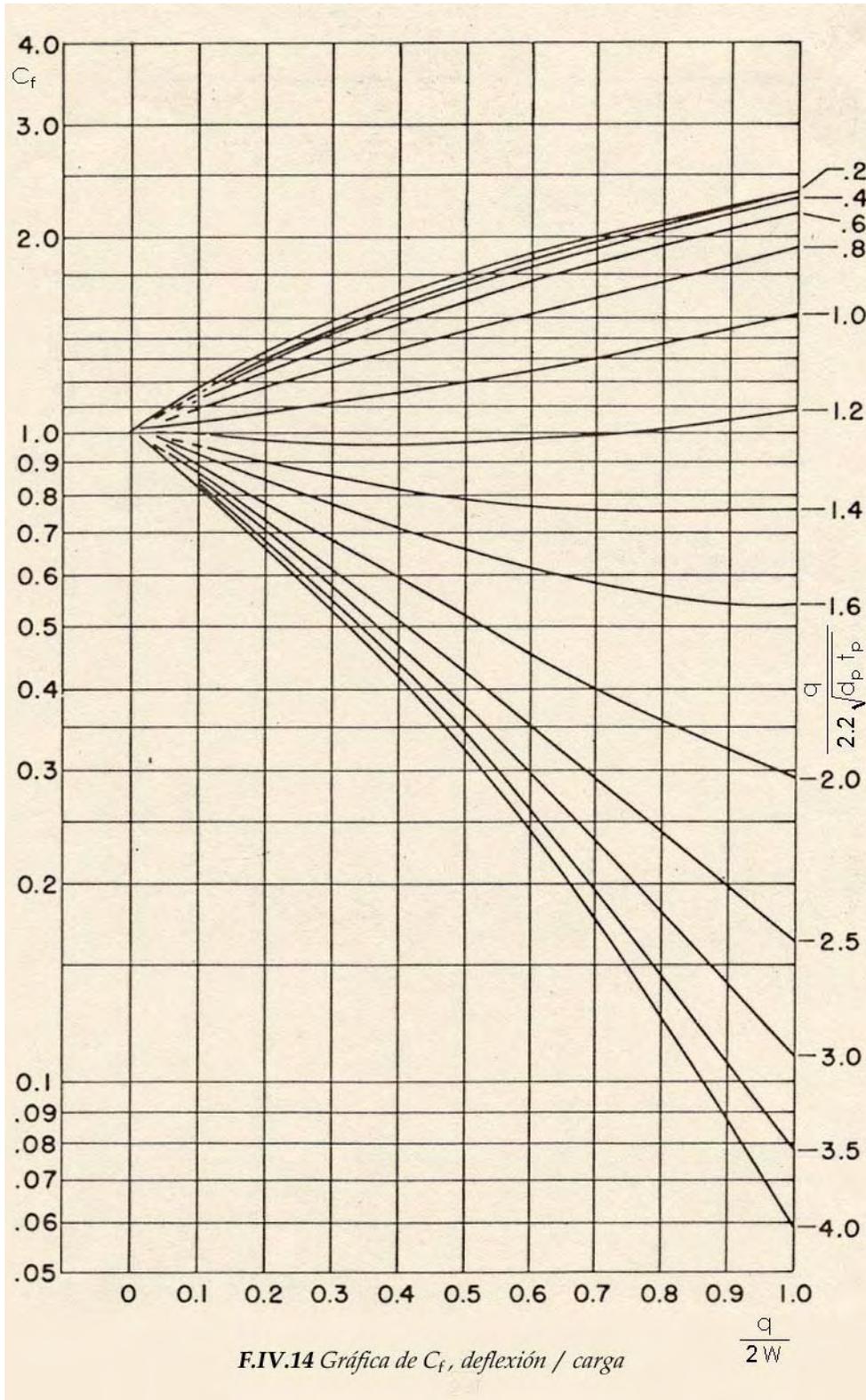
El valor de diámetro medio d_p , que se evalúa como sigue:

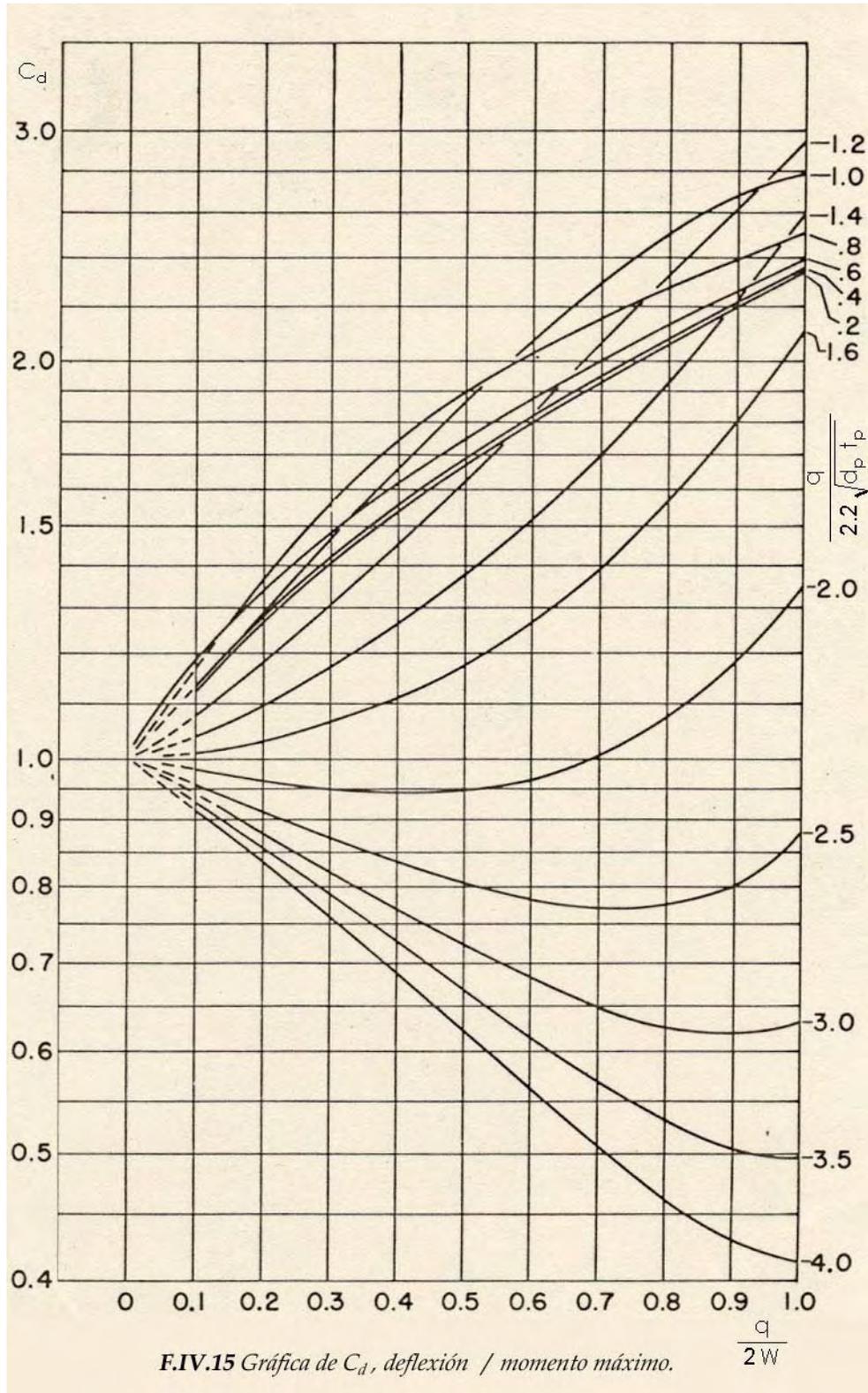
$$d = ID + 2nt$$

$$d_p = d + W$$

Estos valores se utilizan para evaluar muchos parámetros de gran utilidad, como se trata mas adelante.







Los factores C_p , C_f y C_d se evalúan a partir de las siguientes relaciones:

$$\frac{q}{2W}$$

$$\frac{q}{2.2\sqrt{d_p t_p}}$$

entrando en las gráficas de las *fig. F.IV.13,14 y 15* respectivamente.

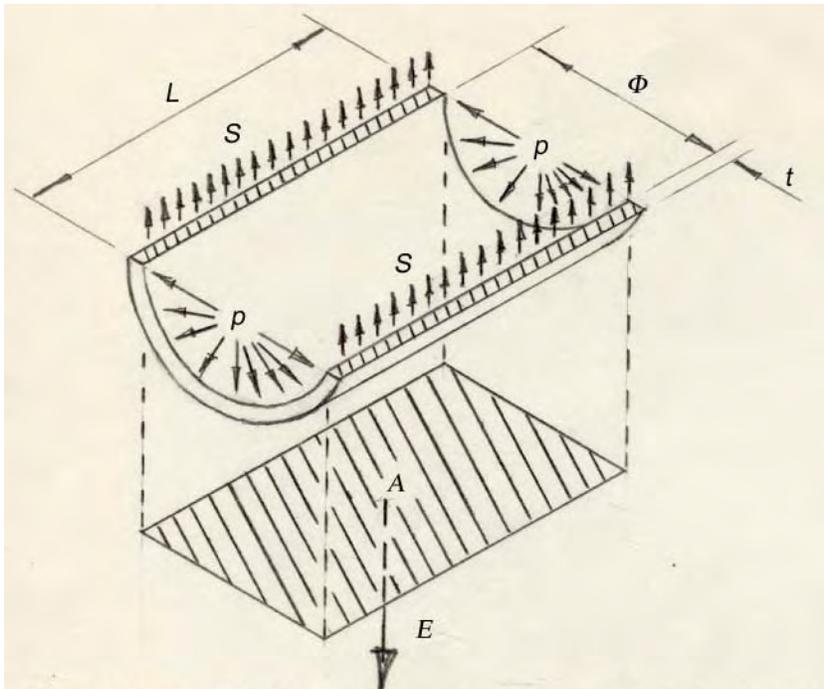
Los parámetros experimentales anteriores se emplean en algunas ecuaciones de diseño de los fuelles de las juntas de expansión, conforme al **EJMA**.

IV.2.2 PRESIÓN Y ESFUERZOS CIRCUNFERENCIALES DE MEMBRANA (S_1 , S_1' y S_2)

La presión es uno de los parámetros más importantes en el funcionamiento y diseño de una junta de expansión, en esta sección se trata el efecto más tangible que ésta produce sobre el fuelle es decir, se analiza el accesorio como un recipiente.

Primero se deduce la fórmula de Barlow, que es la que se emplea para determinar el espesor de pared de un tubo a presión y luego se traslada el análisis a un fuelle, que no es más que una sección de tubo con corrugaciones.

La *fig. F.IV.16* muestra una sección de tubería, bajo los efectos de la presión p , que origina un empuje E que es equilibrado por el esfuerzo s a que el material de la tubería se somete.



F.IV.16 Sección de un tubo rígido sometido a presión interna, en equilibrio.

El empuje originado por la presión es:

$$E = pA$$

donde

$$A = l\Phi$$

el esfuerzo es:

$$S = \frac{E}{a}$$

donde

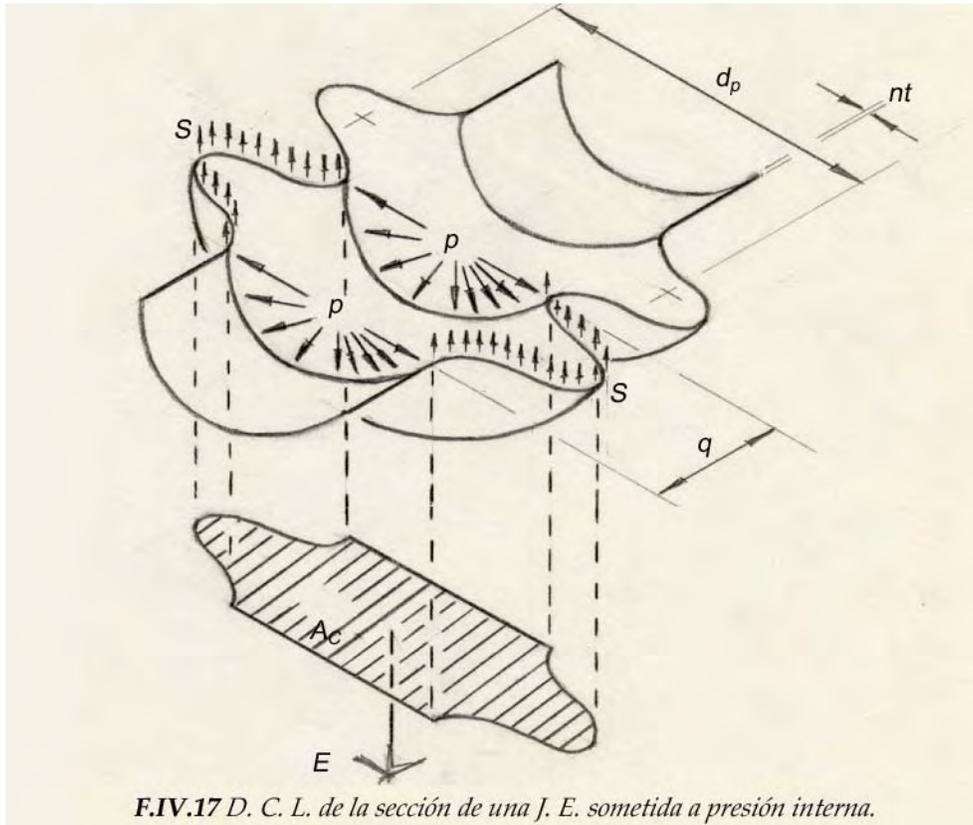
$$a = 2lt$$

sustituyendo A en E y E y a en S

$$E = pl\phi$$

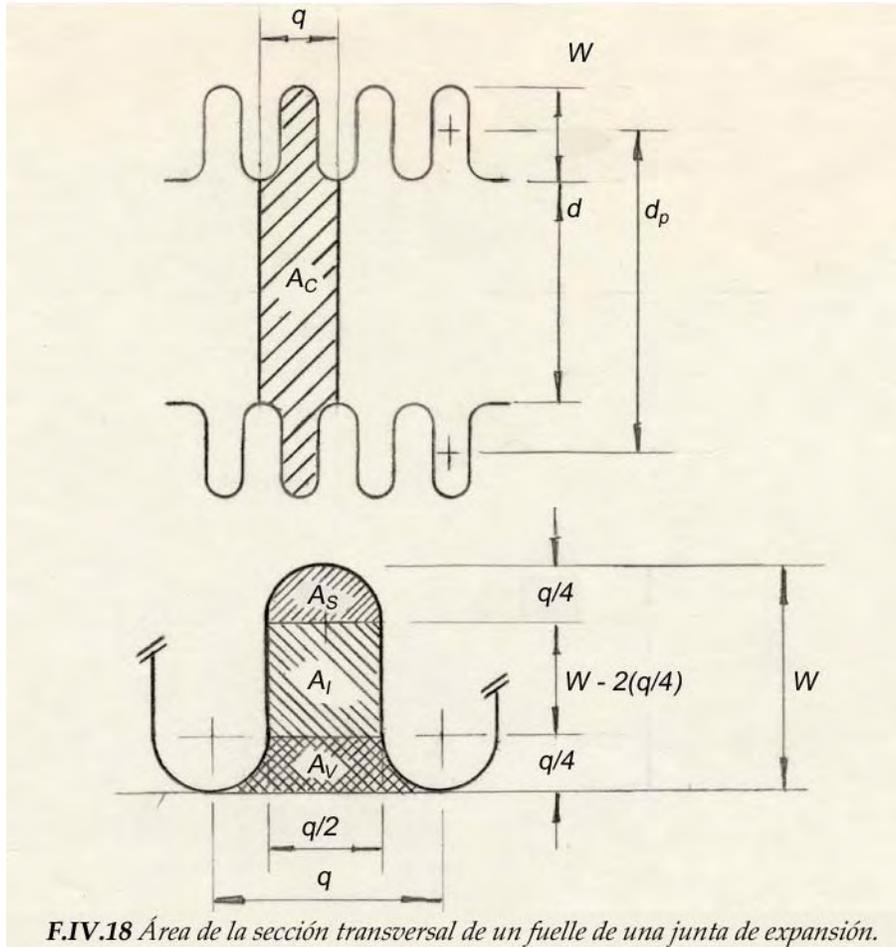
$$S = \frac{p\phi}{2t}$$

Ésta es la fórmula de Barlow, la cual permite evaluar el esfuerzo que la presión produce en una sección de tubo. Este es un esfuerzo circunferencial de membrana.



Haciendo el mismo análisis para un fuelle, ver *figs. F.IV.17 y 18*.

En la *fig. F.IV.17* se observa que el área donde actúa la presión es distinta, así como el área resistente del material, puesto que el espesor es menor y la longitud mayor.



F.IV.18 Área de la sección transversal de un fuelle de una junta de expansión.

Para evaluar el área comprendida dentro de las corrugaciones, el radio de curvatura de las corrugaciones "U" es $q/4$, y como se aprecia el excedente de área en las partes laterales de A_v es el área faltante en A_s , y una sección rectangular, por lo que:

$$A_T = A_v + A_l + A_s$$

$$A_l = (q/2) \cdot (W - 2(q/4))$$

$$= \frac{qW}{2} - \frac{q^2}{4} 4qW$$

$$A_v = A_s = 2((q/2) \cdot (q/4))$$

$$= \frac{q^2}{4}$$

$$A_T = \frac{qW}{2} - \frac{q^2}{4} + \frac{q^2}{4}$$

$$= \frac{qW}{2}$$

y el área total de la sección transversal:

$$A_C = dq + 2A_T$$

$$= dq + 2 \frac{qW}{2}$$

$$= (d+W)q$$

y como

$$d_p = d + W$$

$$A_C = d_p q$$

Lo cual resulta fácil de observar, ya que el diámetro d_p se encuentra exactamente a la mitad del valle y la cresta de la corrugación.

Por otro lado el área de la sección del fuelle se calcula usando la longitud desarrollada del fuelle por el espesor de éste y por el número de capas.

En la longitud desarrollada del fuelle se tienen 4 secciones de circunferencia y aparte 2 secciones rectas, por lo que:

$$l_D = \pi \frac{q}{2} + 2(W - \frac{q}{2})$$

$$= \pi \frac{q}{2} + 2W - q$$

$$= 2W + (\frac{\pi}{2} - 1)q$$

$$= 2W + 0.571q$$

y el área resulta

$$a_f = l_D 2n t_p$$

$$= (2W + 0.571q) 2n t_p$$

una vez evaluadas las áreas, se sustituyen en la fórmula del empuje y del esfuerzo.

$$E = p A_C$$

$$= p d_p q$$

y

$$S = \frac{E}{a_f}$$

sustituyendo

$$S = \frac{p d_p q}{(2W + 0.571q) 2 n t_p}$$

$$= \frac{p d_p}{\left[\frac{2W}{q} + 0.571 \right] 2 n t_p}$$

$$S = \frac{p d_p}{2 n t_p} \left[\frac{1}{0.571 + \frac{2W}{q}} \right]$$

Este es el esfuerzo S_2 , que corresponde a la ecuación número **C-24** del **EJMA**, es un esfuerzo circunferencial de membrana debido a la presión interna y debe ser menor que el esfuerzo permisible del material del fuelle a la temperatura de diseño.

Un esfuerzo meridional de membrana S_2 excesivo, puede producir un abombamiento en las paredes de las corrugaciones ó bien el colapso en la raíz de éstas, por lo que se debe tener especial cuidado al evaluar esta variable.

Se concluye que, un fuelle resiste la presión a la que se somete en el sentido radial debido a que aumenta su longitud en el mismo tramo donde se aplica la presión es decir, se conserva el área resistente a la presión como en una tubería rígida, a pesar de tener una sección más delgada.

La consecuencia directa de usar un accesorio con corrugaciones de espesor delgado, es que se gana muchísima flexibilidad en un espacio muy reducido y con una cantidad de material mínima, por lo que en muchas ocasiones las juntas son la única solución viable en la solución de problemas que por expansión térmica se presenten.

El **EJMA** proporciona dos ecuaciones cuyo efecto es igual al del esfuerzo S_2 , y son:

S_1 *esfuerzo circunferencial de membrana debido a la presión. En la tangente del fuelle.*

$$S_1 = \frac{p d E_b k}{2(t_C E_C + n t E_b)}$$

S_1' *esfuerzo circunferencial de membrana debido a la presión. En el collar ó casquillo.*

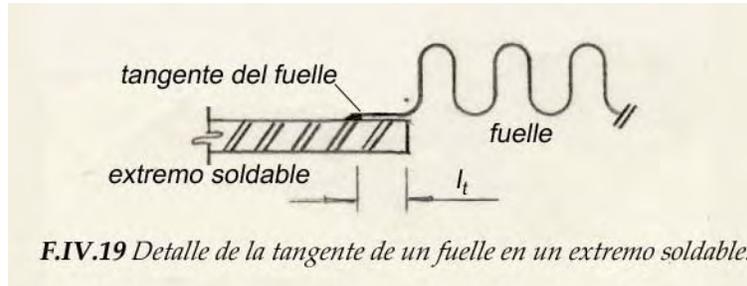
$$S_1' = \frac{p d E_C}{2(t_C E_C + n t E_b)}$$

En ocasiones la presión produce tal fuerza en la tangente del fuelle que infla ó abomba esta zona. En esto casos se debe utilizar un collar para reforzar la sección, ver *fig. F.IV.21*.

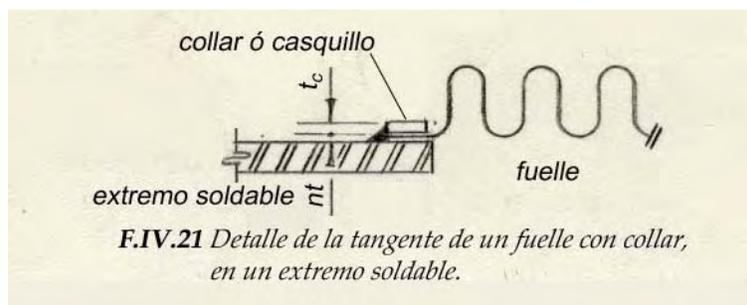
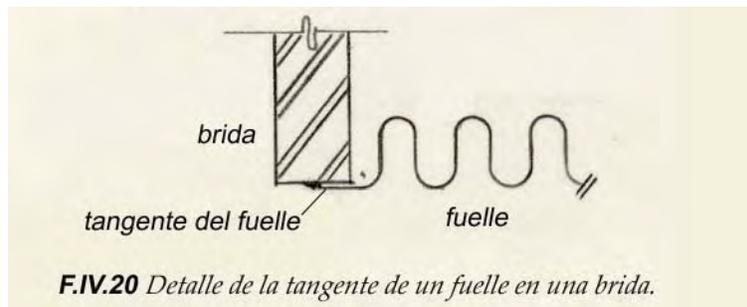
El uso del collar se debe hacer si:

$$S_1 > S_A$$

La presión se introduce en el extremo del fuelle, pudiendo provocar el abombamiento, ver *fig. F.IV.19*.



En la *fig. F.IV.20* el ensamble impide el inflamiento, ya que la tangente del fuelle tiende a pegarse a la brida sin ocasionar problema.



A continuación se explica como utilizar las fórmulas S_1 y S_1'

Primero se supone que no se requiere collar, pero si $S_1 > S_A$ se tiene que emplear collar.

NO HAY COLLAR

$$k = \frac{l_t}{1.5\sqrt{dt}}$$

$$k \geq 1 \quad \text{usar} \quad k = 1$$

$$S_1 = \frac{pdE_b k}{2(t_C E_C + ntE_b)}$$

$$t_C = 0$$

$$S_1 = \frac{pd}{2nt} k$$

y ya que no hay collar

$$S'_1 = 0$$

la constante k que modifica al esfuerzo S_1 se debe a que se está considerando el efecto de la rigidez que produce la parte soldada de la tangente con el extremo.

HAY COLLAR

$$k = 1$$

$$S_1 = \frac{pdE_b}{2(t_C E_C + ntE_b)}$$

$$S'_1 = \frac{pdE_C}{2(t_C E_C + ntE_b)}$$

Pero es común que el material del collar sea el mismo que el del fuelle. ($E_C = E_b$) Esta consideración se hace siempre a menos que se indique lo contrario.

$$S_1 = S'_1 = \frac{pd}{2(t_C + nt)}$$

En la *tabla T.IV.2* se resume el uso de las ecuaciones anteriores.

<i>sin collar</i>	$\frac{l_t}{1.5\sqrt{dt}}$	< 1	$k = \frac{l_t}{1.5\sqrt{dt}}$	$S_1 = \frac{pd}{2nt} k$	$S'_1 = 0$
		> 1	$k = 1$		
<i>con collar</i>				$S_1 = \frac{pdE_b}{2(t_C E_C + ntE_b)}$	$S'_1 = \frac{pdE_C}{2(t_C E_C + ntE_b)}$

T.IV.2 Criterio de evaluación de los esfuerzos S_1 y S'_1 .

S_1 esfuerzo circunferencial de membrana en la tangente del fuelle debido a la presión.

S'_1 esfuerzo circunferencial de membrana en el collar del fuelle debido a la presión.

IV.2.3 EVALUACIÓN DE LOS CICLOS DE VIDA (N_c)ESFUERZOS MERIDIONALES (S_3, S_4, S_5 y S_6)

Los ciclos de vida que resiste una junta de expansión son proporcionales a los esfuerzos meridionales que se presentan en un fuelle.

Los esfuerzos meridionales son similares a los esfuerzos longitudinales que aparecen en un tubo y se deben a la presión y a la deformación del fuelle.

Los esfuerzos meridionales ocasionados por la deformación en el fuelle son los de mayor importancia, pues rebasan al esfuerzo de fluencia del material, ocasionan que el material fluya y se originen ó nucleen grietas que causan la falla por fatiga.

Los esfuerzos meridionales son los siguientes:

ESFUERZOS MERIDIONALES DEBIDOS A LA PRESIÓN

S_3 *esfuerzo meridional de membrana debido a la presión interna.*

$$S_3 = \frac{W}{2 n t_p}$$

S_4 *esfuerzo meridional de flexión debido a la presión interna.*

$$S_4 = \frac{1}{2 n} \left[\frac{W}{t_p} \right]^2 C_p P$$

ESFUERZOS MERIDIONALES DEBIDOS A LA DEFORMACIÓN

S_5 *esfuerzo meridional de membrana debido a la flexión.*

$$S_5 = \frac{E_b t_p^2}{2 W^3 C_f} e$$

S_6 *esfuerzo meridional de flexión debido a la flexión.*

$$S_6 = \frac{5 E_b t_p}{3 W^2 C_d} e$$

RANGO DE ESFUERZOS MERIDIONALES S_t

$$S_t = 0.7 (S_3 + S_4) + (S_5 + S_6)$$

Se observa que los valores de S_5 y S_6 son muy grandes debido a que están multiplicados por E_b , lo que ocasiona que tengan gran influencia en S_t y aunque no

son valores reales, pues se encuentran en un rango de 50 000 a 500 000 *psi*, aplicados a la fórmula para calcular los ciclos de vida, hacen que se obtengan resultados que se apegan al comportamiento real de la junta de expansión.

CALCULO DE N_C

La ecuación para evaluar los ciclos de vida tiene la forma del tipo proporcionado en el "DESIGN OF PRESSURE VESSELS FOR LOW CYCLE FATIGUE" de B. F. Langer ASME, documento 61-WA-18. Donde las constantes se modificaron para adecuar la fórmula al comportamiento real por medio de datos experimentales realizados por miembros del EJMA, ver ref. 1.

$$N_C = \left[\frac{1.86 \times 10^6 T_f}{S_t - 54\,000} \right]^{3.4}$$

donde:

si los ciclos de movimiento son debidos a la expansión térmica:

$$T_f = \frac{S_{u \text{ cold}} + S_{u \text{ hot}}}{2 S_{u \text{ cold}}}$$

si los ciclos de movimiento son debidos a movimientos mecánicos:
(temperatura constante)

$$T_f = \frac{S_{u \text{ hot}}}{S_{u \text{ cold}}}$$

la fórmula funciona en:

- acero inoxidable austenítico
- el fuelle es sin refuerzo
- el fuelle no es tratado térmicamente
- los valores de los ciclos de vida son del orden de 10^3 a 10^5 , que es el rango donde se realizaron las pruebas, aunque los valores pueden exceder un poco éste rango.

El criterio de aceptación para los ciclos de vida es variable, pero es práctica común utilizar un valor no menor a 5 000.

$$N_C > 5\,000$$

Es importante hacer notar que *el rango de movimientos produce un rango de esfuerzos* de manera similar a los sistemas de tubería.

$$e \quad \rightarrow \quad S_t \quad \rightarrow \quad N_C$$

CICLOS DE VIDA INTERMEDIOS

La junta de expansión se diseña para resistir un determinado número de ciclos de vida, para un *rango de movimientos*, debido al movimiento principal del sistema, pero también absorbe ciclos parciales de movimiento.

El siguiente procedimiento, basado en la hipótesis de Minor indica el efecto de la fatiga debido a los ciclos totales y parciales sobre el sistema, y es generalmente aceptado como de suficiente exactitud.

a) se deben estimar los ciclos de vida $n_1, n_2, n_3 \dots$ que debe resistir la junta de expansión, para cada condición de funcionamiento previsto 1, 2, 3... .

Con cada una de las condiciones de funcionamiento 1, 2, 3 ..., calcular $e_1, e_2, e_3 \dots$ y con estos valores evaluar $S_{t_1}, S_{t_2}, S_{t_3} \dots$, se debe tener cuidado al considerar las condiciones de funcionamiento y hacer superposiciones de efectos para 2 ó más condiciones, como se hace en **IV.1.3.2**, puesto que pequeños incrementos de esfuerzos conducen a una gran reducción en los ciclos de vida.

b) con $S_{t_1}, S_{t_2}, S_{t_3} \dots$ evaluar $N_{C_1}, N_{C_2}, N_{C_3} \dots$

c) evaluar los siguientes factores

$$U_1 = \frac{n_1}{N_{C_1}}, U_2 = \frac{n_2}{N_{C_2}}, U_3 = \frac{n_3}{N_{C_3}} \dots$$

d) $U = U_1 + U_2 + U_3 \dots$

e) U debe ser menor que la unidad

$$U < 1$$

Si **U** es menor que 1, la junta cumple con las distintas condiciones de movimiento, 1, 2, 3... con sus respectivos ciclos de vida $n_1, n_2, n_3 \dots$, requeridos.

IV.2.4 PRESIÓN, RANGO DE MOVIMIENTOS Y FATIGA

PRESIÓN

La presión es una de las variables que mayor importancia tiene en el diseño de las juntas de expansión, e influye de los parámetros.

Las variables afectadas por la presión son:

Esfuerzos circunferenciales de membrana.

S_1 *en la tangente del fuelle*

S_1' *en el casquillo del fuelle*

S_2 *en el fuelle*

esfuerzos meridionales.

S_3 *de membrana*

S_4 *de flexión*

estabilidad.

S_4 *estabilidad en el plano*

p_s *estabilidad de columna*

empujes por presión

E

RANGO DE MOVIMIENTOS

Otra variable de gran importancia es el rango de movimientos, ya que influye decisivamente en la duración de la junta, pues a mayor rango de movimientos menos ciclos de vida y por consiguiente menor tiempo de vida del accesorio.

El rango de movimientos es resultado de la cantidad de movimiento que una junta de expansión debe absorber debido a una expansión térmica de un sistema de tubería.

PRESIÓN, RANGO DE MOVIMIENTOS Y FATIGA

Entre la presión y el rango de movimientos existe una interdependencia que hace el diseño, además de interesante, contradictorio y complejo.

El espesor t de un fuelle es directamente proporcional a la presión p , (IV.2.2).

si p aumenta \rightarrow t aumenta
 si p disminuye \rightarrow t disminuye

Los ciclos de vida de un fuelle N_c son inversamente proporcionales al espesor t

$$\begin{aligned} \text{si } t \text{ aumenta} &\rightarrow N_c \text{ disminuye} \\ \text{si } t \text{ disminuye} &\rightarrow N_c \text{ aumenta} \end{aligned}$$

Los ciclos de vida de un fuelle N_c son inversamente proporcionales al *rango de movimientos*.

$$\begin{aligned} \text{si } e \text{ aumenta} &\rightarrow N_c \text{ disminuye} \\ \text{si } e \text{ disminuye} &\rightarrow N_c \text{ aumenta} \end{aligned}$$

Como los ciclos de vida dependen del espesor del fuelle y del *rango de movimientos*, y como la presión determina al espesor del fuelle se concluye que a mayor presión menos ciclos de vida y viceversa.

Se puede resumir en la *tabla T.IV.3* los efectos que sobre los ciclos de vida tiene la presión (espesor) y el *rango de movimientos*.

$p \uparrow$	$t \uparrow$	e cte	$N_c \downarrow$
$p \downarrow$	$t \downarrow$	e cte	$N_c \uparrow$
p cte	t cte	$e \uparrow$	$N_c \downarrow$
p cte	t cte	$e \downarrow$	$N_c \uparrow$

T.IV.3 Efecto de la presión p y el rango de movimientos e sobre los ciclos de vida N_c .
 el espesor t es inversamente proporcional a los ciclos de vida N_c
 el rango de movimientos e es inversamente proporcional a los ciclos de vida N_c

En ocasiones es conveniente reducir el *rango de movimientos*, con el fin de aumentar los ciclos de vida.

IV.2.5 CONSTANTE DE RESORTE ELÁSTICA INICIAL (f_{iu})

Ésta constante es una medida de la rigidez del fuelle, y es similar a la constante de un resorte, ya que indica la resistencia que el accesorio presenta a ser deformado, ya sea por condiciones externas como la presión, que desestabiliza al fuelle ó por condiciones externas a la junta, como los movimientos térmicos que transmite un sistema a los extremos del accesorio, estos puntos se tratan en las *secciones IV.2.6* y *IV.3.1* respectivamente.

La constante de resorte teórica elástica axial se ha deducido de ecuaciones basadas en la teórica de la elasticidad y se evalúa con la siguiente fórmula:

$$f_{iu} = 1.7 \frac{d_p E_b t_p^3 n}{W^3 C_f}$$

IV.2.6 ESTABILIDAD DE LOS FUELLES DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN (S_4 y p_s)

La presión origina inestabilidad en los fuelles de una junta de expansión, y puede ser de dos tipos:

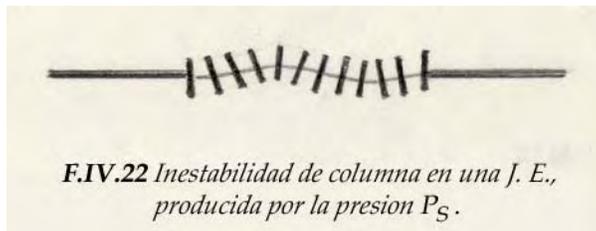
- *inestabilidad de columna* (p_s)
- *inestabilidad en el plano* (S_4)

Los dos tipos de inestabilidad perjudican el funcionamiento de los fuelles, ya que reducen enormemente los ciclos de vida y la capacidad de resistir presión.

Además existe otro tipo de inestabilidad debido a la presión, pero este tipo no se presenta solo en el fuelle, sino en el conjunto junta de expansión-tubería y aparece cuando en el sistema se emplean anclajes principales. Como este tipo de inestabilidad se refiere específicamente a la instalación se trata en la *sección III.3.3.2* y la solución a este problema es colocar guías en ambos lados de la tubería adyacente a la junta.

Inestabilidad de columna.

Es un gran desalineamiento de la línea de centros del fuelle de una junta de expansión, mientras los extremos permanecen fijos, como se puede apreciar en la *fig. F.IV.22*.



El valor máximo a que se debe limitar la presión en un fuelle para evitar la inestabilidad de columna se evalúa como sigue:

p_s *presión límite de diseño, basada en la inestabilidad de columna.*

para juntas simples (1 fuelle)

$$p_s = \frac{0.3 \pi f_{iu}}{N^2 q}$$

para juntas universales (2 fuelles)

$$p_s = \frac{0.3 \pi f_{iu}}{(2 N^2) q}$$

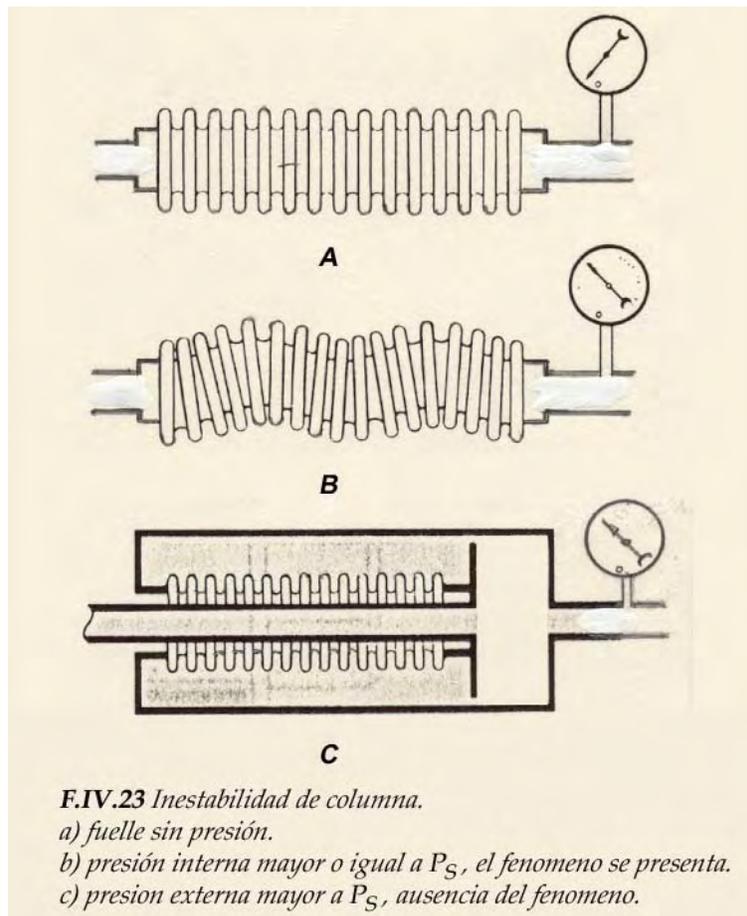
En estas ecuaciones se considera que ambos extremos de la junta de expansión están rígidamente soportados.

El valor de p_s indica el valor en el que se presenta el fenómeno de inestabilidad de columna, por lo que el valor de la presión de diseño debe de ser menor, el EJMA recomienda que el valor de la presión de diseño sea 2.25 veces menor que p_s .

Este fenómeno no se presenta en fuelles donde se aplica presión externa ó bien vacío en el interior de la junta.

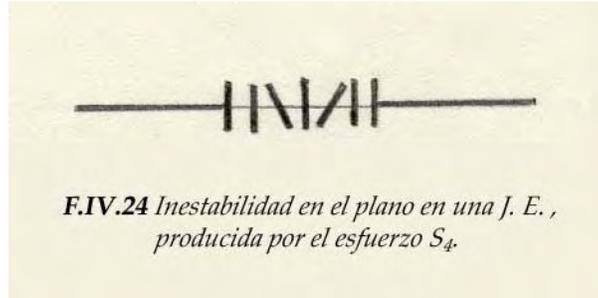
En la *fig. F.IV.23a* se observa un fuelle sin presión alguna, en la *fig. F.IV.23b* al aplicar una presión igual a p_s , aparece el fenómeno de inestabilidad de columna, y por último en la *fig. F.IV.23c* se ha considerado un diseño de tal manera que la presión p_s actúe en el exterior y no en el interior de la junta, el fenómeno desaparece y se puede incrementar aún más la presión sin que el fenómeno ocurra.

El diseño de la *fig. F.IV.23c* es adecuado para absorber grandes cantidades de movimiento, puesto que puede tener un fuelle con un gran número de corrugaciones, sin el peligro de que se presente la inestabilidad de columna.



Inestabilidad en el plano.

Es un desalineamiento ó pérdida de la perpendicularidad de 1 ó más corrugaciones de un fuelle con respecto a su línea de centros, la cual permanece recta es decir, no pierde su alineamiento original como ocurre en la inestabilidad de columna, ver *fig. F.IV.24*. Este fenómeno está íntimamente ligado a elevados esfuerzos meridionales de flexión (S_4) y también al esfuerzo circunferencial de membrana (S_2), debidos ambos a la presión.



Este fenómeno se puede evitar si se limita el valor de 0.35 veces el esfuerzo meridional de flexión debido a la presión, a el valor del esfuerzo permisible.

$$0.35 S_4 \leq S_A$$

$$S_4 = \frac{p}{2n} \left[\frac{W}{t_p} \right]^2 C_P$$

Al ser el valor de $0.35 S_4$ menor que el de S_A , además de prevenir la inestabilidad en el plano, limita la deformación de la pared del fuelle durante la presión de prueba ($p_p = 1.5 p_d$, la presión de prueba es 1.5 veces la presión de diseño). Cuando se tiene el caso de un fuelle con 1 sola corrugación, como el caso de algunos intercambiadores de calor, el valor de 0.35 se puede reducir a 0.30.

La importancia de aumentar el número de corrugaciones se cifra en que a mayor número de corrugaciones mayor es la cantidad de movimiento que una junta absorbe. Por esto es interesante observar de que manera el número de corrugaciones influye en cada uno de los fenómenos de la inestabilidad.

La presión interna máxima que resiste una junta de expansión antes de que se presente la inestabilidad en el plano se puede obtener de:

$$S_4 \text{ y } 0.35 S_4 \leq S_A$$

para obtener la presión máxima

$$0.35 S_4 = S_A$$

multiplicando por 0.35, S_4

$$0.35 S_4 = 0.35 \frac{P}{2 n} \left[\frac{W}{t_P} \right]^2 C_P$$

sustituyendo S_A

$$S_A = 0.35 \frac{P}{2 n} \left[\frac{W}{t_P} \right]^2 C_P$$

despejando p

$$p = \frac{2 n S_A}{0.35} \left[\frac{t_P}{W} \right]^2 \frac{1}{C_P}$$

La presión p no es función del número de corrugaciones N ($p \neq f(N)$), por lo que al variar N el valor de p permanece constante. Este valor se representa en la *gráfica p-N* de la *fig. F.IV.25*, y como se puede apreciar corresponde al valor límite de la presión que puede resistir un fuelle sin que ocurra la inestabilidad en el plano.

De igual manera, la presión interna máxima que resiste una junta de expansión antes de que ocurra la inestabilidad de columna se puede analizar como sigue:

Sustituyendo el valor de f_{iu} en p_s

$$p_s = \frac{0.3 \pi 1.7 \frac{d_P E_b t_P^2 n}{W^3 C_f}}{N^2 q}$$

$$= \frac{0.3 \pi 1.7 d_P E_b t_P^3 n}{q W^3 C_f} \frac{1}{N^2}$$

La presión p_s es una función del número de corrugaciones de un fuelle ($p_s = f(N)$)

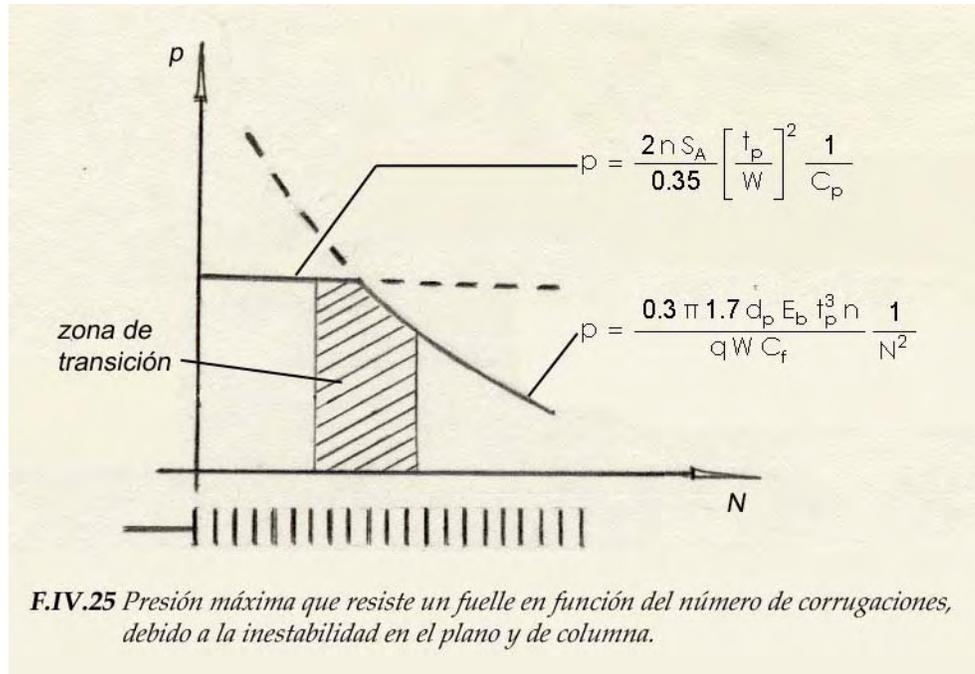
Si se considera como única variable a las corrugaciones, entonces:

$$p_s = C \frac{1}{N^2}$$

Esta ecuación se representa gráficamente en la *fig. F.IV.25*, se ve que al incrementar el número de corrugaciones disminuye la capacidad del fuelle de resistir presión, puesto que el valor límite de la presión de diseño para resistir la inestabilidad de columna, desciende.

En la *fig. F.IV.25* se puede apreciar la interacción de los dos fenómenos de inestabilidad en un fuelle, en función del número de corrugaciones, y se observa que para pocas corrugaciones la presión límite para evitar la inestabilidad de columna es mayor que la presión límite para evitar la inestabilidad en el plano por lo que, para pocas corrugaciones el fenómeno que se puede presentar es el de inestabilidad de columna, para muchas corrugaciones sucede a la inversa.

La zona de transición es aquella en la que ambos tipos de inestabilidad, de columna y en el plano, interactúan.



Los movimientos que absorbe una junta, ocasionan cambios en las dimensiones de los fuelles, y para los movimientos laterales ó angulares la presión produce fuerzas desbalanceadas que tienden a deformar la línea de centros del fuelle fuera de su posición neutral. En los fuelles bajo las condiciones mencionadas, la inestabilidad de columna ocurre a una presión menor que en aquellos que no se encuentran deformados.

IV.2.7 ESFUERZOS DE TORSIÓN (S_S)

Ya se ha anotado que una junta de expansión no absorbe movimientos de torsión y se deben de evitar esfuerzos de este tipo, pues reducen grandemente la vida de la junta.

Cuando no sea posible eliminar completamente los esfuerzos de torsión, éstos se deben de limitar a 1/4 del valor del esfuerzo permisible.

A continuación se indica la forma de evaluar los esfuerzos de torsión:

$$S_s = \frac{2 T}{t \pi d^2}$$

$$S_s < 0.25 S_A$$

IV.2.8 ECUACIONES DE DISEÑO Y LÍMITE DE PARÁMETROS

El diseño de una junta de expansión se realiza por medio de tanteos, se proponen características del fuelle de la junta se evalúan ciertos parámetros que deben de estar dentro de los valores permisibles, de no ser así se modifican las características del fuelle y se repite el proceso.

Es importante seleccionar el tipo de junta adecuado a un sistema de tubería específico, pues una buena solución optimiza el número de juntas y el máximo aprovechamiento de su capacidad.

Una junta de expansión tiene, debido principalmente a la presión y al diámetro, un *rango de movimientos máximo* que puede absorber, por esto es importante al seleccionar una junta considerar valores razonables de movimiento, es de gran ayuda un catalogo de algún fabricante.

Por ser el diseño de una junta por medio de tanteos, se tiene la libertad de modificar principalmente, la geometría del fuelle.

Los valores límite a que se debe someter la junta de expansión son los que se anotan en la *tabla T.IV.4*

En la *tabla T.IV.4* aparecen del lado izquierdo los valores calculados de una junta, los cuales se tratan en esta *sección (IV.2)*, excepto F_s que se trata en la *sección III.3*. Del lado derecho aparecen los valores a los cuales se deben limitar los del izquierdo.

$$S_A \quad \text{esfuerzo permisible} \quad (\text{de acuerdo al ASME [11]})$$

Los valores de N_c , f_W y F_s tienen un criterio de aceptación variable.

Para N_c es una práctica común tomar 5 000 como valor mínimo.

Para f_W depende de las fuerzas que se puedan transmitir al sistema y se trata con detalle en la *sección IV.3*.

El valor del empuje por presión F_s , cuya magnitud afecta directamente, ya sea al diseño de los anclajes ó al de las varillas de tensión según sea el caso y cuyo tratamiento se hace en la *sección III.3*.

$$\begin{aligned}
 S_1 &< S_A \\
 S'_1 &< S_A \\
 S_2 &< S_A \\
 S_3 &< S_A \\
 0.35 S_4 &< S_A \\
 P_s &> P_d \\
 N_C &> 5\,000 \\
 S_s &< 0.25 S_A \\
 F &< F_{\text{PERM}} \\
 M &< M_{\text{PERM}}
 \end{aligned}$$

S_1 esfuerzo circunferencial de membrana en la tangente del fuelle debido a la presión.

S'_1 esfuerzo circunferencial de membrana en el collar del fuelle debido a la presión.

S_2 esfuerzo circunferencial de membrana en el fuelle debido a la presión.

S_3 esfuerzo meridional de membrana en el fuelle debido a la presión.

S_4 esfuerzo meridional de flexión en el fuelle debido a la presión (estabilidad en el plano).

P_s presión de diseño límite basada en la inestabilidad de columna.

N_C ciclos de vida.

S_s esfuerzo de torsión en el fuelle.

F fuerzas en los anclajes ó restricciones.

M momentos en los anclajes ó restricciones.

S_A esfuerzo permisible.

P_d presión de diseño.

T.IV.4 Valores límite de los parámetros de diseño de una junta de expansión.

IV.3 FUERZAS Y MOMENTOS DE UN SISTEMA DE TUBERÍA PRODUCIDOS POR UNA JUNTA DE EXPANSIÓN

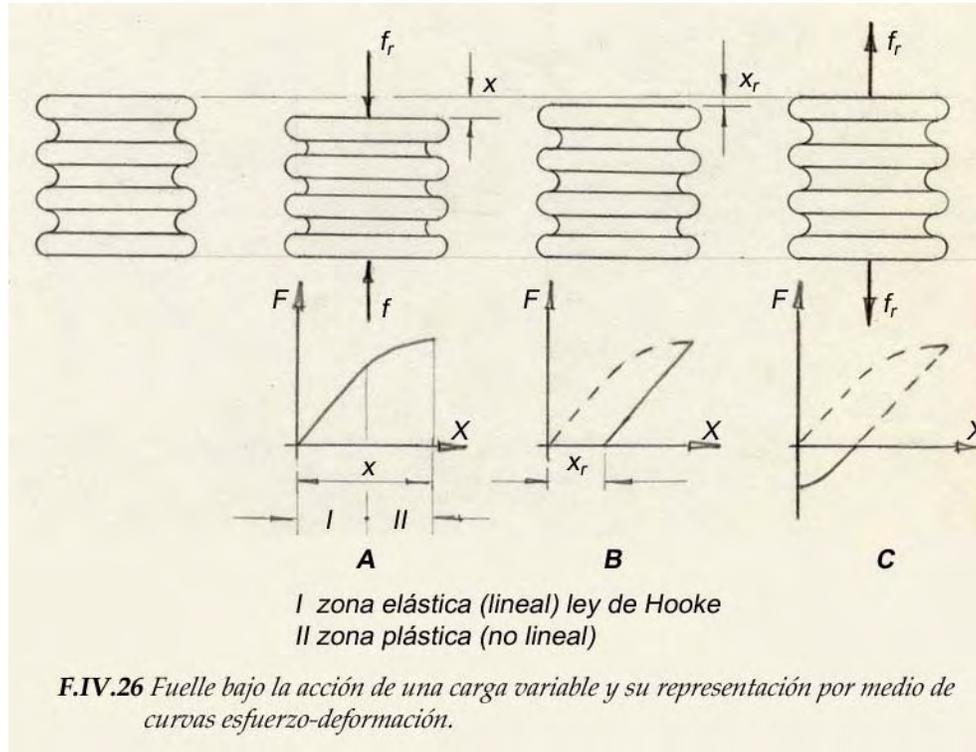
IV.3.1 CONSTANTE DE RESORTE DEL FUELLE DE UNA JUNTA DE EXPANSIÓN

IV.3.1.1 COMPORTAMIENTO ELÁSTICO DE UN FUELLE

A pesar de que una junta de expansión es un elemento flexible, éste tiene cierta rigidez y su comportamiento es similar al de un resorte.

Al aplicar una carga a un fuelle, éste se deforma proporcionalmente a la fuerza, existe una relación lineal de acuerdo a la ley de Hook, y en la zona llamada elástica se tiene la particularidad de que al desaparecer la carga el fuelle recupera sus dimensiones originales. Si se aumenta la magnitud de la fuerza, el fuelle seguirá deformándose hasta que la relación deja de ser lineal, y a una fuerza mayor el fuelle se deforma en forma plástica, ver *fig. F.IV.26a*.

Si ahora se suprime la fuerza que actúa sobre el fuelle, se observa que el fuelle no recupera completamente sus dimensiones originales, ha sufrido una deformación plástica y para recuperar sus dimensiones originales se requiere aplicar una fuerza en el sentido opuesto, ver *fig. F.IV.26b y c*.



IV.3.1.2 CRITERIOS PARA EVALUAR LA CONSTANTE DE TRABAJO DE UN FUELLE (f_w)

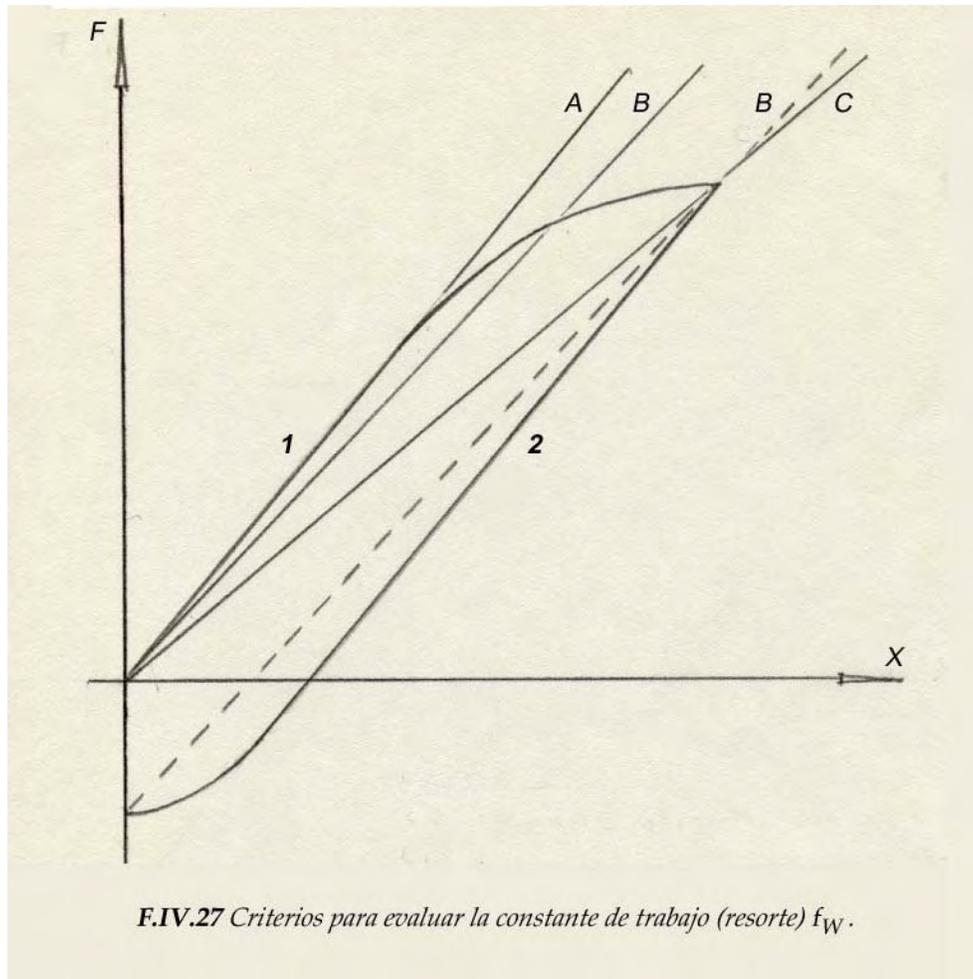
Para poder evaluar las cargas en los puntos terminales de un sistema de tubería se requiere conocer la rigidez ó constante de resorte de una junta de expansión.

La constante de resorte de un fuelle que trabaja en el rango elástico, es la constante de resorte teórica elástica f_{iu} y la cual se puede evaluar con razonable exactitud con la siguiente fórmula:

$$f_{iu} = 1.7 \frac{d_p E_b t_p^3 n}{W^3 C_f}$$

para el rango plástico no se cuenta con una expresión matemática definida, el comportamiento no es lineal. La mayoría de las juntas trabajan en esta zona.

Existen varios criterios para evaluar la constante de resorte ó de trabajo f_w .



En la *fig. F.IV.27* aparecen las curvas de carga y descarga del fuelle de una junta de expansión, y tres rectas cuyas pendientes pueden emplearse como constantes de resorte.

recta A

f_{iu} constante de resorte teórica elástica axial. Funciona perfectamente en el rango elástico, pero en el rango plástico arroja valores de carga mayores que los reales, y aunque funciona del lado conservador su aplicación es poco práctica, pues la mayoría de los fuelles operan en la zona plástica.

recta B

Esta recta pasa por el punto de máxima carga y por el origen. Este criterio indica un valor real en el punto de máxima carga y desplazamiento, pero el valor de la fuerza en los puntos intermedios es menor que el real, por lo que representa un criterio audaz.

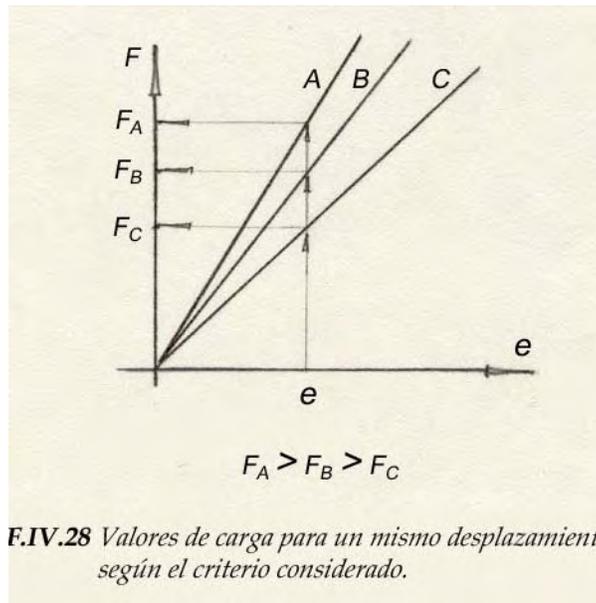
recta C

Formada entre el punto de máxima carga y el punto de la fuerza requerida para regresar el fuelle después de la deformación plástica a sus dimensiones originales. Este criterio es

intermedio entre los 2 anteriores, por lo que reduce las ventajas y desventajas de ambos.

Algunos fabricantes se basan en métodos empíricos para determinar la constante de resorte, de acuerdo a criterios particulares.

En la *fig. F.IV.28* se observa como para una cierta deformación corresponde una determinada fuerza, de acuerdo al criterio empleado.



IV.3.2 FUERZAS Y MOMENTOS PARA DEFORMAR UNA JUNTA DE EXPANSIÓN Y SU EFECTO SOBRE UN SISTEMA DE TUBERÍA

Con las siguientes fórmulas se evalúan las fuerzas y momentos requeridos para deformar una junta de expansión axial, angular y lateralmente.

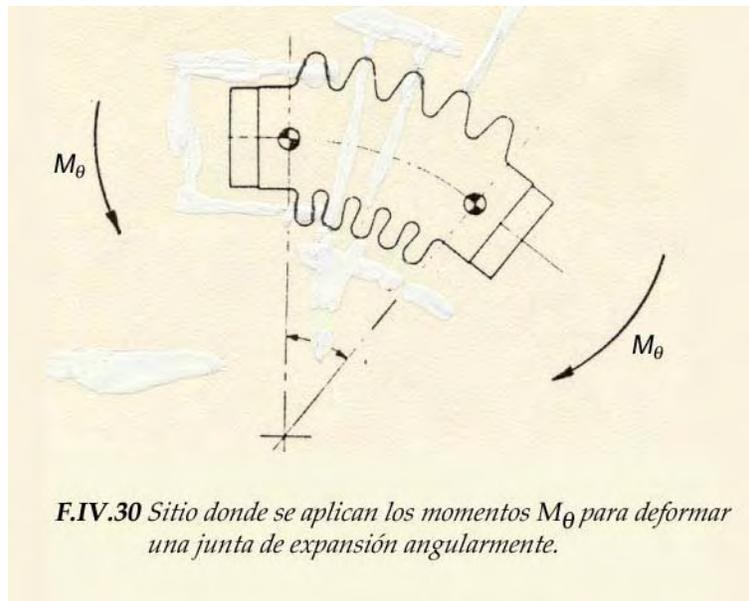
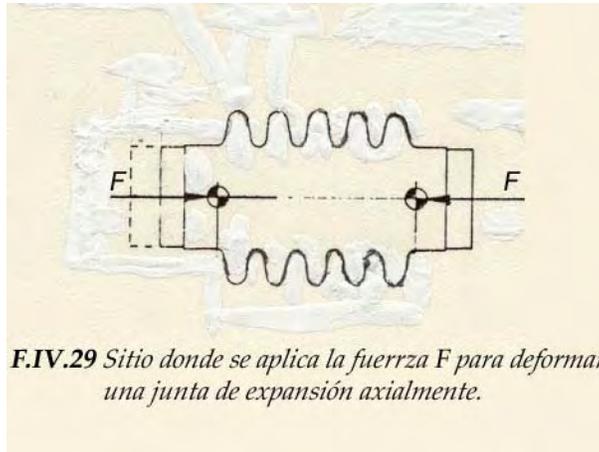
$$F = f_w e_x$$

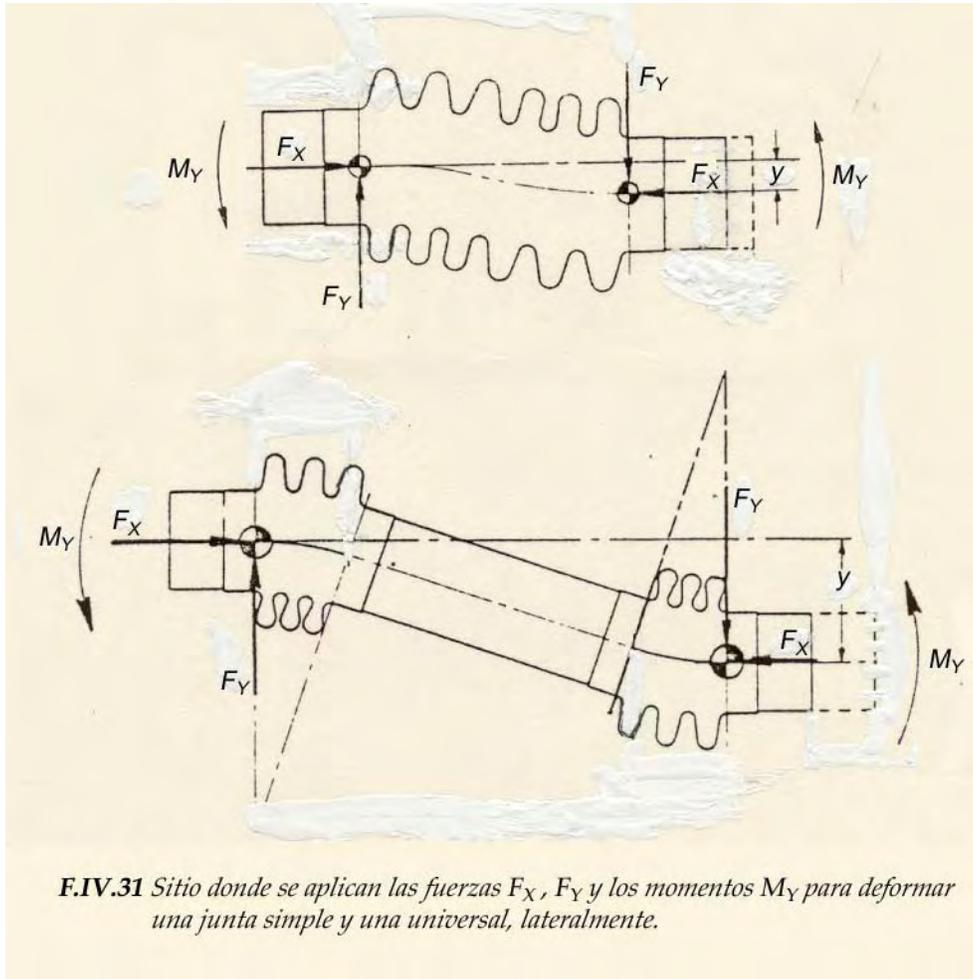
$$M_\theta = \frac{f_w d_P e_\theta}{4}$$

$$M_y = \frac{f_w d_P e_y}{4}$$

$$V = \frac{f_w d_P e_x}{2 l}$$

Las *figs. F.IV.29, 30 y 31* muestran el lugar de aplicación de las fuerzas y momentos para deformar una junta.





El efecto que las fuerzas y momentos producen sobre las boquillas ó anclajes de un sistema de tubería se determina por medio de estática, considerando al sistema en equilibrio.

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= 0 & \Sigma F_y &= 0 & \Sigma F_z &= 0 \\ \Sigma M_x &= 0 & \Sigma M_y &= 0 & \Sigma M_z &= 0 \end{aligned}$$

Si para un sistema coordinado se considera la regla de la mano derecha se tiene:

$$\begin{aligned} M_x &= F_z Y - F_y Z \\ M_y &= F_x Z - F_z X \\ M_z &= F_y X - F_x Y \end{aligned}$$

Para mayor detalle ver la ref. [1] pag. 54 a 71.

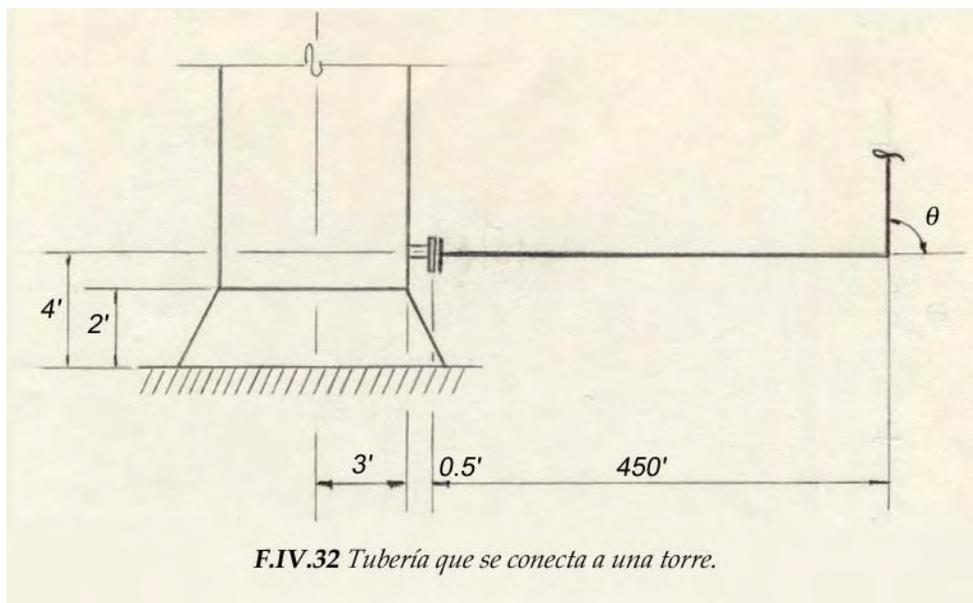
IV.4 SOLUCIÓN DE PROBLEMAS DE FLEXIBILIDAD POR MEDIO DE JUNTAS DE EXPANSIÓN

En esta sección se tratan dos problemas de flexibilidad, resueltos por medio de juntas de expansión, con el fin de aplicar lo expuesto en este capítulo y en los anteriores, y mostrar las ventajas de este tipo de solución con respecto a las usadas por medio de métodos convencionales.

IV.4.1 PROBLEMA DE JUNTAS DE EXPANSIÓN 1 TORRE

Este problema ejemplifica los conceptos tratados en III.3.

La fig. F.IV.32 muestra una tubería que se conecta a una torre.



Los datos del fluido y de la tubería, y la temperatura de operación y presión de diseño son los siguientes:

<i>fluido</i>	agua caliente
<i>tubería</i>	20" ϕ ced. Std. (ced. 20) $t = 0,375"$
<i>material</i>	ASTM A-53 Gr. B Tipo E
<i>temperatura de operación</i>	$T_{op} = 125^{\circ} F$
<i>presión de diseño</i>	$P_d = 200 \text{ psig}$

Para este arreglo resulta adecuada la aplicación de una junta de expansión simple sin tirantes.

El movimiento que la junta debe absorber es principalmente el axial, producido por el tubo, y un pequeño movimiento lateral debido al crecimiento lateral del tanque.

Con el material, acero al carbono y la temperatura de operación 125° F en el *apéndice A.1* se obtiene el coeficiente de expansión térmica α . La torre es de acero al carbono y tiene la misma temperatura.

$$\alpha = 0.42 \text{ in}/100 \text{ ft}$$

Los movimientos que la junta de expansión debe absorber se calculan:

para el movimiento axial

Se multiplica la distancia del centro de la torre al anclaje del tubo por el coeficiente de expansión térmica.

$$\begin{aligned} x &= (450 + 3 + 0.5) 0.42 \times 10^{-2} \\ &= 1.905 \text{ in} \end{aligned}$$

para el movimiento lateral

Se multiplica la distancia del inicio del faldón a la boquilla del tubo por el coeficiente de expansión térmica.

$$\begin{aligned} y &= 2 \times 0.42 \times 10^{-2} \\ &= 0.008 \text{ in} \end{aligned}$$

Con la ayuda del catálogo de algún fabricante, se propone la geometría del fuelle.

Es adecuado diseñar el fuelle con un material más resistente a la corrosión que el de la tubería, por lo que se emplea como material del fuelle un **AISI 304**.

Con el material y la temperatura de operación del fuelle se obtiene:

El módulo de elasticidad del fuelle E_b del **EJMA table II "MODULI OF ELASTICITY OF COMMONLY USED BELLOWS MATERIAL"** *apéndice A.2*.

$$E_b = 28.05 \times 10^6 \text{ psi}$$

Los esfuerzos en frío y en caliente S_c y S_h del **ASME Section II Part D Properties Customary, Table 1A, apéndice A.4**.

$$S_c = 18000 \text{ psi}$$

$$S_h = 18000 \text{ psi}$$

En el siguiente desarrollo se emplea un formato elaborado para el cálculo del fuelle de juntas de expansión con corrugaciones tipo "U" de acero inoxidable.

Se evalúan a partir de la junta propuesta los movimientos y el rango de movimientos en el fuelle de acuerdo a **IV.1**, y los esfuerzos y parámetros de diseño de acuerdo a **IV.2**.

DISEÑO DEL FUELLE**DATOS****tipo de junta**

SIMPLE

número de fuelles $\eta = 1$ fuelles**material**

AISI 304

presión $p = 200$ psig**temperatura** $T = 125$ °F**par** $T = 0$ lb - ft**movimientos** $X = 1.903$ in $Y = 0.008$ in $Z = 0.0$ in**geometría del fuelle** $DI = 20$ in $W = 1.187$ in $t = 0.050$ in $n = 1$ capa $N = 10$ corrugaciones $q = 0.875$ in $l_t = 0.75$ in $L = 8.75$ **propiedades físicas del fuelle** $E_b = 28.05 \times 10^6$ psi $S_C = 18\,800$ psi $S_h = 18\,550$ psi**collar** $t_C = 0$ **propiedades físicas del collar** $E_C = 0$ psi $S_C = 0$ psi**PARAMETROS DE DISEÑO**

$$C = \eta \frac{Nq}{2} = 1 \times \frac{10 \times 0.875}{2} = 4.375$$

$$d = DI + 2nt = 20 + 2 \times 0.05 = 20.1 \text{ in}$$

$$d_p = d + W = 20.1 + 1.1875 = 21.288 \text{ in}$$

$$t_p = \sqrt{\frac{d}{d_p}} t = \sqrt{\frac{20.1}{21.288}} 0.05 = 0.049 \text{ in}$$

MOVIMIENTOS Y RANGO DE MOVIMIENTOS

$$K = \frac{3L^2 - 3CL}{3L^2 - 6CL + 4C^2} = \frac{3 \times 8.75^2 - 3 \times 4.375 \times 8.75}{3 \times 8.75^2 - 6 \times 4.375 \times 8.75 + 4 \times 4.375^2} = 1.5$$

$$e_x = \frac{X}{\eta N} = \frac{1.903}{10} = 0.190 \text{ in/corr}$$

$$e_y = \frac{K d_p}{\eta N(L - C - X/2)} Y = \frac{3 \times 21.288 \times 0.008}{10(8.75 - 1.903)} = 0.007 \text{ in/corr}$$

$$e_\theta = \frac{\theta d_p}{2N} = \frac{0 \times 21.288}{2 \times 10} = 0 \text{ in/corr}$$

$$e = |e_x| + e_y + e_\theta = 0.190 + 0.007 + 0 = 0.197 \text{ in/corr}$$

FACTORES DE GRAFICAS

$$\frac{q}{2W} = \frac{0.875}{2 \times 1.1875} = 0.37$$

$$\frac{q}{2.2\sqrt{d_p t_p}} = \frac{0.875}{2.2\sqrt{21.288 \times 0.049}} = 0.39$$

$$C_p = 0.755$$

$$C_f = 1.5$$

$$C_d = 1.505$$

ESFUERZOS

sin collar

$$k = \frac{l_t}{1.5\sqrt{dt}} = \frac{0.75}{1.5\sqrt{20.1 \times 0.05}} = 0.499 \quad \text{si } k \geq 1.0 \rightarrow k = 1.0$$

con collar

$$k = 1.0$$

$$S_1 = \frac{pdE_b}{2(ntE_b + t_c E_c)} k = \frac{200 \times 20.1 \times 28.05 \times 10^6}{2(1 \times 0.05 \times 28.05 \times 10^6 + 0 \times 28.05 \times 10^6)} 0.499 = 20\,060$$

$$S_1' = \frac{pdE_c}{2(ntE_b + t_c E_c)} k = \frac{200 \times 20.1 \times 0}{2(1 \times 0.05 \times 28.05 \times 10^6 + 0 \times 28.05 \times 10^6)} 0.499 = 0 \text{ psi}$$

$$S_2 = \frac{pd_p}{2nt_p} \left[\frac{1}{0.571 + 2W/q} \right] = \frac{200 \times 20.1}{2 \times 1 \times 0.049} \left[\frac{1}{0.571 + 2 \times 1.1875/0.875} \right] = 12\,486 \text{ psi}$$

$$S_3 = \frac{W}{2nt_p} p = \frac{1.1875}{2 \times 1 \times 0.049} 200 = 2\,423 \text{ psi}$$

$$S_4 = \frac{1}{2n} \left[\frac{W}{t_p} \right]^2 C_p p = \frac{0.755}{2 \times 1} \left[\frac{1.1875}{0.049} \right]^2 200 = 44\,343 \text{ psi}$$

$$S_5 = \frac{E_b t_p^2}{2W^3 C_f} e = \frac{28.05 \times 10^6 \times 0.049^2}{2 \times 1.1875^3 \times 1.5} 0.197 = 2\,641 \text{ psi}$$

$$S_6 = \frac{5E_b t_p}{3W^2 C_d} = \frac{5 \times 28.05 \times 10^6 \times 0.049}{3 \times 1.1875^2 \times 1.505} 0.197 = 212\,638 \text{ psi}$$

ESFUERZO DE TORSION

$$S_s = \frac{2T}{t \pi d^2} = \frac{2 \times 0}{0.05 \pi 20.1} = 0 \text{ psi}$$

CICLOS DE VIDA

$$\text{para movimientos térmicos (temperatura variable)} \quad T_f = \frac{S_{U\text{cold}} + S_{U\text{hot}}}{2 S_{U\text{cold}}} = \frac{18\,800 + 18\,550}{2 \times 18\,800} = 0.993$$

$$\text{para movimientos mecánicos} \quad T_f = \frac{S_{U\text{hot}}}{S_{U\text{cold}}}$$

$$S_t = 0.7 (S_3 + S_4) + S_5 + S_6 = 0.7 (2\,423 + 44\,343) + (2\,641 + 212\,638) = 248\,015 \text{ psi}$$

$$\alpha = 3.4$$

$$\text{para fuelles de acero inoxidable sin anillos de fuerza:} \quad B = 54\,000$$

$$C = 1\,850\,000$$

$$\text{si } S_t - B \leq 0 \rightarrow S_t - B = 1$$

$$\text{rango } N_C [1\,000, 100\,000]$$

$$N_C = \left[\frac{C T_f}{S_t - B} \right]^\alpha = \left[\frac{1.86 \times 10^6 \times 0.993}{248\,015 - 54\,000} \right]^{3.4} = 2\,125 \text{ ciclos}$$

CONSTANTE DE RESORTE Y DE TRABAJO

$$f_{iu} = 1.7 \frac{d_p E_b t_p^3 n}{W^3 C_f}$$

$$f_{iu} = 1.7 \frac{21.288 \times 28.05 \times 10^6 \times 0.049^3 \times 1}{1.1875^3 \times 1.5}$$

$$f_{iu} = 47\,546 \frac{\text{lb}}{\text{in/corr}}$$

$$f_w = \frac{\pi E_b (Dl + nt + W) t_p^3 n}{4 W^3}$$

$$f_w = \frac{\pi 28.05 \times 10^6 (20 + 1 \times 0.05 + 1.1875) 0.049^3 \times 1}{4 \times 1.1875^3}$$

$$f_w = 32\,871 \frac{\text{lb}}{\text{in/corr}}$$

ESTABILIDAD DE COLUMNA

$$p_s = \frac{0.3 \pi f_{iu}}{(\eta N)^2 q} = \frac{0.3 \pi 47\,546}{(1 \times 10)^2 \times 0.875} = 512 \text{ psi}$$

resumen

$$20\,060 > 18\,550$$

$$12\,486 < 18\,550$$

$$2\,423 < 18\,550$$

$$0.35 \times 44\,343 = 15\,520 < 18\,550$$

$$2\,125 < 5\,000$$

$$512 > 200$$

$$0 < 4\,638$$

Analizando los resultados se tiene que:

$$S_1 = 20\,060 > S_A = 18\,550$$

$$N_c = 2\,125 < 5\,000$$

El esfuerzo en la tangente del fuelle es mayor que el permisible, por lo que se debe emplear un collar en cada una de las tangentes del fuelle.

Los ciclos de vida son menores a 5 000. Es recomendable diseñar el fuelle para operar al menos 5 000 veces.

Se consideran collares de 0.125" (1/8") de espesor y se cambia el número de capas del fuelle a dos con un espesor de 0.035" (cal. 20).

El cálculo del fuelle es idéntico al ya hecho pero por facilidad se emplea una hoja de cálculo. Ver fuelle IV.1-2 Diseño del fuelle (2º cálculo) problema de juntas de expansión no. 1

Se observa que el diseño del fuelle es adecuado pues los esfuerzos no sobrepasan al permisible, la estabilidad en el plano y de columna cumplen con los requerimientos de diseño y los ciclos de vida son mayores a 5 000.

$$S_1 = S'_1 = 10\,328 < S_A = 18\,550$$

$$S_2 = 9\,544 < S_A = 18\,550$$

$$S_3 = 1\,745 < S_A = 18\,550$$

$$0.35 S_4 = 15\,660 < S_A = 18\,550$$

$$p_s = 347 > p = 200$$

$$N_c = 9\,318 > 5\,000$$

$$S_s = 0 < S_A = 18\,550$$

$$f_{iu} = 32\,290$$

$$f_w = 22\,006$$

Aunque el diseño del fuelle sea adecuado, en ocasiones las constantes f_{iu} y f_w pueden ser demasiado grandes producir problemas, por lo que es conveniente reducirlas lo mas posible.

El lugar mas adecuado para colocar la junta es inmediatamente después de uno de los dos anclajes, pero en este caso la junta absorbe el movimiento lateral de la torre, por lo que es necesario colocarla inmediatamente después de la boquilla de la torre.

A continuación se evalúa el número y el lugar de guías y soportes que requiere el sistema.

1) primera guía

$$G_1 = 4 DE = 4 \times 20 = 80 \text{ in}$$

$$G_1 = 6.6 \text{ ft}$$

tipo de junta **SIMPLE**

FUELLE

SIMPLE **UNIVERSAL**

DATOS		parametros		RESULTADOS esfuerzos		VALORES PERMISIBLES	
η	1 fuelles	C	4.375 in	S1	10,328 psi	<	SA 18,550 psi
geom. del fuelle		d	20.140 in	S'1	10,328 psi	<	SAC 18,550 psi
DI	20 in	dp	21.328 in	S2	9,544 psi	<	SA 18,550 psi
W	1.1875 in	tp	0.034 in	S3	1,746 psi	<	SA 18,550 psi
t	0.035 in	$\frac{l_t}{1.5\sqrt{dt}}$	0.60	S4	44,799 psi		
n	2 capas	k	1.00	S5	1,295 psi		
N	10 corr	$\frac{q}{2W}$	0.37	S6	143,874 psi		
q	0.875 in	$\frac{q}{2.2\sqrt{d_p t_p}}$	0.47	esfuerzo de torsión			
lt	0.75 in	factores de gráficas		Ss	0 psi	<	0.25 SA 4,638 psi
L	8.75 in	Cp	0.735	ciclos de vida			
material		Cf	1.480	If	0.993		
AISI 304		Cd	1.550	St	177,750		
presión		K	1.500	St - B	123,750		
p		rango de mov.		St - B	123,750		
200 psig		ex	0.190 in/corr	Nc	9,814 ciclos	>	5,000 ciclos
temperatura		ey	0.007 in/corr	estabilidad en el plano			
T		ee	0.000 in/corr	0.35 S4	15,680 psi	<	SA 18,550 psi
125 °F		e	0.198 in/corr	estabilidad de columna			
prop. fis. del fuelle				ps	347.8 psig	>	p 200.0 psi
Sc	18,800 psi			constante de resorte			
Sh	18,550 psi			fiu	$32,290 \frac{lb}{in/corr}$		
Eb	2.81E+07 psi			constante de trabajo			
casquillo				fiw	$22,006 \frac{lb}{in/corr}$		
tc	0.125 in			empuje por presión			
Shc	18,550 psi			pe	71,450 lb		
Ec	2.81E+07 psi						
movimientos							
X	1.903 in						
Y	0.008 in						
θ	0 in						
T	lb-ft						

CONSIDERACIONES

- $e = |e_x| + e_y + e_e$
- $S_{U cold} = S_C$ y $S_{U hot} = S_h \therefore S_A = S_h$
- solo movimientos térmicos
- si $S_t - B \leq 0 \rightarrow S_t - B = 1$ rango $N_C [10^3, 10^5]$

NOTAS :

- para: compresión +X extensión -X
- sin casquillo : $k = \frac{l_t}{1.5\sqrt{dt}}$ si $k > 1 \rightarrow k = 1$
con casquillo : $k = 1$

fuelle IV.1-2 Diseño del fuelle (2º cálculo). problema de juntas de expansión no. 1

2) segunda guía

$$G_2 = 14 DE = 14 \times 20 = 280 \text{ in}$$

$$G_2 = 23.3 \text{ ft}$$

3) guías subsecuentes

$$G = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{EI}{p A_\theta + f_{iu} e_x}}$$

con 20" ϕ y ced. std. del *apéndice A.5*:

$$I = 1110 \text{ in}^4$$

con el material ac. al carbono y $T_{op} = 125^\circ F$ en la *apéndice A.2*:

$$E = 27.82 \times 10^6 \text{ psi}$$

$$A_\theta = \frac{\pi d_p^2}{4}$$

$$= \frac{\pi 21.328^2}{4}$$

$$A_\theta = 357 \text{ in}^2$$

$$G = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{27.82 \times 10^6 \times 1110}{200 \times 357 + 32290 \times 0.19}}$$

$$G = 83 \text{ ft}$$

el espacio donde se colocan las otras guías:

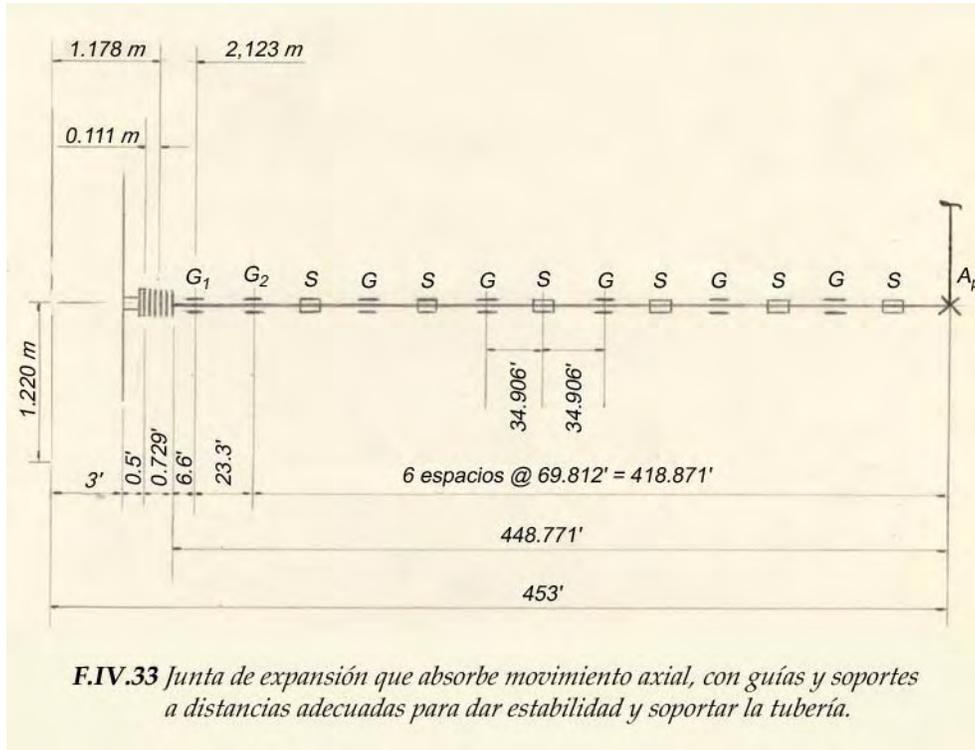
$$453 - 3 - 0.5 - 0.729 - 6.6 - 23.3 = 418.871 \text{ ft}$$

el número de guías es el siguiente:

$$\frac{418.871}{83} = 5.047 \rightarrow 6$$

\therefore 6 espacios @ 69.812" para 5 guías **G** entre el anclaje principal **A_p**
y la guía **G₂** ver *fig. F.IV.33*.

El espacio mínimo entre soportes recomendado es de 36.75 ft , por lo que se deben colocar soportes entre guía y guía.



Las fuerzas que aparecen en el sistema por el empleo de la junta de expansión son:

- F_j fuerza que se produce al deformar la J. E. axialmente.
- V fuerza que se produce al deformar la J. E. lateralmente.
- F_P fuerza producida por la presión
- F_p fuerza producida por el cambio de dirección del fluido.
- F_{fr} fuerza debida a la fricción.

El momento que aparece en el sistema por el empleo de la junta de expansión es:

- M_y momento que se produce al deformar la J. E. lateralmente.

Se evalúan como sigue:

- F_j fuerza que se produce al deformar la J. E. axialmente.

$$\begin{aligned}
 F_j &= f_w e_x \\
 &= 22\,006 \times 0.190 \\
 F_j &= 4\,181 \text{ lb} = 1\,901 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

V fuerza que se produce al deformar la J. E. lateralmente.

$$\begin{aligned} V &= f_w \frac{d_p}{2 l} e_y \\ &= 22006 \frac{21.328}{2 \times 8.75} 0.007 \\ V &= 188 \text{ lb} = 85 \text{ kg} \end{aligned}$$

F_p fuerza producida por la presión

$$\begin{aligned} F_p &= p A_\theta \\ &= 200 \times 357 \\ F_p &= 71\,453 \text{ lb} = 32\,478 \text{ kg} \end{aligned}$$

la presión de prueba es:

$$p_p = 1.5 p$$

La presión de prueba debe de considerarse en la fórmula de la fuerza debida a la presión, esto incrementa mucho la fuerza que debe resistir el anclaje, y resulta mas adecuado hacer el diseño de la junta con bridas, para poder desmontarla y probar el sistema sin la junta de expansión, colocando una brida ciega en la brida del tubo, ó bien colocando varillas de tensión entre brida y brida de la junta, de tal manera que sean éstas las que resistan la presión durante la prueba.

Las juntas de expansión se prueban hidrostáticamente en planta antes de su embarque. Una junta de expansión nunca debe probarse reumáticamente.

F_p fuerza producida por el cambio de dirección del fluido.

$$F_p = \frac{2 A \gamma v^2}{g} \text{sen}^2 \frac{\theta}{2}$$

$$A = \frac{\pi DI^2}{4}$$

$$\begin{aligned} DI &= DE - 2 t \\ &= 20 - 2 \times 0.375 \\ DI &= 19.25 \text{ in} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A &= \frac{\pi 19.25^2}{4} \\ A &= 291 \text{ in}^2 = 2.021 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

$$\gamma = 62 \frac{lb}{ft^3}$$

$$v = 10 \frac{ft}{s}$$

$$g = 32.2 \frac{ft}{s^2}$$

$$\theta = 90^\circ$$

$$F_p = \frac{2 \times 2.021 \times 62 \times 10^2}{32.2} \text{sen}^2 \frac{90}{2}$$

$$F_p = 389 \text{ lb} = 177 \text{ kg}$$

F_{f_r} fuerza debida a la fricción.

$$F_{f_r} = G f W$$

el número de guías y soportes es:

7 guías

6 soportes

$$G = 13$$

se considera en los soportes y guías un coeficiente de fricción de 0.25

$$f = 0.25$$

el peso total es el peso de la tubería mas el peso del fluido mas el peso del aislamiento (no hay aislamiento):

$$W = W_t + W_{H_2O} + W_{aisl}$$

del apéndice A.5:

$$W_t = 78.6 \text{ lb/ft}$$

$$W_{H_2O} = 126 \text{ lb/ft}$$

$$W_{aisl} = 0$$

$$W = 78.6 + 126.0 + 0$$

$$W = 204.6 \text{ lb/ft}$$

el espacio entre soportes es:

$$34.906 \text{ ft}$$

$$W = 204.6 \times 34.906 = 7\,141 \text{ lb} = 3\,246 \text{ kg}$$

$$F_{f_r} = 13 \times 0.25 \times 7\,141$$

$$F_{f_r} = 23\,208 \text{ lb} = 10\,549 \text{ kg}$$

M_y momento que se produce al deformar la J. E. lateralmente.

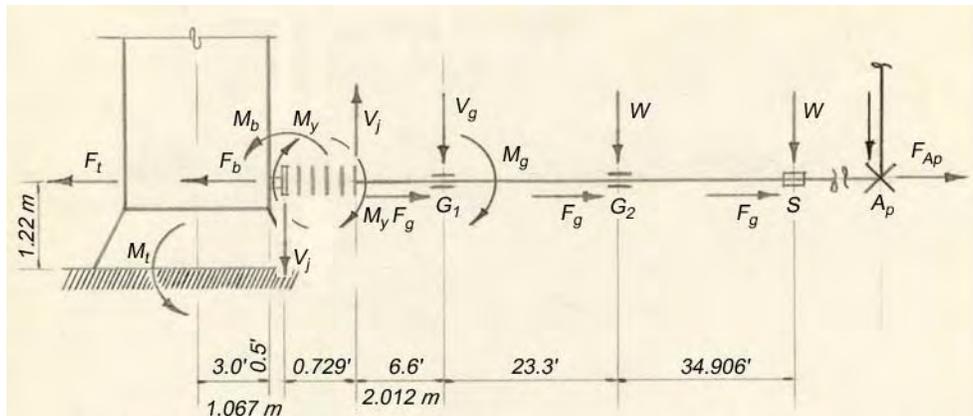
$$M_y = \frac{f_w d_P e_y}{4}$$

$$M_y = \frac{22\,006 \times 21.328 \times 0.007}{4}$$

$$M_y = 821 \text{ Lb ft}$$

$$M_y = 113 \text{ kg m}$$

Las fuerzas y momentos que aparecen sobre el anclaje, guías, soportes y equipo, debidos al empleo de la junta de expansión se muestran en la fig. F.IV.34 (fuerzas y momentos que el fuelle ejerce sobre el sistema). Se evalúan como se describe a continuación:



F.IV.34 Fuerzas y momentos sobre anclajes, guías y equipo, que se producen por el empleo de una junta de expansión en el sistema.

CARGAS SOBRE EL ANCLAJE PRINCIPAL.

$$F_{A_P} = F_j + F_P + F_\rho + F_{f_r}$$

$$= 1\,901 + 32\,478 + 177 + 10\,549$$

$$F_{A_P} = 45\,105 \text{ kg}$$

CARGAS SOBRE LA TORRE

$$F_t = F_j + F_P + F_\rho$$

$$= 1\,901 + 32\,478 + 177$$

$$F_t = 34\,556 \text{ kg}$$

$$V_j = 451 \text{ kg}$$

$$M_t = F_t Y - V_j X - M_y$$

$$= 34556 \times 1.220 - 85 \times 1.067 - 113$$

$$M_t = 41955 \text{ kg m}$$

CARGAS EN LA BOQUILLA DEL EQUIPO

$$F_b = F_j + p \frac{\pi}{4} (d_p^2 - DI^2)$$

$$= 1901 + 200 \frac{\pi}{4} (21.328^2 - 19.25^2)$$

$$F_b = 7922 \text{ kg}$$

$$V_j = 85 \text{ kg}$$

$$M_b = M_y$$

$$M_b = 113 \text{ kg}$$

CARGAS EN LA GUIA G₁

$$F_g = f W$$

$$= 0.25 \times 3246$$

$$F_g = 811 \text{ kg}$$

$$V_g = W - V_j$$

$$= 3246 - 451$$

$$V_g = 2795 \text{ kg}$$

$$M_g = V_j X + M_y$$

$$= 85 \times 2.012 + 113$$

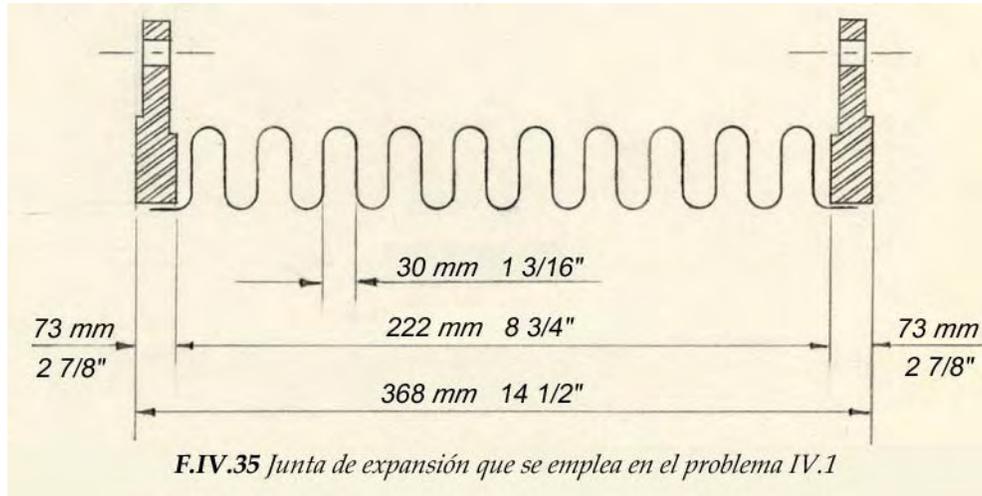
$$M_g = 284 \text{ kg m}$$

CARGAS EN LAS GUIAS Y SOPORTES

$$W = 3246 \text{ kg}$$

$$F_g = 811 \text{ kg}$$

La junta empleada se muestra en la *fig. F.IV.35* y el tipo de guía a emplear es como la mostrada en la *fig. F.III.15A*.

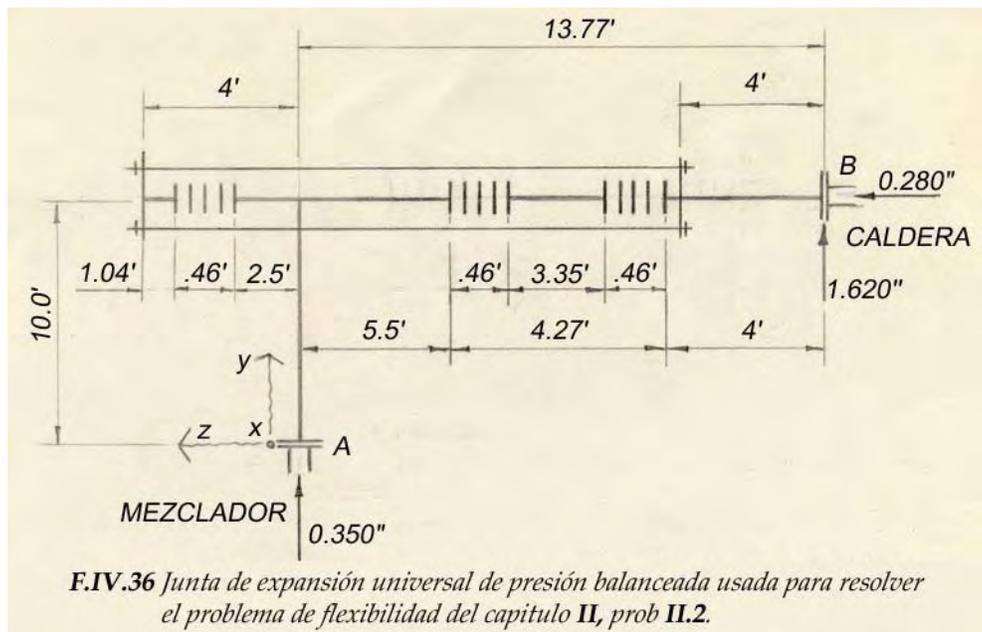


En las fuerzas y momentos evaluados, no se indican los signos correspondientes, pero su sentido es el que se indica en la fig. F.IV.34

IV.4.2 PROBLEMA DE JUNTAS DE EXPANSIÓN 2 MEZCLADOR-CALDERA

Este problema es la continuación del *problema 2* de la sección II.3.2.

En la fig. F.IV.36 se muestra el sistema con una junta universal de presión balanceada para resolver el problema. Este tipo de juntas absorben gran cantidad de movimiento lateral y axial, y no requieren del empleo de anclajes principales, pues las varillas de tensión resisten las fuerzas por presión y por cambio de dirección del fluido, III.3.7.



Los datos del fluido y de la tubería, y la temperatura de operación y presión de diseño, son los siguientes:

<i>fluido</i>	gas
<i>tubería</i>	36" ϕ /espesor 0.312"
<i>material</i>	ASTM A-409 TP 304L
<i>temperatura de operación</i>	116° C = 241° F
<i>temperatura ambiente</i>	21° C = 70° F
<i>presión de diseño</i>	4 bars = 58 psig

Los movimientos que los fuelles de las juntas deben absorber se evalúan como sigue:

fuelles de flujo

los fuelles de flujo absorben la expansión térmica del sistema.

movimiento axial.

$$x = 0 - 0.280 - 13.77 \times 2.89 \times 10^{-2} \quad (\text{ídem } \Delta Z)$$

$$x = -0.678 \text{ in}$$

El signo indica que **A** debería de moverse hacia **B** a partir de su posición original, considerando a **B** fija (para producir el mismo efecto que produce la expansión térmica) en el eje **X**, por lo que el movimiento de los fuelles es de compresión.

$$x = -0.678 \text{ in compresión}$$

movimiento lateral.

$$y = 0.350 - 1.620 + 10 \times 2.89 \times 10^{-2} \quad (\text{ídem } \Delta Y)$$

$$y = -0.981 \text{ in}$$

El signo indica que **A** debería moverse en sentido opuesto a **B** a partir de su posición original, considerando a **B** fija (para producir el mismo efecto que produce la expansión térmica) en el eje **Y**. para fines de cálculo de los fuelles el signo negativo no tiene sentido, y solo se considera al evaluar las fuerzas y momentos.

$$y = 0.981 \text{ in}$$

fuelles de balance.
(solo mov axial)

Estos fuelles absorben movimiento de compresión y de extensión.

extensión.

el que produce la expansión del tramo de tubo de la boquilla **B** a las orejas donde principia la junta es decir, el tramo donde está la junta universal, pero que no está comprendido dentro de ésta.

$$-3 \times 2.89 \times 10^{-2} = -0.087 \text{ in}$$

compresión.

es el que produce la expansión del tramo del codo donde termina la junta es decir, la longitud que forma el fuelle de balance.

$$4 \times 2.89 \times 10^{-2} = 0.116 \text{ in}$$

Los movimientos iniciales de las boquillas pueden producir extensión ó compresión.

$$-0.280 \text{ in}$$

$$\therefore \quad x = -0.087 + 0.116 - 0.280$$

$$x = 0.251 \text{ in} \quad \textit{extensión.}$$

El material propuesto para los fuelles de la junta es AISI TP 321.

Con el material y la temperatura de operación se obtiene del *apéndice A.2* el módulo de elasticidad del fuelle E_b y del *apéndice A.4* los esfuerzos en frío S_c y en caliente S_h .

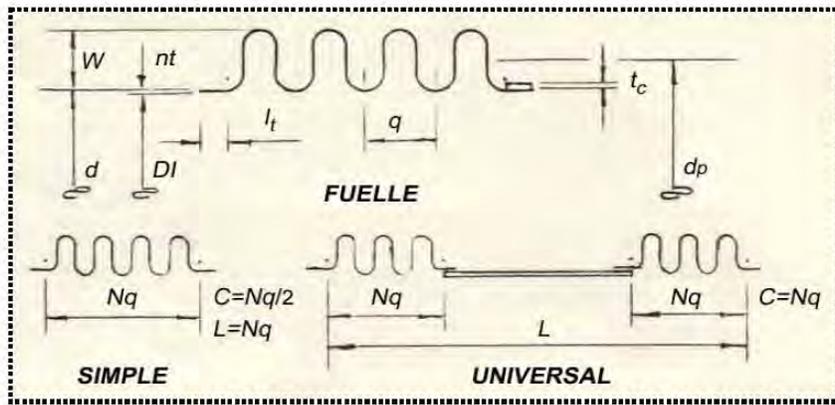
$$E_b = 26.5 \times 10^6 \text{ psi}$$

$$S_c = 18\,800 \text{ psi}$$

$$S_h = 17\,100 \text{ psi}$$

Se proponen dimensiones de los fuelles de las juntas y se hace, utilizando una hoja de cálculo (Excel), el cálculo de los fuelles de la junta de expansión universal de presión balanceada.

tipo de junta UNIVERSAL



DATOS		parametros		RESULTADOS esfuerzos		VALORES PERMISIBLES	
η	2 fuelles	C	5.520 in	S ₁	5,786 psi	<	S _A 17,100 psi
geom. del fuelle		d	36.112 in	S' ₁	5,786 psi	<	S _{Ac} 17,100 psi
D _I	36 in	d _p	37.487 in	S ₂	5,556 psi	<	S _A 17,100 psi
W	1.375 in	t _p	0.027 in	S ₃	725 psi	<	S _A 17,100 psi
t	0.028 in	l_t	0.50	S ₄	27,768 psi		
n	2 capas	k	1.00	S ₅	352 psi		
N	6 corr	$\frac{q}{2W}$	0.33	S ₆	57,180 psi		
q	0.92 in	$\frac{q}{2.2\sqrt{d_p t_p}}$	0.41	esfuerzo de torsión			
l _t	0.75 in	factores de gráficas		S _s	0 psi	<	0.25 S _A 4,275 psi
L	51.24 in	C _p	0.765	ciclos de vida			
material		C _f	1.440	T _f	0.955		
presión		C _d	1.480	S _t	77,478		
p	58 psig	rango de mov.		S _{t - B}	23,478		
temperatura		e _x	0.057 in/corr	S _{t - B}	23,478		
T	421 °F	e _y	0.075 in/corr	N _c	2,442,304 ciclos	>	5,000 ciclos
prop. fis. del fuelle		e _e	0.000 in/corr	estabilidad en el plano			
S _c	18,800 psi	e	0.132 in/corr	0.35 S ₄	9,719 psi	<	S _A 17,100 psi
S _h	17,100 psi			estabilidad de columna			
E _b	2.65E+07 psi			p _s	133.2 psig	>	p 58.0 psi
casquillo				constante de resorte			
t _c	0.125 in			f _{iu}	18,727 $\frac{lb}{in/corr}$		
S _{hc}	17,100 psi			constante de trabajo			
E _c	2.65E+07 psi			f _w	12,440 $\frac{lb}{in/corr}$		
movimientos				empuje por presión			
X	0.678 in			p _a	64,015 lb		
Y	0.981 in						
θ	0 in						
T	lb-ff						

CONSIDERACIONES

- a) $e = |e_x| + e_y + e_e$
- b) $S_{U\ cold} = S_c$ y $S_{U\ hot} = S_h \therefore S_A = S_h$
- c) solo movimientos térmicos
- d) si $S_t - B \leq 0 \rightarrow S_t - B = 1$ rango $N_C [10^3, 10^5]$

NOTAS :

- 1) para: compresión +X extensión -X
- 2) sin casquillo : $k = \frac{l_t}{1.5\sqrt{dt}}$ si $k > 1 \rightarrow k = 1$
con casquillo : $k = 1$

fuelle IV.2-1 Diseño de los fuelles de flujo. problema de juntas de expansión n o. 2

tipo de junta **SIMPLE**

DATOS	parametros	RESULTADOS	VALORES PERMISIBLES
η 1 fuelles		esfuerzos	
geom. del fuelle		S1 5,786 psi	< SA 17,100 psi
DI 36 in	C 2.760 in	S'1 5,786 psi	< SAc 17,100 psi
W 1.375 in	d 36.112 in	S2 5,556 psi	< SA 17,100 psi
t 0.028 in	dp 37.487 in	S3 725 psi	< SA 17,100 psi
n 2 capas	tp 0.027 in	S4 27,768 psi	
N 6 corr	l_t 0.50	S5 112 psi	
q 0.92 in	$1.5\sqrt{dt}$	S6 18,147 psi	
lt 0.75 in	k 1.00	esfuerzo de torsión	
L 5.52 in	$\frac{q}{2W}$ 0.33	Ss 0 psi	< 0.25 SA 4,275 psi
material	$\frac{q}{2.2\sqrt{d_p l_p}}$ 0.41	ciclos de vida	
AISI 321	factores de gráficas	Tf 0.955	
presión	Cp 0.765	St 38,204	
p 58 psig	Cf 1.440	St - B -15,796	
temperatura	Cd 1.480	St - B 1	
T 421 °F	K 1.500	Nc 1.77E+21 ciclos	> 5,000 ciclos
prop. fis. del fuelle	rango de mov.	estabilidad en el plano	
Sc 18,800 psi	ex -0.042 in/corr	0.35 S4 9,719 psi	< SA 17,100 psi
Sh 17,100 psi	ey 0.000 in/corr	estabilidad de columna	
Eb 2.65E+07 psi	ee 0.000 in/corr	ps 532.9 psig	> p 58.0 psi
casquillo	e 0.042 in/corr	constante de resorte	
tb 0.125 in		fiu 18,727 $\frac{lb}{in/corr}$	
Shc 17,100 psi		constante de trabajo	
Ec 2.65E+07 psi		fw 12,440 $\frac{lb}{in/corr}$	
movimientos		empuje por presión	
X -0.251 in		pa 64,015 lb	
Y 0 in			
θ 0 in			
T lb-ft			

CONSIDERACIONES

a) $e = |e_x| + e_y + e_\theta$

b) $S_{U cold} = S_C$ y $S_{U hot} = S_h \therefore S_A = S_h$

c) solo movimientos térmicos

d) si $S_t - B \leq 0 \rightarrow S_t - B = 1$ rango $N_C [10^3, 10^5]$

NOTAS :

1) para: compresión +X extensión -X

2) sin casquillo : $k = \frac{l_t}{1.5\sqrt{dt}}$ si $k > 1 \rightarrow k = 1$

con casquillo : $k = 1$

fuelle IV.2-2 Diseño del fuelle de balance. problema de juntas de expansión n.º 2

Tanto para los fuelles de flujo como para el de balance, los esfuerzos sobre cada fuelle no sobrepasan a los permisibles, la estabilidad en el plano y de columna cumplen con los requerimientos de estabilidad de diseño, y los ciclos de vida son mayores a 5 000, por lo que el comportamiento de los fuelles para las condiciones de operación del sistema dadas, es adecuado.

fuelle de flujo

$$\begin{aligned}
 S_1 = S'_1 = 5\,785 &< S_A = 17\,100 \\
 S_2 = 5\,556 &< S_A = 17\,100 \\
 S_3 = 725 &< S_A = 17\,100 \\
 0.35 S_4 = 9\,719 &< S_A = 17\,100 \\
 p_s = 133 &> p = 58 \\
 N_c > 10^5 &> 5\,000 \\
 S_s = 0 &< 0.25 S_A = 4\,275 \\
 f_{iu} = 18\,726 \\
 f_w = 12\,439
 \end{aligned}$$

fuelle de balance

$$\begin{aligned}
 S_1 = S'_1 = 5\,785 &< S_A = 17\,100 \\
 S_2 = 5\,556 &< S_A = 17\,100 \\
 S_3 = 725 &< S_A = 17\,100 \\
 0.35 S_4 = 9\,719 &< S_A = 17\,100 \\
 p_s = 532 &> p = 58 \\
 N_c > 10^5 &> 5\,000 \\
 S_s = 0 &< 0.25 S_A = 4\,275 \\
 f_{iu} = 18\,726 \\
 f_w = 12\,439
 \end{aligned}$$

Esta junta no requiere anclajes principales ni guías de alineamiento.

Las fuerzas que aparecen en el sistema por el empleo de la junta de expansión son:

$$\begin{aligned}
 F_j &\text{ fuerza que se produce al deformar la junta axialmente.} \\
 V_j &\text{ fuerza que se produce al deformar la junta lateralmente.} \\
 F_p &\text{ fuerza producida por la presión.} \\
 F_\rho &\text{ fuerza producida por el cambio de dirección del fluido.}
 \end{aligned}$$

El momento que aparece en el sistema por el empleo de la junta de expansión es:

$$M_y \quad \text{momento que se produce al deformar la junta lateralmente.}$$

fuerza que se produce al deformar la junta axialmente.

La fuerza que se produce al deformar la junta de expansión de presión balanceada, se obtiene al sumar algebraicamente las fuerzas que se originan al deformar los fuelles de flujo y de balance.

F_f fuerza que se produce al deformar los fuelles de flujo.

$$F_f = f_w e_{x_f}$$

F_b fuerza que se produce al deformar el fuelle de balance.

$$F_b = f_w e_{x_b}$$

El caso general se presenta cuando existe compresión en los fuelles de flujo y extensión en el de balance.

Para analizar la fuerza que se produce al deformar una junta de expansión de presión balanceada, se procede a analizar el sistema considerando el efecto de la temperatura y de la presión por separado (ver **III.4.6**), y para el caso general se tiene que:

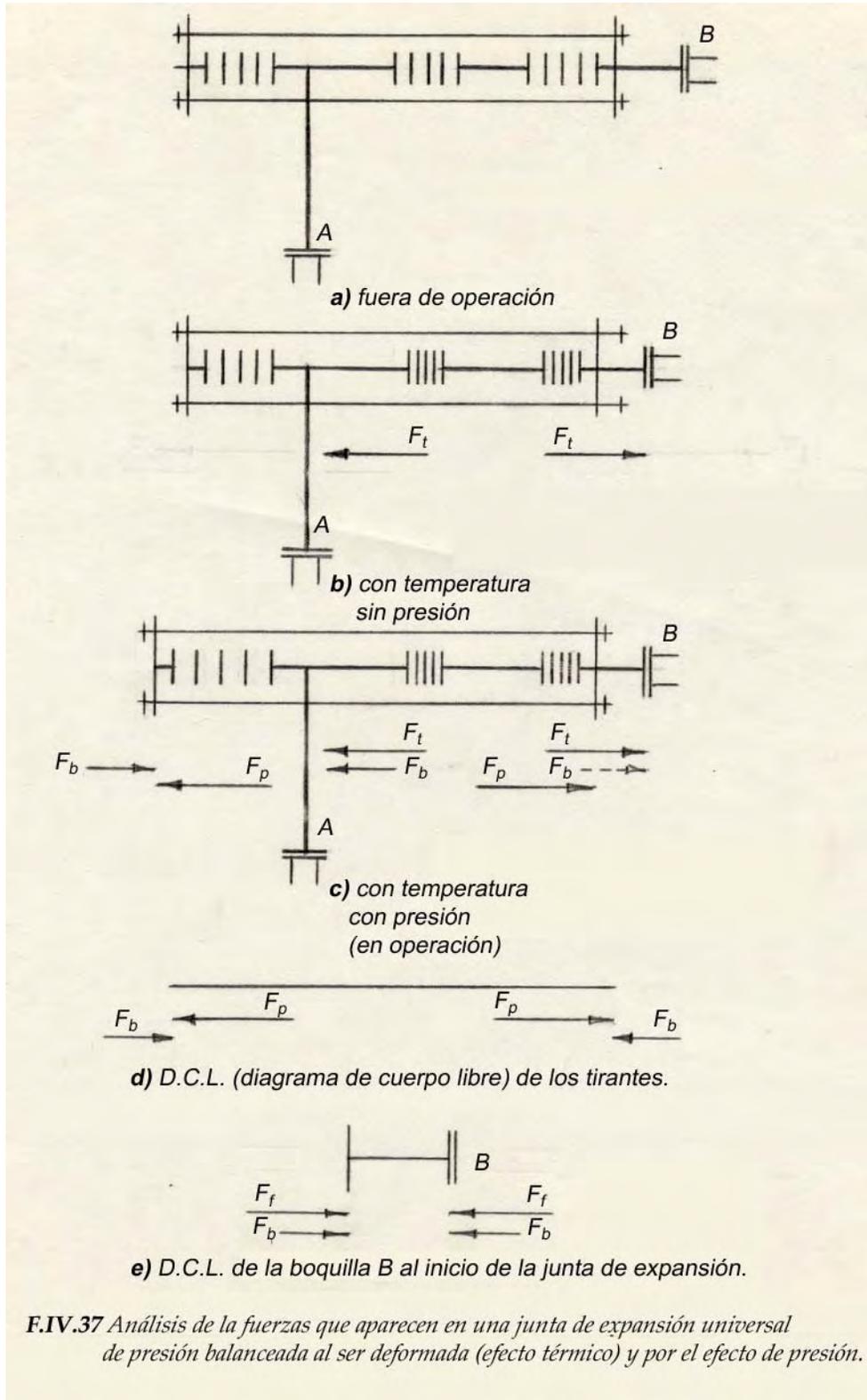
Al considerar el efecto de la temperatura los fuelles de flujo se comprimen y aparece la fuerza F_f que se requiere para deformarlos, ver *fig. F.IV.37b*. El fuelle de balance no experimenta cambio alguno.

Al presurizar el sistema el fuelle de balance se extiende, para equilibrar las presiones, aparecen las fuerzas por deformación del fuelle de balance ver *fig. F.IV.37c*.

La *fig. F.IV.37c* muestra las fuerzas que se originan por la compresión de los fuelles de flujo, por la extensión del fuelle de balance y por la presión. Es importante notar que son fuerzas que el sistema (tubería y junta de expansión) transmite al exterior en los puntos terminales (anclajes).

La fuerza F_b que se origina al extender el fuelle de balance, tiene el mismo sentido que la fuerza F_f , al actuar sobre las boquillas de los equipos, pues se transmite del extremo del fuelle de balance a través de los tirantes y de la tubería a la boquilla **B**, *fig. F.IV.37c*.

Las *fig. F.IV.37d* y *e* muestran respectivamente, los diagramas de cuerpo libre (DCL) de las varillas de tensión y de la sección de tubería contigua a los fuelles de flujo y a la boquilla **B**.



F.IV.37 Análisis de la fuerzas que aparecen en una junta de expansión universal de presión balanceada al ser deformada (efecto térmico) y por el efecto de presión.

Las fuerzas del DCL de la *fig. F.IV.37e* son sobre la tubería, pero por la ley de la acción y la reacción, las fuerzas F_f y F_b actúan sobre la boquilla **B** de la caldera.

$$\begin{aligned} F_j &= F_f - F_b \\ F_j &= f_w e_{x_f} - f_w e_{x_b} \\ F_j &= f_w (e_{x_f} - e_{x_b}) \end{aligned}$$

de el DCL de la *fig. F.IV.37d* se deduce que la fuerza que deben resistir las varillas de tensión ó tirantes es la siguiente:

$$F_v = F_p + F_\rho + F_b$$

En las fórmulas anteriores se deben considerar los movimientos y deformaciones de compresión como positivos y de extensión como negativos.

La fuerza F_j es la que se produce al deformar una junta de expansión simple ó universal de presión balanceada, cuya fórmula se dedujo considerando el caso mas general, compresión en los fuelles de flujo y extensión en el de balance, por lo que ésta funciona para cualquier caso de compresión ó de extensión en los fuelles, solo se debe utilizar el signo correspondiente.

$$\begin{aligned} F_j &= 12\,439 (0.057 - (-0.042)) \\ F_j &= 1\,231\,lb = 560\,kg \end{aligned}$$

fuerza que se produce al deformar la junta lateralmente.

$$\begin{aligned} V_j &= f_w \frac{d_p}{2\,l} e_y \\ &= 12\,439 \frac{37.487}{2 \times 51.24} 0.075 \\ V_j &= 341\,lb = 155\,kg \end{aligned}$$

fuerza producida por la presión.

$$\begin{aligned} A_\theta &= \frac{\pi d_p^2}{4} \\ &= \frac{\pi 37.487^2}{4} \\ A_\theta &= 1\,104\,in^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_p &= \rho A_\theta \\ &= 58 \times 1\,104 \\ F_p &= 64\,015\,lb = 29\,098\,kg \end{aligned}$$

la presión de prueba es:

$$\begin{aligned} p_p &= 1.5 p \\ &= 1.5 \times 58 \\ p_p &= 87 \text{ psig} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{pp} &= p_p A_\theta \\ &= 87 \times 1104 \\ F_{pp} &= 96\,022 \text{ lb} = 43\,646 \text{ kg} \end{aligned}$$

fuerza producida por el cambio de dirección del fluido.

$$\begin{aligned} DI &= DE - 2 t \\ &= 36 - 2 \times 0.312 \\ DI &= 35.376 \text{ in} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A &= \frac{\pi DI^2}{4} \\ &= \frac{\pi \times 35.376^2}{4} \\ A &= 983 \text{ in}^2 = 6.826 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

$$v = 17 \text{ ft/s}$$

$$\gamma = 0.094 \text{ lb/ft}^3$$

$$g = 32.2 \text{ ft/s}^2$$

$$\theta = 90^\circ$$

$$\begin{aligned} F_p &= \frac{2 A \gamma v^2}{g} \text{sen}^2 \frac{\theta}{2} \\ &= \frac{2 \times 6.826 \times 0.094 \times 17^2}{32.2} \text{sen}^2 \frac{90^\circ}{2} \\ F_p &= 5.8 \text{ lb} = 3 \text{ kg} \end{aligned}$$

momento que se produce al deformar la junta lateralmente.

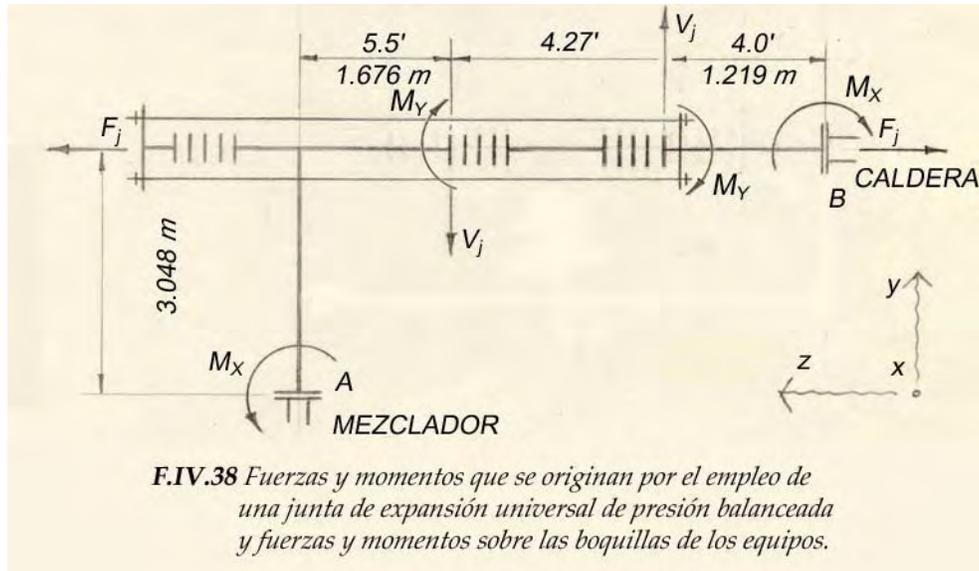
$$M_y = \frac{f_w d_P e_y}{4}$$

$$M_y = \frac{12\,439 \times 37.438 \times 0.075}{4}$$

$$M_y = 8\,732 \text{ Lb ft}$$

$$M_y = 1\,208 \text{ kg m}$$

Las fuerzas y momentos que actúan sobre las boquillas del mezclador y de la caldera, que se producen por el empleo de la junta de expansión se muestran en la *fig. F.IV.38* (fuerzas y momentos que el fuelle ejerce sobre el sistema). Se evalúan como se describe a continuación:



El cálculo se efectúa de acuerdo a IV.3.2.

CARGAS SOBRE EL MEZCLADOR boquilla A

$$\begin{aligned} F_x &= 0 \text{ kg} & X &= 0 \text{ m} \\ F_y &= -155 \text{ kg} & Y &= 3.048 \text{ m} \\ F_z &= 560 \text{ kg} & Z &= -1.676 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_x &= F_z Y - F_y Z + M_y \\ &= 560 \times 3.048 - (-155) \times (-1.676) - 1\,208 \\ M_x &= 239 \text{ kg m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_y &= F_x Z - F_z X \\ &= 0 \times (-1.676) - 560 \times 0 \\ M_y &= 0 \text{ kg m} \end{aligned}$$

$$M_z = F_y X - F_x Y$$

$$= -155 \times 0 - 0 \times 3.048$$

$$M_z = 0 \text{ kg m}$$

CARGAS SOBRE LA CALDERA*boquilla B*

$$F_x = 0 \text{ kg} \quad X = 0 \text{ m}$$

$$F_y = 155 \text{ kg} \quad Y = 0 \text{ m}$$

$$F_z = -560 \text{ kg} \quad Z = 1.219 \text{ m}$$

$$M_x = F_z Y - F_y Z + M_y$$

$$= -560 \times 0 - (155) \times 1.219 - 1 \ 208$$

$$M_x = -1 \ 397 \text{ kg m}$$

$$M_y = F_x Z - F_z X$$

$$= 0 \times 1.219 - (-560) \times 0$$

$$M_y = 0 \text{ kg m}$$

$$M_z = F_y X - F_x Y$$

$$= 155 \times 0 - 0 \times 0$$

$$M_z = 0 \text{ kg m}$$

Se aprecia que tanto para las fuerzas como para las distancias se considera el origen de coordenadas en el punto donde se evalúan las fuerzas y momentos.

El empleo estricto de las fórmulas para calcular los momentos, resulta en ocasiones engorroso y es más práctico resolver el problema con un par de multiplicaciones de las fuerzas existentes por las distancias.

FUERZAS QUE DEBEN RESISTIR LOS TIRANTES Y LAS OREJAS DE LA JUNTA.

$$F_v = F_p + F_\rho + F_b$$

$$F_b = f_w e_{x_b}$$

$$= 12 \ 439 \times (-0.042)$$

$$F_b = -522 \text{ lb} = -237 \text{ kg}$$

$$F_v = 43 \ 646 + 3 + (-237)$$

$$F_v = 43 \ 412 \text{ kg}$$

Las fuerzas y momentos que actúan sobre las boquillas de los equipos son menores a las cargas permisibles.

boquilla A

$$\begin{array}{rcl}
 F_x = 0 & < & F_x \text{ perm} = 3\,636 \\
 F_y = -155 & < & F_y \text{ perm} = 4\,545 \\
 F_z = 560 & < & F_z \text{ perm} = 3\,636 \\
 M_x = 239 & < & M_x \text{ perm} = 4\,989 \\
 M_y = 0 & < & M_y \text{ perm} = 5\,543 \\
 M_z = 0 & < & M_z \text{ perm} = 4\,989
 \end{array}$$

boquilla B

$$\begin{array}{rcl}
 F_x = 0 & < & F_x \text{ perm} = 1\,000 \\
 F_y = 155 & < & F_y \text{ perm} = 1\,000 \\
 F_z = -560 & < & F_z \text{ perm} = 1\,500 \\
 M_x = -1\,397 & < & M_x \text{ perm} = 3\,049 \\
 M_y = 0 & < & M_y \text{ perm} = 3\,049 \\
 M_z = 0 & < & M_z \text{ perm} = 4\,573
 \end{array}$$

Los esfuerzos que se producen en la tubería se pueden calcular a partir de las fuerzas y las distancias, pero en este caso el cálculo se omite por ser las fuerzas muy bajas.

El problema de flexibilidad ha quedado resuelto por medio del empleo de elementos flexibles.

RESULTADOS

Se agrego el primer capitulo para mostrar un panorama general de los elementos flexibles que se emplean en una planta de proceso que maneja fluidos a presión, las juntas de expansión son componentes muy especializados y poco conocidos.

No se incluyeron en este trabajo los temas de corrosion bajo tensión (stress corrosion cracking) ni la falla mecánica por fatiga, resulta más adecuado enfocar la atención a la operación mecánica y térmica del accesorio. El apéndice B de la referencia [1] reproduce un artículo de la corrosion bajo tensión y la falla por fatiga se puede ver en el Mechanical Metallurgy de George Dieter ed. Mc Graw Hill.

Se estudiaron las propiedades físicas y geométricas que hacen que un arreglo de tubería sea flexible y se estudiaron las mismas propiedades en las juntas de expansión, resultaron sistemas que se rigen bajo los mismos principios generales pero presentan características propias de cada sistema.

El valor que rige a los esfuerzos térmicos no son un valor puntual sino un rango esfuerzos y debe ser menor que el rango de esfuerzos permisibles.

Los esfuerzos térmicos sobrepasan los valores de los esfuerzos de fluencia de los materiales de los fuelles.

El formado de las corrugaciones mejora las propiedades mecánicas de los fuelles de las juntas de expansión, los granos se reorientan y se mejora la resistencia mecánica por el endurecimiento por trabajo en frío.

Se elaboro un formato para calcular los parámetros de diseño, el rango de movimientos, los esfuerzos, los ciclos de vida, las constantes de resorte y la estabilidad de una junta de expansión, para facilitar su cálculo y comprender de manera sistematizada los modelos que rigen el comportamiento de los fuelles de una junta de expansión.

Se elaboro en una hoja de cálculo de Excel, un programa para calcular el fuelle de una junta de expansión, para hacer más rápido y confiable el cálculo de los fuelles de una junta de expansión.

Se presentaron dos métodos para evaluar, la expansión térmica en un sistema de tubería y el rango de movimientos que absorben los fuelles de una junta de expansión, esto facilita los cálculos y mejora la comprensión de los conceptos.

Este trabajo resume conceptos de diversas fuentes de información para soportar el diseño de las juntas de expansión, se emplean analogías para comparar el comportamiento de flexibilidad de un sistema de tubería con el de las juntas de expansión, se describen los fenómenos de presión y térmico por separado para explicar los mecanismos de operación de una junta de expansión.

CONCLUSIONES

La aplicación de las juntas de expansión, requiere de un conocimiento amplio de dos grupos de especialistas, analistas de esfuerzos y diseñadores o fabricantes de las juntas. Un mal diseño o una mala instalación representan el peligro de ruptura del componente.

No es recomendable el uso indiscriminado de las juntas de expansión para resolver cualquier tipo de problema de expansión térmica en tubería, se requiere un análisis profundo en el que se considere principalmente el espacio, el costo, la disponibilidad y la seguridad para justificar su aplicación. Siempre es mejor, si es posible una solución sin juntas que con juntas. En algunos casos su aplicación se prohíbe, como en los sistemas de vapor de alta presión.

El diseño de un fuelle se realiza por medio de tanteos es decir, a prueba y error, es importante proponer la geometría de los fuelles empleando tablas de catálogos de fabricantes de juntas con fuelles de diámetros a diversas presiones y para absorber varios rangos de movimientos, para llegar rápidamente a la solución.

El diseño de juntas de expansión confirma la importancia del empleo de experimentos para introducir parámetros empíricos en los modelos matemáticos que representen al comportamiento real. Los conocimientos teóricos tienen gran importancia en la comprensión de los fenómenos físicos y de los dispositivos de cualquier tipo, pero siempre se requiere validar los resultados teóricos con datos experimentales.

El criterio para limitar los esfuerzos en el diseño de los fuelles es:

Para las cargas sostenidas (presión o peso muerto), el esfuerzo permisible es una fracción del esfuerzo de fluencia del material.

Para las cargas no sostenidas (térmicas), el esfuerzo permisible es mayor que el esfuerzo de fluencia, el material fluye y ocasiona una reducción de esfuerzos, las cargas y esfuerzos son por esto no sostenidos.

Los esfuerzos térmicos son un rango de esfuerzos y no un valor puntual. En los esfuerzos de este tipo el valor puntual puede ser muy grande pero hay fluencia de material y el valor del esfuerzo puntual se reduce, el rango de esfuerzos permanece.

No es adecuado realizar un tratamiento térmico a la junta de expansión para relevarla de esfuerzos, esto elimina la mejora hecha a las propiedades mecánicas al hacer el formado de las corrugaciones, reorientación de las fibras (mejora la resistencia a la fatiga) y endurecimiento por deformación en frío, acritud (mejora la elasticidad del material).

La información que aquí se presenta es resultado de una investigación documental que junto a los análisis desarrollados, presentan las bases para la introducción al estudio de las juntas de expansión y esta dirigido tanto a quien desconoce acerca de la flexibilidad de tubería como a quien se dedica a este tema.

APÉNDICES

TABLE C-1
TOTAL THERMAL EXPANSION, U.S. UNITS, FOR METALS¹
Total Linear Thermal Expansion Between 70°F and Indicated Temperature, in./100 ft

Temp., °F	Material							
	Carbon Steel Carbon-Moly- Low-Chrome (Through 3Cr-Mo)	5Cr-Mo Through 9Cr-Mo	Austenitic Stainless Steels 18Cr-8Ni	12Cr, 17Cr, 27Cr	25Cr-20Ni	UNS N04400 Monel 67Ni-30Cu	3 ¹ / ₂ Ni	Copper and Copper Alloys
-450	-3.93
-425	-3.93
-400	-3.91
-375	-3.87
-350	-3.79
-325	-2.37	-2.22	-3.85	-2.04	...	-2.62	-2.25	-3.67
-300	-2.24	-2.10	-3.63	-1.92	...	-2.50	-2.17	-3.53
-275	-2.11	-1.98	-3.41	-1.80	...	-2.38	-2.07	-3.36
-250	-1.98	-1.86	-3.19	-1.68	...	-2.26	-1.96	-3.17
-225	-1.85	-1.74	-2.96	-1.57	...	-2.14	-1.86	-2.97
-200	-1.71	-1.62	-2.73	-1.46	...	-2.02	-1.76	-2.76
-175	-1.58	-1.50	-2.50	-1.35	...	-1.90	-1.62	-2.53
-150	-1.45	-1.37	-2.27	-1.24	...	-1.79	-1.48	-2.30
-125	-1.30	-1.23	-2.01	-1.11	...	-1.59	-1.33	-2.06
-100	-1.15	-1.08	-1.75	-0.98	...	-1.38	-1.17	-1.81
-75	-1.00	-0.94	-1.50	-0.85	...	-1.18	-1.01	-1.56
-50	-0.84	-0.79	-1.24	-0.72	...	-0.98	-0.84	-1.30
-25	-0.68	-0.63	-0.98	-0.57	...	-0.77	-0.67	-1.04
0	-0.49	-0.46	-0.72	-0.42	...	-0.57	-0.50	-0.77
25	-0.32	-0.30	-0.46	-0.27	...	-0.37	-0.32	-0.50
50	-0.14	-0.13	-0.21	-0.12	...	-0.20	-0.15	-0.22
70	0	0	0	0	0	0	0	0
100	0.23	0.22	0.34	0.20	0.32	0.28	0.23	0.34
125	0.42	0.40	0.62	0.36	0.58	0.52	0.42	0.63
150	0.61	0.58	0.90	0.53	0.84	0.75	0.61	0.91
175	0.80	0.76	1.18	0.69	1.10	0.99	0.81	1.20
200	0.99	0.94	1.46	0.86	1.37	1.22	1.01	1.49
225	1.21	1.13	1.75	1.03	1.64	1.46	1.21	1.79
250	1.40	1.33	2.03	1.21	1.91	1.71	1.42	2.09
275	1.61	1.52	2.32	1.38	2.18	1.96	1.63	2.38
300	1.82	1.71	2.61	1.56	2.45	2.21	1.84	2.68
325	2.04	1.90	2.90	1.74	2.72	2.44	2.05	2.99
350	2.26	2.10	3.20	1.93	2.99	2.68	2.26	3.29
375	2.48	2.30	3.50	2.11	3.26	2.91	2.47	3.59
400	2.70	2.50	3.80	2.30	3.53	3.25	2.69	3.90
425	2.93	2.72	4.10	2.50	3.80	3.52	2.91	4.21
450	3.16	2.93	4.41	2.69	4.07	3.79	3.13	4.51
475	3.39	3.14	4.71	2.89	4.34	4.06	3.35	4.82
500	3.62	3.35	5.01	3.08	4.61	4.33	3.58	5.14
525	3.86	3.58	5.31	3.28	4.88	4.61	3.81	5.45
550	4.11	3.80	5.62	3.49	5.15	4.90	4.04	5.76

(continued)

Table C-1

ASME B31.3-2002

TABLE C-1 (CONT'D)
TOTAL THERMAL EXPANSION, U.S. UNITS, FOR METALS¹
 Total Linear Thermal Expansion Between 70°F and Indicated Temperature, in./100 ft

Material								
Aluminum	Gray Cast Iron	Bronze	Brass	70Cu-30Ni	UNS N08XXX Series Ni-Fe-Cr	UNS N06XXX Series Ni-Cr-Fe	Ductile Iron	Temp., °F
...	-450
...	-425
...	-400
...	-375
...	-350
-4.68	...	-3.98	-3.88	-3.15	-325
-4.46	...	-3.74	-3.64	-2.87	-300
-4.21	...	-3.50	-3.40	-2.70	-275
-3.97	...	-3.26	-3.16	-2.53	-250
-3.71	...	-3.02	-2.93	-2.36	-225
-3.44	...	-2.78	-2.70	-2.19	-1.51	-200
-3.16	...	-2.54	-2.47	-2.12	-1.41	-175
-2.88	...	-2.31	-2.24	-1.95	-1.29	-150
-2.57	...	-2.06	-2.00	-1.74	-1.16	-125
-2.27	...	-1.81	-1.76	-1.53	-1.04	-100
-1.97	...	-1.56	-1.52	-1.33	-0.91	-75
-1.67	...	-1.32	-1.29	-1.13	-0.77	-50
-1.32	...	-1.25	-1.02	-0.89	-0.62	-25
-0.97	...	-0.77	-0.75	-0.66	-0.46	0
-0.63	...	-0.49	-0.48	-0.42	-0.23	25
-0.28	...	-0.22	-0.21	-0.19	-0.14	50
0	0	0	0	0	0	0	0	70
0.46	0.21	0.36	0.35	0.31	0.28	0.26	0.21	100
0.85	0.38	0.66	0.64	0.56	0.52	0.48	0.39	125
1.23	0.55	0.96	0.94	0.82	0.76	0.70	0.57	150
1.62	0.73	1.26	1.23	1.07	0.99	0.92	0.76	175
2.00	0.90	1.56	1.52	1.33	1.23	1.15	0.94	200
2.41	1.08	1.86	1.83	1.59	1.49	1.38	1.13	225
2.83	1.27	2.17	2.14	1.86	1.76	1.61	1.33	250
3.24	1.45	2.48	2.45	2.13	2.03	1.85	1.53	275
3.67	1.64	2.79	2.76	2.40	2.30	2.09	1.72	300
4.09	1.83	3.11	3.08	2.68	2.59	2.32	1.93	325
4.52	2.03	3.42	3.41	2.96	2.88	2.56	2.13	350
4.95	2.22	3.74	3.73	3.24	3.18	2.80	2.36	375
5.39	2.42	4.05	4.05	3.52	3.48	3.05	2.56	400
5.83	2.62	4.37	4.38	...	3.76	3.29	2.79	425
6.28	2.83	4.69	4.72	...	4.04	3.53	3.04	450
6.72	3.03	5.01	5.06	...	4.31	3.78	3.28	475
7.17	3.24	5.33	5.40	...	4.59	4.02	3.54	500
7.63	3.46	5.65	5.75	...	4.87	4.27	3.76	525
8.10	3.67	5.98	6.10	...	5.16	4.52	3.99	550

(continued)

A.1-2 Expansión térmica total (sistema inglés), para metales. (cont.)
 ASME B31.3-2002 Edition. Table C-1

TABLE C-1 (CONT'D)
 TOTAL THERMAL EXPANSION, U.S. UNITS, FOR METALS¹
 Total Linear Thermal Expansion Between 70°F and Indicated Temperature, in./100 ft

Temp., °F	Material							
	Carbon Steel Carbon-Moly- Low-Chrome (Through 3Cr-Mo)	5Cr-Mo Through 9Cr-Mo	Austenitic Stainless Steels 18Cr-8Ni	12Cr, 17Cr, 27Cr	25Cr-20Ni	UNS N04400 Monel 67Ni-30Cu	3 ¹ / ₂ Ni	Copper and Copper Alloys
575	4.35	4.02	5.93	3.69	5.42	5.18	4.27	6.07
600	4.60	4.24	6.24	3.90	5.69	5.46	4.50	6.09
625	4.86	4.47	6.55	4.10	5.96	5.75	4.74	...
650	5.11	4.69	6.87	4.31	6.23	6.05	4.98	...
675	5.37	4.92	7.18	4.52	6.50	6.34	5.22	...
700	5.63	5.14	7.50	4.73	6.77	6.64	5.46	...
725	5.90	5.38	7.82	4.94	7.04	6.94	5.70	...
750	6.16	5.62	8.15	5.16	7.31	7.25	5.94	...
775	6.43	5.86	8.47	5.38	7.58	7.55	6.18	...
800	6.70	6.10	8.80	5.60	7.85	7.85	6.43	...
825	6.97	6.34	9.13	5.82	8.15	8.16	6.68	...
850	7.25	6.59	9.46	6.05	8.45	8.48	6.93	...
875	7.53	6.83	9.79	6.27	8.75	8.80	7.18	...
900	7.81	7.07	10.12	6.49	9.05	9.12	7.43	...
925	8.08	7.31	10.46	6.71	9.35	9.44	7.68	...
950	8.35	7.56	10.80	6.94	9.65	9.77	7.93	...
975	8.62	7.81	11.14	7.17	9.95	10.09	8.17	...
1000	8.89	8.06	11.48	7.40	10.25	10.42	8.41	...
1025	9.17	8.30	11.82	7.62	10.55	10.75
1050	9.46	8.55	12.16	7.95	10.85	11.09
1075	9.75	8.80	12.50	8.18	11.15	11.43
1100	10.04	9.05	12.84	8.31	11.45	11.77
1125	10.31	9.28	13.18	8.53	11.78	12.11
1150	10.57	9.52	13.52	8.76	12.11	12.47
1175	10.83	9.76	13.86	8.98	12.44	12.81
1200	11.10	10.00	14.20	9.20	12.77	13.15
1225	11.38	10.26	14.54	9.42	13.10	13.50
1250	11.66	10.53	14.88	9.65	13.43	13.86
1275	11.94	10.79	15.22	9.88	13.76	14.22
1300	12.22	11.06	15.56	10.11	14.09	14.58
1325	12.50	11.30	15.90	10.33	14.39	14.94
1350	12.78	11.55	16.24	10.56	14.69	15.30
1375	13.06	11.80	16.58	10.78	14.99	15.66
1400	13.34	12.05	16.92	11.01	15.29	16.02
1425	17.30
1450	17.69
1475	18.08
1500	18.47

NOTE:

(1) For Code references to this Appendix, see para. 319.3.1. These data are for use in the absence of more applicable data. It is the designer's responsibility to verify that materials are suitable for the intended service at the temperatures shown.

(continued)

A.1.3 Expansión térmica total (sistema inglés), para metales. (cont.)
 ASME B31.3-2002 Edition. Table C-1.

Table C-1

ASME B31.3-2002

TABLE C-1 (CONT'D)
TOTAL THERMAL EXPANSION, U.S. UNITS, FOR METALS¹
Total Linear Thermal Expansion Between 70°F and Indicated Temperature, in./100 ft

Material								
Aluminum	Gray Cast Iron	Bronze	Brass	70Cu-30Ni	UNS N08XXX Series Ni-Fe-Cr	UNS N06XXX Series Ni-Cr-Fe	Ductile Iron	Temp., °F
8.56	3.89	6.31	6.45	...	5.44	4.77	4.22	575
9.03	4.11	6.64	6.80	...	5.72	5.02	4.44	600
...	4.34	6.96	7.16	...	6.01	5.27	4.66	625
...	4.57	7.29	7.53	...	6.30	5.53	4.90	650
...	4.80	7.62	7.89	...	6.58	5.79	5.14	675
...	5.03	7.95	8.26	...	6.88	6.05	5.39	700
...	5.26	8.28	8.64	...	7.17	6.31	5.60	725
...	5.50	8.62	9.02	...	7.47	6.57	5.85	750
...	5.74	8.96	9.40	...	7.76	6.84	6.10	775
...	5.98	9.30	9.78	...	8.06	7.10	6.35	800
...	6.22	9.64	10.17	...	8.35	...	6.59	825
...	6.47	9.99	10.57	...	8.66	...	6.85	850
...	6.72	10.33	10.96	...	8.95	...	7.09	875
...	6.97	10.68	11.35	...	9.26	...	7.35	900
...	7.23	11.02	11.75	...	9.56	...	7.64	925
...	7.50	11.37	12.16	...	9.87	...	7.86	950
...	7.76	11.71	12.57	...	10.18	...	8.11	975
...	8.02	12.05	12.98	...	10.49	...	8.35	1000
...	...	12.40	13.39	...	10.80	1025
...	...	12.76	13.81	...	11.11	1050
...	...	13.11	14.23	...	11.42	1075
...	...	13.47	14.65	...	11.74	1100
...	12.05	1125
...	12.38	1150
...	12.69	1175
...	13.02	1200
...	13.36	1225
...	13.71	1250
...	14.04	1275
...	14.39	1300
...	14.74	1325
...	15.10	1350
...	15.44	1375
...	15.80	1400
...	16.16	1425
...	16.53	1450
...	16.88	1475
...	17.25	1500

A.1-4 *Expansión térmica total (sistema inglés), para metales. (cont.)*
 ASME B31.3-2002 Edition. Table C-1.

TABLE II
MODULI OF ELASTICITY OF
COMMONLY USED BELLOWS MATERIAL — PSI
(MULTIPLY TABULATED VALUE BY 10⁶)

Temp. Deg. F.	Carb. Steel C < .3%	Carb. Steel C > .3%	Incoloy 800	Incoloy 825	Aluminum	Monel 400	Aust. Stainless Steel	Nickel 200	Inconel 600	Inconel 625
-325	30.0	31.0	(30.55)	—	11.3	26.8	30.4	—	—	—
-200	29.5	30.6	—	—	11.1	26.6	29.9	—	—	—
-100	29.0	30.4	—	—	10.9	26.4	29.4	—	—	—
70	27.9	29.9	(28.4)	(28.3)	10.6	26.0	28.3	29.7	(29.9)	30.1
200	27.7	29.5	27.7	—	10.4	26.0	27.7	29.1	29.4	29.6
300	27.4	29.0	27.1	—	10.2	25.8	27.1	28.7	28.9	—
400	27.0	28.3	26.6	—	9.5	25.6	26.6	28.2	28.5	28.7
500	26.4	27.4	26.0	26.4	8.5	25.4	26.1	27.9	28.0	—
600	25.7	26.7	25.4	—	—	24.7	25.4	27.4	27.6	27.8
700	24.8	25.4	24.9	—	—	23.1	24.8	26.9	27.1	—
800	23.4	23.8	24.4	—	—	21.0	24.1	26.4	26.6	26.9
900	18.5	21.5	24.0	—	—	18.6	23.4	25.8	26.1	—
1000	15.4	18.8	23.4	23.8	—	16.0	22.7	25.2	25.6	25.9
1100	13.0	15.0	22.9	—	—	14.3	22.0	24.5	25.1	—
1200	—	11.2	22.3	22.7	—	13.0	21.3	23.8	24.5	24.7
1300	—	—	21.7	—	—	—	20.7	—	23.9	—
1400	—	—	21.1	—	—	—	19.3	—	23.3	23.3

NOTES: This table is for information only. It is not to be implied that materials are suitable for all the temperature ranges shown. Values in parenthesis are approximate. Data on Inconel 600, 625 and Incoloy 800 and 825 from Huntington Alloy Products Division—The International Nickel Company, Inc. Balance of data from ASME SECTION VIII — DIV. 1, ANSI B31.1 OR ANSI B31.3.

A.2 Módulo de elasticidad de materiales comunmente usados en fuelles de juntas de expansión.
EJMA FIFTH EDITION 1980. TABLE II.

Table A-1

ASME B31.3-2002

TABLE A-1 (CONT'D)
BASIC ALLOWABLE STRESSES IN TENSION FOR METALS¹
 Numbers in Parentheses Refer to Notes for Appendix A Tables; Specifications Are ASTM Unless Otherwise Indicated

Material	Spec. No.	P-No. or S-No. (5)	Grade	Notes	Min. Temp., °F (6)	Specified Min. Strength, ksi		Min. Temp.		
						Tensile	Yield	to 100	200	300
Carbon Steel										
Pipes and Tubes (2)										
A 285 Gr. A	A 134	1	...	(8b)(57)	B	45	24	15.0	14.6	14.2
A 285 Gr. A	A 672	1	A45	(57)(59)(67)	B	45	24	15.0	14.6	14.2
Butt weld	API 5L	S-1	A25	(8a)	-20	45	25	15.0	15.0	14.5
Smls & ERW	API 5L	S-1	A25	(57)(59)	B	45	25	15.0	15.0	14.5
...	A 179	1	...	(57)(59)	-20	47	26	15.7	15.0	14.2
Type F	A 53	1	Gr. A	(8a)(77)	20	48	30	16.0	16.0	16.0
...	A 139	S-1	A	(8b)(77)	A	48	30	16.0	16.0	16.0
...	A 587	1	...	(57)(59)	-20	48	30	16.0	16.0	16.0
...	A 53	1	A	(57)(59)	} B	48	30	16.0	16.0	16.0
...	A 106	1	A	(57)						
...	A 135	1	A	(57)(59)						
...	A 369	1	FPA	(57)						
...	API 5L	S-1	A	(57)(59)(77)						
A 285 Gr. B	A 134	1	...	(8b)(57)	B	50	27	16.7	16.4	16.0
A 285 Gr. B	A 672	1	A50	(57)(59)(67)	B	50	27	16.7	16.4	16.0
A 285 Gr. C	A 134	1	...	(8b)(57)	A	55	30	18.3	18.3	17.7
...	A 524	1	Gr. II	(57)	-20	55	30	18.3	18.3	17.7
...	A 333	1	1	} (57)(59)	-50	55	30	18.3	18.3	17.7
...	A 334	1	1							
A 285 Gr. C	A 671	1	CA55							
A 285 Gr. C	A 672	1	A55	(57)(59)(67)	A	} 55	30	18.3	18.3	17.7
A 516 Gr. 55	A 672	1	C55	(57)(67)	C					
A 516 Gr. 60	A 671	1	CC60	(57)(67)	C	60	32	20.0	19.5	18.9
A 515 Gr. 60	A 671	1	CB60	} (57)(67)	B	60	32	20.0	19.5	18.9
A 515 Gr. 60	A 672	1	B60							
A 516 Gr. 60	A 672	1	C60							
...	A 139	S-1	B	(8b)	A	60	35	20.0	20.0	20.0
...	A 135	1	B	(57)(59)	B	} 60	35	20.0	20.0	20.0
...	A 524	1	Gr. 1	(57)	-20					
...	A 53	1	B	(57)(59)	} B	60	35	20.0	20.0	20.0
...	A 106	1	B	(57)						
...	A 333	} 1	6	(57)						
...	A 334									
...	A 369	1	FPB	(57)						
...	A 381	S-1	Y35	...	-20	A				
...	API 5L	S-1	B	(57)(59)(77)	B					

(continued)

A.3-1 Esfuerzos de tensión básicos permisibles para metales. (parcial)
 ASME B31.3-2002 Edition Table-A1

TABLE A-1 (CONT'D)
BASIC ALLOWABLE STRESSES IN TENSION FOR METALS¹
 Numbers in Parentheses Refer to Notes for Appendix A Tables; Specifications Are ASTM Unless Otherwise Indicated

Basic Allowable Stress S , ksi (1), at Metal Temperature, °F (7)														Grade	Spec. No.
400	500	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	Carbon Steel Pipe and Tubes (2)		
13.7	13.0	11.8	11.6	11.5	10.3	9.0	7.8	6.5	A 134	
13.7	13.0	11.8	11.6	11.5	10.3	9.0	7.8	6.5	4.5	2.5	1.6	1.0	A45	A 672	
13.8	A25	API 5L	
13.8	A25	API 5L	
13.5	12.8	12.1	11.8	11.5	10.6	9.2	7.9	6.5	4.5	2.5	1.6	1.0	...	A 179	
16.0	Gr. A	A 53	
...	A	A 139	
16.0	16.0	14.8	14.5	14.4	10.7	9.3	7.9	A 587	
16.0	16.0	14.8	14.5	14.4	10.7	9.3	7.9	6.5	4.5	2.5	1.6	1.0	[A A A FPA A	A 53 A 106 A 135 A 369 API 5L	
15.4	14.6	13.3	13.1	13.0	11.2	9.6	8.1	6.5	A 134	
15.4	14.6	13.3	13.1	13.0	11.2	9.6	8.1	6.5	4.5	2.5	1.6	1.0	A 50	A 672	
17.2	16.2	14.8	14.5	14.4	12.0	10.2	8.3	6.5	A 134	
17.2	16.2	14.8	14.5	14.4	12.0	10.2	8.3	6.5	4.5	2.5	Gr. II	A 524	
17.2	16.2	14.8	14.5	14.4	12.0	10.2	8.3	6.5	4.5	2.5	1.6	1.0	[1 1	A 333 A 334	
17.2	16.2	14.8	14.5	14.4	12.1	10.2	8.4	6.5	4.5	2.5	1.6	1.0	[CA55 A55 C55	A 671 A 672 A 672	
18.3	17.3	15.8	15.5	15.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	CC60	A 671	
18.3	17.3	15.8	15.5	15.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	1.6	1.0	[CB60 B60 C60	A 671 A 672 A 672	
...	B	A 139	
20.0	18.9	17.3	17.0	16.5	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	[B Gr. 1	A 135 A 524	
20.0	18.9	17.3	17.0	16.5	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	1.6	1.0	[B B 6 6 FPB Y35 B	A 53 A 106 A 333 A 334 A 369 A 381 API 5L	

A.3-2 Esfuerzos de tensión básicos permisibles para metales. (parcial).
 ASME B31.3-2002 Edition Table-A1

Table 1A

2004 SECTION II

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASS 2 AND 3;* SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES *S* FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec No.	Type/Grade	Alloy Designation/ UNS No.	Class/ Condition/ Temper	Size/Thickness, in.	P-No.	Group No.
1	18Cr-8Ni	Castings	SA-351	CF3A	J92500	8	1
2	18Cr-8Ni	Castings	SA-351	CF3A	J92500	8	1
3	18Cr-8Ni	Castings	SA-351	CF8A	J92600	8	1
4	18Cr-8Ni	Castings	SA-351	CF8A	J92600	8	1
5	18Cr-8Ni	Cast pipe	SA-451	CPF3A	J92500	8	1
6	18Cr-8Ni	Cast pipe	SA-451	CPF8A	J92600	8	1
7	18Cr-8Ni-N	Forgings	SA-182	F304LN	S30453	...	> 5	8	1
8	18Cr-8Ni-N	Forgings	SA-336	F304LN	S30453	8	1
9	18Cr-8Ni-N	Forgings	SA-182	F304LN	S30453	...	≤ 5	8	1
10	18Cr-8Ni-N	Smls. tube	SA-213	TP304LN	S30453	8	1
11	18Cr-8Ni-N	Plate	SA-240	304LN	S30453	8	1
12	18Cr-8Ni-N	Wld. tube	SA-249	TP304LN	S30453	8	1
13	18Cr-8Ni-N	Smls. & wld. pipe	SA-312	TP304LN	S30453	8	1
14	18Cr-8Ni-N	Smls. pipe	SA-376	TP304LN	S30453	8	1
15	18Cr-8Ni-N	Smls. & wld. fittings	SA-403	304LN	S30453	WP	...	8	1
16	18Cr-8Ni-N	Bar	SA-479	304LN	S30453	8	1
17	18Cr-8Ni-N	Wld. tube	SA-688	TP304LN	S30453	8	1
18	18Cr-8Ni-N	Wld. pipe	SA-813	TP304LN	S30453	8	1
19	18Cr-8Ni-N	Wld. pipe	SA-814	TP304LN	S30453	8	1
20	18Cr-8Ni-N	Forged pipe	SA-430	FP304N	S30451	8	1
21	18Cr-8Ni-N	Forged pipe	SA-430	FP304N	S30451	8	1
22	18Cr-8Ni-N	Forgings	SA-182	F304N	S30451	8	1
23	18Cr-8Ni-N	Smls. tube	SA-213	TP304N	S30451	8	1
24	18Cr-8Ni-N	Smls. tube	SA-213	TP304N	S30451	8	1
25	18Cr-8Ni-N	Plate	SA-240	304N	S30451	8	1
26	18Cr-8Ni-N	Plate	SA-240	304N	S30451	8	1
27	18Cr-8Ni-N	Wld. tube	SA-249	TP304N	S30451	8	1
28	18Cr-8Ni-N	Wld. tube	SA-249	TP304N	S30451	8	1
29	18Cr-8Ni-N	Wld. tube	SA-249	TP304N	S30451	8	1
30	18Cr-8Ni-N	Wld. tube	SA-249	TP304N	S30451	8	1
31	18Cr-8Ni-N	Wld. tube	SA-249	TP304N	S30451	8	1
32	18Cr-8Ni-N	Smls. & wld. pipe	SA-312	TP304N	S30451	8	1
33	18Cr-8Ni-N	Smls. & wld. pipe	SA-312	TP304N	S30451	8	1
34	18Cr-8Ni-N	Wld. pipe	SA-312	TP304N	S30451	8	1
35	18Cr-8Ni-N	Wld. pipe	SA-312	TP304N	S30451	8	1
36	18Cr-8Ni-N	Forgings	SA-336	F304N	S30451	8	1
37	18Cr-8Ni-N	Forgings	SA-336	F304N	S30451	8	1
38	18Cr-8Ni-N	Wld. pipe	SA-358	304N	S30451	1	...	8	1
39	18Cr-8Ni-N	Smls. pipe	SA-376	TP304N	S30451	8	1
40	18Cr-8Ni-N	Smls. pipe	SA-376	TP304N	S30451	8	1

A.4-1 Esfuerzos máximos permisibles a la tensión, para aceros de alta aleación. (parcial)
ASME SECTION II 2004 Edition TABLE 1A
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES FOR FERROUS MATERIALS

PART D — PROPERTIES (CUSTOMARY)

Table 1A

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASS 2 AND 3;* SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Min. Tensile Strength, ksi	Min. Yield Strength, ksi	Applicability and Max. Temperature Limits (NP = Not Permitted) (SPT = Supports Only)				External Pressure Chart No.	Notes
			I	III	VIII-1	XII		
1	77	35	NP	650	700	650	HA-3	G1, G5, G16, G17, G32
2	77	35	NP	NP	700	650	HA-3	G1, G32
3	77	35	NP	650	650	650	HA-1	G1, G5, G16, G17, G32
4	77	35	NP	NP	650	650	HA-1	G1, G32
5	77	35	NP	650	NP	NP	HA-3	G5, G16, G17, G32
6	77	35	NP	650	NP	NP	HA-1	G5, G16, G17, G32
7	70	30	NP	800	NP	NP	HA-1	G5
8	70	30	NP	800	NP	NP	HA-1	G5
9	75	30	NP	800	NP	NP	HA-1	G5
10	75	30	NP	800	NP	NP	HA-1	G5
11	75	30	NP	800	NP	NP	HA-1	G5
12	75	30	NP	800	NP	NP	HA-1	G5, W12
13	75	30	NP	800	NP	NP	HA-1	G5, W12, W14
14	75	30	NP	800	NP	NP	HA-1	G5
15	75	30	NP	800	NP	NP	HA-1	G5, W12, W14
16	75	30	NP	800	NP	NP	HA-1	G5
17	75	30	NP	800	NP	NP	HA-1	G5, W12
18	75	30	NP	800	NP	NP	HA-1	G5, W12
19	75	30	NP	800	NP	NP	HA-1	G5, W12
20	75	35	1200	800	1200	650	HA-1	G5, G12, H1, T7
21	75	35	1200	NP	1200	650	HA-1	G12, H1, T8
22	80	35	NP	800	NP	NP	HA-1	G5
23	80	35	1200	800	1200	NP	HA-1	G5, G12, T7
24	80	35	1200	NP	1200	NP	HA-1	G12, T8
25	80	35	NP	800	1200	650	HA-1	G5, G12, T7
26	80	35	NP	NP	1200	650	HA-1	G12, T8
27	80	35	1200	NP	NP	NP	HA-1	G5, G12, T7, W13
28	80	35	1200	NP	NP	NP	HA-1	G12, T8, W13
29	80	35	1200	NP	NP	NP	HA-1	G3, G5, G12, T5
30	80	35	1200	NP	1200	650	HA-1	G3, G12, G24, T8
31	80	35	NP	NP	1200	650	HA-1	G5, G12, G24, T5
32	80	35	1200	800	1200	650	HA-1	G5, G12, T7, W12, W13, W14
33	80	35	1200	NP	1200	650	HA-1	G12, T8, W13, W14
34	80	35	1200	NP	1200	650	HA-1	G3, G5, G12, G24, T5
35	80	35	1200	NP	1200	650	HA-1	G3, G12, G24, T8
36	80	35	NP	800	1200	650	HA-1	G5, G12, T7
37	80	35	NP	NP	1200	650	HA-1	G12, T8
38	80	35	NP	800	NP	NP	HA-1	G5, W12
39	80	35	1200	800	1200	650	HA-1	G5, G12, H1, T7
40	80	35	1200	NP	1200	650	HA-1	G12, H1, T8

A.4-2 Esfuerzos máximos permisibles a la tensión, para aceros de alta aleación. (parcial)
ASME SECTION II 2004 Edition TABLE 1A
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES FOR FERROUS MATERIALS

Table 1A

2004 SECTION II

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASS 2 AND 3;* SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding													
	-20 to 100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
1	22.0	...	20.8	...	19.4	18.8	18.6	18.6	18.6	18.5
2	22.0	...	19.5	...	17.5	16.1	15.1	14.3	14.0	13.7
3	22.0	...	20.8	...	19.4	18.8	18.6	18.6	18.6	18.6
4	22.0	...	19.5	...	17.5	16.1	15.1	14.3	14.0
5	22.0	...	20.8	...	19.4	18.8	18.6	18.6	18.6
6	22.0	...	20.8	...	19.4	18.8	18.6	18.6	18.6
7	20.0	...	18.9	...	17.7	17.1	16.9	16.6	16.2	15.8	15.5	15.2
8	20.0	...	18.9	...	17.7	17.1	16.9	16.6	16.2	15.8	15.5	15.2
9	20.0	...	20.0	...	18.9	18.3	17.5	16.6	16.2	15.8	15.5	15.2
10	20.0	...	20.0	...	18.9	18.3	17.5	16.6	16.2	15.8	15.5	15.2
11	20.0	...	20.0	...	18.9	18.3	17.5	16.6	16.2	15.8	15.5	15.2
12	20.0	...	20.0	...	18.9	18.3	17.5	16.6	16.2	15.8	15.5	15.2
13	20.0	...	20.0	...	18.9	18.3	17.5	16.6	16.2	15.8	15.5	15.2
14	20.0	...	20.0	...	18.9	18.3	17.5	16.6	16.2	15.8	15.5	15.2
15	20.0	...	20.0	...	18.9	18.3	17.5	16.6	16.2	15.8	15.5	15.2
16	20.0	...	20.0	...	18.9	18.3	17.5	16.6	16.2	15.8	15.5	15.2
17	20.0	...	20.0	...	18.9	18.3	17.5	16.6	16.2	15.8	15.5	15.2
18	20.0	...	20.0	...	18.9	18.3	17.5	16.6	16.2	15.8	15.5	15.2
19	20.0	...	20.0	...	18.9	18.3	17.5	16.6	16.2	15.8	15.5	15.2
20	21.4	...	21.4	...	20.4	19.6	18.9	17.9	17.5	17.2	16.9	16.6	16.3	16.0
21	21.4	...	19.1	...	16.7	15.1	14.0	13.3	13.0	12.8	12.5	12.3	12.1	11.8
22	22.9	...	22.9	...	21.7	20.3	18.9	17.9	17.5	17.2	16.9	16.6
23	22.9	...	22.9	...	21.7	20.3	18.9	17.9	17.5	17.2	16.9	16.6	16.3	16.0
24	22.9	...	19.1	...	16.7	15.1	14.0	13.3	13.0	12.8	12.5	12.3	12.1	11.8
25	22.9	...	22.9	...	21.7	20.3	18.9	17.9	17.5	17.2	16.9	16.6	16.3	16.0
26	22.9	...	19.1	...	16.7	15.1	14.0	13.3	13.0	12.8	12.5	12.3	12.1	11.8
27	22.9	...	22.9	...	21.7	20.3	18.9	17.9	17.5	17.2	16.9	16.6	16.3	16.0
28	22.9	...	19.1	...	16.7	15.1	14.0	13.3	13.0	12.8	12.5	12.3	12.1	11.8
29	19.4	...	19.4	...	18.5	17.3	16.0	15.2	14.9	14.6	14.4	14.1	13.8	13.6
30	19.4	...	16.2	...	14.2	12.8	11.9	11.3	11.0	10.8	10.6	10.5	10.3	10.0
31	19.4	...	19.4	...	18.5	17.3	16.0	15.2	14.9	14.6	14.4	14.1	13.8	13.6
32	22.9	...	22.9	...	21.7	20.3	18.9	17.9	17.5	17.2	16.9	16.6	16.3	16.0
33	22.9	...	19.1	...	16.7	15.1	14.0	13.3	13.0	12.8	12.5	12.3	12.1	11.8
34	19.4	...	19.4	...	18.5	17.3	16.0	15.2	14.9	14.6	14.4	14.1	13.8	13.6
35	19.4	...	16.2	...	14.2	12.8	11.9	11.3	11.0	10.8	10.6	10.5	10.3	10.0
36	22.9	...	22.9	...	21.7	20.3	18.9	17.9	17.5	17.2	16.9	16.6	16.3	16.0
37	22.9	...	19.1	...	16.7	15.1	14.0	13.3	13.0	12.8	12.5	12.3	12.1	11.8
38	22.9	...	22.9	...	21.7	20.3	18.9	17.9	17.5	17.2	16.9	16.6
39	22.9	...	22.9	...	21.7	20.3	18.9	17.9	17.5	17.2	16.9	16.6	16.3	16.0
40	22.9	...	19.1	...	16.7	15.1	14.0	13.3	13.0	12.8	12.5	12.3	12.1	11.8

A.4-3 Esfuerzos máximos permisibles a la tensión, para aceros de alta aleación. (parcial)
ASME SECTION II 2004 Edition TABLE 1A
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES FOR FERROUS MATERIALS

PART D — PROPERTIES (CUSTOMARY)

Table 1A

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASS 2 AND 3;* SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding														
	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	1550	1600	1650
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20	15.6	15.2	12.4	9.8	7.7	6.1
21	11.6	11.3	11.0	9.8	7.7	6.1
22
23	15.6	15.2	12.4	9.8	7.7	6.1
24	11.6	11.3	11.0	9.8	7.7	6.1
25	15.6	15.2	12.4	9.8	7.7	6.1
26	11.6	11.3	11.0	9.8	7.7	6.1
27	15.6	15.2	12.4	9.8	7.7	6.1
28	11.6	11.3	11.0	9.8	7.7	6.1
29	13.3	13.0	10.5	8.3	6.6	5.2
30	9.8	9.6	9.4	8.3	6.6	5.2
31	13.3	13.0	10.5	8.3	6.6	5.2
32	15.6	15.2	12.4	9.8	7.7	6.1
33	11.6	11.3	11.0	9.8	7.7	6.1
34	13.3	13.0	10.5	8.3	6.6	5.2
35	9.8	9.6	9.4	8.3	6.6	5.2
36	15.6	15.2	12.4	9.8	7.7	6.1
37	11.6	11.3	11.0	9.8	7.7	6.1
38
39	15.6	15.2	12.4	9.8	7.7	6.1
40	11.6	11.3	11.0	9.8	7.7	6.1

A.4-4 Esfuerzos máximos permisibles a la tensión, para aceros de alta aleación. (parcial)
ASME SECTION II 2004 Edition TABLE 1A
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES FOR FERROUS MATERIALS

Table 1A

2004 SECTION II

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASS 2 AND 3;* SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES *S* FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec No.	Type/Grade	Alloy Designation/ UNS No.	Class/ Condition/ Temper	Size/Thickness, in.	P-No.	Group No.
1	18Cr-10Ni-Ti	Smls. pipe	SA-312	TP321	S32100	...	> 3/8	8	1
2	18Cr-10Ni-Ti	Smls. pipe	SA-312	TP321	S32100	...	> 3/8	8	1
3	18Cr-10Ni-Ti	Wld. pipe	SA-312	TP321	S32100	...	> 3/8	8	1
4	18Cr-10Ni-Ti	Wld. pipe	SA-312	TP321	S32100	...	> 3/8	8	1
5	18Cr-10Ni-Ti	Smls. pipe	SA-376	TP321	S32100	...	> 3/8	8	1
6	18Cr-10Ni-Ti	Smls. pipe	SA-376	TP321	S32100	...	> 3/8	8	1
7	18Cr-10Ni-Ti	Smls. pipe	SA-312	TP321H	S32109	...	> 3/16	8	1
8	18Cr-10Ni-Ti	Smls. pipe	SA-312	TP321H	S32109	...	> 3/16	8	1
9	18Cr-10Ni-Ti	Wld. pipe	SA-312	TP321H	S32109	...	> 3/16	8	1
10	18Cr-10Ni-Ti	Wld. pipe	SA-312	TP321H	S32109	...	> 3/16	8	1
11	18Cr-10Ni-Ti	Smls. pipe	SA-376	TP321H	S32109	...	> 3/8	8	1
12	18Cr-10Ni-Ti	Forgings	SA-182	F321	S32100	...	> 5	8	1
13	18Cr-10Ni-Ti	Forgings	SA-182	F321	S32100	...	> 5	8	1
14	18Cr-10Ni-Ti	Forgings	SA-336	F321	S32100	8	1
15	18Cr-10Ni-Ti	Forgings	SA-336	F321	S32100	8	1
16	18Cr-10Ni-Ti	Forged pipe	SA-430	FP321	S32100	8	1
17	18Cr-10Ni-Ti	Forged pipe	SA-430	FP321	S32100	8	1
18	18Cr-10Ni-Ti	Forgings	SA-182	F321H	S32109	...	> 5	8	1
19	18Cr-10Ni-Ti	Forgings	SA-182	F321H	S32109	...	> 5	8	1
20	18Cr-10Ni-Ti	Forgings	SA-336	F321H	S32109	8	1
21	18Cr-10Ni-Ti	Forgings	SA-336	F321H	S32109	8	1
22	18Cr-10Ni-Ti	Forged pipe	SA-430	FP321H	S32109	8	1
23	18Cr-10Ni-Ti	Forged pipe	SA-430	FP321H	S32109	8	1
24	18Cr-10Ni-Ti	Forgings	SA-182	F321	S32100	...	≤ 5	8	1
25	18Cr-10Ni-Ti	Forgings	SA-182	F321	S32100	...	≤ 5	8	1
26	18Cr-10Ni-Ti	Forgings	SA-182	F321	S32100	...	≤ 5	8	1
27	18Cr-10Ni-Ti	Smls. tube	SA-213	TP321	S32100	8	1
28	18Cr-10Ni-Ti	Smls. tube	SA-213	TP321	S32100	8	1
29	18Cr-10Ni-Ti	Smls. tube	SA-213	TP321	S32100	8	1
30	18Cr-10Ni-Ti	Plate	SA-240	321	S32100	8	1
31	18Cr-10Ni-Ti	Plate	SA-240	321	S32100	8	1
32	18Cr-10Ni-Ti	Plate	SA-240	321	S32100	8	1
33	18Cr-10Ni-Ti	Wld. tube	SA-249	TP321	S32100	8	1
34	18Cr-10Ni-Ti	Wld. tube	SA-249	TP321	S32100	8	1
35	18Cr-10Ni-Ti	Wld. tube	SA-249	TP321	S32100	8	1
36	18Cr-10Ni-Ti	Wld. tube	SA-249	TP321	S32100	8	1
37	18Cr-10Ni-Ti	Smls. pipe	SA-312	TP321	S32100	...	≤ 3/8	8	1
38	18Cr-10Ni-Ti	Smls. pipe	SA-312	TP321	S32100	...	≤ 3/8	8	1
39	18Cr-10Ni-Ti	Wld. pipe	SA-312	TP321	S32100	...	≤ 3/8	8	1
40	18Cr-10Ni-Ti	Wld. pipe	SA-312	TP321	S32100	...	≤ 3/8	8	1

A.4-5 Esfuerzos máximos permisibles a la tensión, para aceros de alta aleación. (parcial)
ASME SECTION II 2004 Edition TABLE 1A
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES FOR FERROUS MATERIALS

PART D — PROPERTIES (CUSTOMARY)

Table 1A

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASS 2 AND 3; * SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES *S* FOR FERROUS MATERIALS
(* See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Min. Tensile Strength, ksi	Min. Yield Strength, ksi	Applicability and Max. Temperature Limits (NP = Not Permitted) (SPT = Supports Only)				External Pressure Chart No.	Notes
			I	III	VIII-1	XII		
1	70	25	1500	800	1500	NP	HA-2	G5, G12, T7
2	70	25	1500	NP	1500	NP	HA-2	G12, T7
3	70	25	1500	800	1500	NP	HA-2	G5, G12, T7, W12, W13, W14
4	70	25	1500	NP	1500	NP	HA-2	G12, T7, W13, W14
5	70	25	NP	800	1500	650	HA-2	G5, G12, H1, T7
6	70	25	NP	NP	1500	650	HA-2	G12, H1, T7
7	70	25	1500	800	1500	NP	HA-2	G5, T8
8	70	25	1500	NP	1500	NP	HA-2	T8
9	70	25	1500	800	1500	NP	HA-2	G5, T8, W12, W13, W14
10	70	25	1500	NP	1500	NP	HA-2	T8, W13, W14
11	70	25	NP	800	1500	NP	HA-2	G5, H2, T8
12	70	30	1500	800	1500	NP	HA-2	G5, G12, T6
13	70	30	1500	NP	1500	NP	HA-2	G12, T7
14	70	30	1500	800	1500	650	HA-2	G5, G12, H1, T6
15	70	30	1500	NP	1500	650	HA-2	G12, H1, T7
16	70	30	1500	800	1500	650	HA-2	G5, G12, H1, T6
17	70	30	1500	NP	1500	650	HA-2	G12, H1, T7
18	70	30	1500	800	1500	NP	HA-2	G5, H2, T8
19	70	30	1500	NP	1500	NP	HA-2	H2, T8
20	70	30	NP	800	1500	NP	HA-2	G5, H2, T8
21	70	30	NP	NP	1500	NP	HA-2	H2, T8
22	70	30	1500	800	1500	NP	HA-2	G5, H2, T8
23	70	30	1500	NP	1500	NP	HA-2	H2, T8
24	75	30	1500	NP	NP	NP	HA-2	G5, G12, T7
25	75	30	1500	NP	1500	650	HA-2	G12, T7
26	75	30	NP	800	1500	650	HA-2	G5, G12, T6
27	75	30	1500	NP	NP	NP	HA-2	G5, G12, T7
28	75	30	1500	NP	1500	NP	HA-2	G12, T7
29	75	30	NP	800	1500	NP	HA-2	G5, G12, T6
30	75	30	1500	NP	NP	NP	HA-2	G5, G12, T7
31	75	30	1500	NP	1500	650	HA-2	G12, T7
32	75	30	NP	800	1500	650	HA-2	G5, G12, T6
33	75	30	1500	NP	NP	NP	HA-2	G12, T7, W13
34	75	30	1500	800	NP	NP	HA-2	G5, G12, T7, W12, W13
35	75	30	1500	NP	1500	650	HA-2	G3, G5, G12, G24, T7
36	75	30	1500	NP	1500	650	HA-2	G3, G12, G24, T7
37	75	30	1500	800	1500	650	HA-2	G5, G12, T7
38	75	30	1500	NP	1500	650	HA-2	G12, T7
39	75	30	1500	800	1500	650	HA-2	G5, G12, T7, W12, W13, W14
40	75	30	1500	NP	1500	650	HA-2	T7, W13, W14

A.4-6 Esfuerzos máximos permisibles a la tensión, para aceros de alta aleación. (parcial)
ASME SECTION II 2004 Edition TABLE 1A
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES FOR FERROUS MATERIALS

Table 1A

2004 SECTION II

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASS 2 AND 3;* SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES S FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding													
	-20 to 100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
1	16.7	16.7	16.7	16.7	16.7	16.7	16.1	15.2	14.9	14.6	14.3	14.1	13.9	13.8
2	16.7	15.6	15.0	14.4	13.8	12.8	11.9	11.3	11.0	10.8	10.6	10.5	10.3	10.2
3	16.7	16.7	16.7	16.7	16.7	16.7	16.1	15.2	14.9	14.6	14.3	14.1	13.9	13.8
4	16.7	15.6	15.0	14.4	13.8	12.8	11.9	11.3	11.0	10.8	10.6	10.5	10.3	10.2
5	16.7	...	16.7	...	16.7	16.7	16.1	15.2	14.9	14.6	14.3	14.1	13.9	13.8
6	16.7	...	15.0	...	13.8	12.8	11.9	11.3	11.0	10.8	10.6	10.5	10.3	10.2
7	16.7	16.7	16.7	16.7	16.7	16.7	16.1	15.2	14.9	14.6	14.3	14.1	13.9	13.8
8	16.7	15.6	15.0	14.4	13.8	12.8	11.9	11.3	11.0	10.8	10.6	10.5	10.3	10.2
9	16.7	16.7	16.7	16.7	16.7	16.7	16.1	15.2	14.9	14.6	14.3	14.1	13.9	13.8
10	16.7	15.6	15.0	14.4	13.8	12.8	11.9	11.3	11.0	10.8	10.6	10.5	10.3	10.2
11	16.7	...	16.7	...	16.7	16.7	16.1	15.2	14.9	14.6	14.3	14.1	13.9	13.8
12	20.0	...	19.0	...	17.8	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.2	16.9	16.7	16.5
13	20.0	...	18.0	...	16.5	15.3	14.3	13.5	13.2	13.0	12.7	12.6	12.4	12.3
14	20.0	...	19.0	...	17.8	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.2	16.9	16.7	16.5
15	20.0	...	18.0	...	16.5	15.3	14.3	13.5	13.2	13.0	12.7	12.6	12.4	12.3
16	20.0	...	19.0	...	17.8	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.2	16.9	16.7	16.5
17	20.0	...	18.0	...	16.5	15.3	14.3	13.5	13.2	13.0	12.7	12.6	12.4	12.3
18	20.0	...	19.0	...	17.8	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.2	16.9	16.7	16.5
19	20.0	...	18.0	...	16.5	15.3	14.3	13.5	13.2	13.0	12.7	12.6	12.4	12.3
20	20.0	...	19.0	...	17.8	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.2	16.9	16.7	16.5
21	20.0	...	18.0	...	16.5	15.3	14.3	13.5	13.2	13.0	12.7	12.6	12.4	12.3
22	20.0	...	19.0	...	17.8	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.2	16.9	16.7	16.5
23	20.0	...	18.0	...	16.5	15.3	14.3	13.5	13.2	13.0	12.7	12.6	12.4	12.3
24	20.0	...	20.0	...	19.1	18.7	18.7	18.3	17.9	17.5	17.2	16.9	16.7	16.5
25	20.0	...	18.0	...	16.5	15.3	14.3	13.5	13.2	13.0	12.7	12.6	12.4	12.3
26	20.0	...	20.0	...	19.1	18.7	18.7	18.3	17.9	17.5	17.2	16.9	16.7	16.5
27	20.0	...	20.0	...	19.1	18.7	18.7	18.3	17.9	17.5	17.2	16.9	16.7	16.5
28	20.0	...	18.0	...	16.5	15.3	14.3	13.5	13.2	13.0	12.7	12.6	12.4	12.3
29	20.0	...	20.0	...	19.1	18.7	18.7	18.3	17.9	17.5	17.2	16.9	16.7	16.5
30	20.0	...	20.0	...	19.1	18.7	18.7	18.3	17.9	17.5	17.2	16.9	16.7	16.5
31	20.0	...	18.0	...	16.5	15.3	14.3	13.5	13.2	13.0	12.7	12.6	12.4	12.3
32	20.0	...	20.0	...	19.1	18.7	18.7	18.3	17.9	17.5	17.2	16.9	16.7	16.5
33	20.0	...	18.0	...	16.5	15.3	14.3	13.5	13.2	13.0	12.7	12.6	12.4	12.3
34	20.0	...	20.0	...	19.1	18.7	18.7	18.3	17.9	17.5	17.2	16.9	16.7	16.5
35	17.0	...	17.0	...	16.2	15.9	15.9	15.5	15.2	14.9	14.6	14.4	14.2	14.1
36	17.0	...	15.3	...	14.1	13.0	12.2	11.5	11.2	11.0	10.8	10.7	10.5	10.4
37	20.0	20.0	20.0	19.6	19.1	18.7	18.7	18.3	17.9	17.5	17.2	16.9	16.7	16.5
38	20.0	18.7	18.0	17.2	16.5	15.3	14.3	13.5	13.2	13.0	12.7	12.6	12.4	12.3
39	20.0	20.0	20.0	19.6	19.1	18.7	18.7	18.3	17.9	17.5	17.2	16.9	16.7	16.5
40	20.0	18.7	18.0	17.2	16.5	15.3	14.3	13.5	13.2	13.0	12.7	12.6	12.4	12.3

A.4-7 Esfuerzos máximos permisibles a la tensión, para aceros de alta aleación. (parcial)
ASME SECTION II 2004 Edition TABLE 1A
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES FOR FERROUS MATERIALS

PART D — PROPERTIES (CUSTOMARY)

Table 1A

TABLE 1A (CONT'D)
SECTION I; SECTION III, CLASS 2 AND 3;* SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES *S* FOR FERROUS MATERIALS
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding														
	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	1550	1600	1650
1	13.6	13.5	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
2	10.1	10.0	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
3	13.6	13.5	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
4	10.1	10.0	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
5	13.6	13.5	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
6	10.1	10.0	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
7	13.6	13.5	12.3	9.1	6.9	5.4	4.1	3.2	2.5	1.9	1.5	1.1
8	10.1	10.0	9.9	9.1	6.9	5.4	4.1	3.2	2.5	1.9	1.5	1.1
9	13.6	13.5	12.3	9.1	6.9	5.4	4.1	3.2	2.5	1.9	1.5	1.1
10	10.1	10.0	9.9	9.1	6.9	5.4	4.1	3.2	2.5	1.9	1.5	1.1
11	13.6	13.5	12.3	9.1	6.9	5.4	4.1	3.2	2.5	1.9	1.5	1.1
12	16.4	14.9	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
13	12.1	12.0	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
14	16.4	14.9	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
15	12.1	12.0	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
16	16.4	14.9	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
17	12.1	12.0	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
18	16.4	16.2	12.3	9.1	6.9	5.4	4.1	3.2	2.5	1.9	1.5	1.1
19	12.1	12.0	11.9	9.1	6.9	5.4	4.1	3.2	2.5	1.9	1.5	1.1
20	16.4	16.2	12.3	9.1	6.9	5.4	4.1	3.2	2.5	1.9	1.5	1.1
21	12.1	12.0	11.9	9.1	6.9	5.4	4.1	3.2	2.5	1.9	1.5	1.1
22	16.4	16.2	12.3	9.1	6.9	5.4	4.1	3.2	2.5	1.9	1.5	1.1
23	12.1	12.0	11.9	9.1	6.9	5.4	4.1	3.2	2.5	1.9	1.5	1.1
24	16.4	16.2	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
25	12.1	12.0	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
26	16.4	14.9	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
27	16.4	16.2	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
28	12.1	12.0	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
29	16.4	14.9	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
30	16.4	16.2	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
31	12.1	12.0	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
32	16.4	14.9	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
33	12.1	12.0	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
34	16.4	16.2	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
35	13.9	13.8	8.2	5.9	4.3	3.1	2.2	1.4	0.9	0.68	0.43	0.26
36	10.3	10.2	8.2	5.9	4.3	3.1	2.2	1.4	0.9	0.68	0.43	0.26
37	16.4	16.2	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
38	12.1	12.0	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
39	16.4	16.2	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30
40	12.1	12.0	9.6	6.9	5.0	3.6	2.6	1.7	1.1	0.80	0.50	0.30

A.4-8 Esfuerzos máximos permisibles a la tensión, para aceros de alta aleación. (parcial)
ASME SECTION II 2004 Edition TABLE 1A
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES FOR FERROUS MATERIALS



PROPERTIES OF PIPE

The following formulas are used in the computation of the values shown in the table:

$$\begin{aligned} \dagger \text{weight of pipe per foot (pounds)} &= 10.6802t (D - t) \\ \text{weight of water per foot (pounds)} &= 0.3405 \times d^2 \\ \text{square feet outside surface per foot} &= \pi/12 \times D \\ \text{squarefeet inside surface perfoot} &= \pi/12 \times d \\ \text{inside area (square inches)} &= \pi/4 \times d^2 \\ \text{area of metal (square inches)} &= \pi/4 \times (D^2 - d^2) \\ \text{moment of inertia (inches}^4) &= \pi/64 \times (D^4 - d^4) = A_m R_g^2 \\ \text{section modulus (inches}^3) &= \pi/32 \times (D^4 - d^4)/D \\ \text{radius of gyration (inches)} &= \sqrt{(D^2 - d^2)/4} \end{aligned}$$

Where:

A_m = area of metal (square inches)
 d = inside diameter (inches)
 D = outside diameter (inches)
 R_g = radius of gyration (inches)
 t = pipewall thickness(inches)

Note:

† The ferritic steels may be about 5% less, and the austenitic stainless steels about 2% greater than the values shown in this table which are based on weights for carbon steel.

* Schedule Numbers

Standard weight pipe and schedule 40 are the same in all sizes through 10-inch from 12-inch through 24-inch, standard weight pipe has a wall thickness of 3/8-inch.

Extra strong weight pipe and schedule 80 are the same in all sizes through 8-inch; from 8-inch through 24-inch, extra strong weight pipe has a wall thickness of 1/2.

Double extra strong weight pipe has no corresponding schedule number.

a: ANSI B36.10 steel pipe schedule numbers

b: ANSI B36.10 steel pipe nominal wall thickness designation

c: ANSI B36.19 stainless steel pipe schedule numbers

Nom. Pipe Size, O.D. Inches	Schedule Number*			Wall Thickness Inch	Inside Diameter Inch	Inside Area Sq. In.	Metal Area Sq. In.	Outside Surface Sq. Ft./Ft.	Inside Surface Sq. Ft./Ft.	Weight per Foot Lbs. †	Weight of Water per Foot Lbs.	Moment of Inertia In. ⁴	Section Modulus In. ³	Rad Gyra In.
	a	b	c											
1/8 0.4050	-	-	10S	0.049	0.307	0.0740	0.0548	0.106	0.0804	0.186	0.0321	0.00088	0.00437	0.1271
	40	Std	40S	0.068	0.269	0.0568	0.0720	0.106	0.0704	0.245	0.0246	0.00106	0.00525	0.11
	80	XS	80S	0.095	0.215	0.0363	0.0925	0.106	0.0563	0.315	0.0157	0.00122	0.00600	0.1146
1/4 0.5400	-	-	10S	0.065	0.410	0.132	0.0970	0.141	0.1073	0.330	0.0572	0.00279	0.0103	0.1695
	40	Std	40S	0.088	0.364	0.104	0.125	0.141	0.0953	0.425	0.0451	0.00331	0.0123	0.11
	80	XS	80S	0.119	0.302	0.072	0.157	0.141	0.0791	0.535	0.0311	0.00377	0.0139	0.1547
3/8 0.6750	-	-	10S	0.065	0.545	0.233	0.125	0.177	0.1427	0.423	0.1011	0.00586	0.0174	0.2169
	40	Std	40S	0.091	0.493	0.191	0.167	0.177	0.1291	0.568	0.0828	0.00729	0.0216	0.21
	80	XS	80S	0.126	0.423	0.141	0.217	0.177	0.1107	0.739	0.0609	0.00862	0.0255	0.1991
1/2 0.8400	-	-	5S	0.065	0.710	0.396	0.158	0.220	0.1859	0.538	0.172	0.01197	0.0285	0.2750
	-	-	10S	0.083	0.674	0.357	0.197	0.220	0.1765	0.671	0.155	0.01431	0.0341	0.2692
	40	Std	40S	0.109	0.622	0.304	0.250	0.220	0.1628	0.851	0.132	0.01709	0.0407	0.2613
	80	XS	80S	0.147	0.546	0.234	0.320	0.220	0.1429	1.09	0.102	0.02008	0.0478	0.21
	160	-	-	0.187	0.466	0.171	0.384	0.220	0.1220	1.30	0.074	0.02212	0.0527	0.2402
-	XXS	-	0.294	0.252	0.050	0.504	0.220	0.0660	1.71	0.022	0.02424	0.0577	0.2192	
3/4 1.0500	-	-	5S	0.065	0.920	0.665	0.201	0.275	0.2409	0.684	0.288	0.02450	0.0467	0.349
	-	-	10S	0.083	0.884	0.614	0.252	0.275	0.2314	0.857	0.266	0.02969	0.0566	0.343
	40	Std	40S	0.113	0.824	0.533	0.333	0.275	0.2157	1.13	0.231	0.03704	0.0705	0.334
	80	XS	80S	0.154	0.742	0.432	0.433	0.275	0.1943	1.47	0.187	0.04479	0.0853	0.3
	160	-	-	0.218	0.614	0.296	0.570	0.275	0.1607	1.94	0.128	0.05269	0.1004	0.304
-	XXS	-	0.308	0.434	0.148	0.718	0.275	0.1136	2.44	0.064	0.05792	0.1103	0.284	
1 1.3150	-	-	5S	0.065	1.185	1.103	0.255	0.344	0.3102	0.868	0.478	0.04999	0.0760	0.443
	-	-	10S	0.109	1.097	0.945	0.413	0.344	0.2872	1.40	0.410	0.07569	0.1151	0.428
	40	Std	40S	0.133	1.049	0.864	0.494	0.344	0.2746	1.68	0.375	0.08734	0.1328	0.421
	80	XS	80S	0.179	0.957	0.719	0.639	0.344	0.2505	2.17	0.312	0.10561	0.1606	0.4
	160	-	-	0.250	0.815	0.522	0.836	0.344	0.2134	2.84	0.226	0.12512	0.1903	0.387
-	XXS	-	0.358	0.599	0.282	1.076	0.344	0.1568	3.66	0.122	0.14046	0.2136	0.361	
1 1/4 1.6600	-	-	5S	0.065	1.530	1.839	0.326	0.435	0.4006	1.11	0.797	0.10375	0.1250	0.564
	-	-	10S	0.109	1.442	1.633	0.531	0.435	0.3775	1.81	0.708	0.16049	0.1934	0.550
	40	Std	40S	0.140	1.380	1.496	0.669	0.435	0.3613	2.27	0.648	0.19471	0.2346	0.540
	80	XS	80S	0.191	1.278	1.283	0.881	0.435	0.3346	3.00	0.556	0.24179	0.2913	0.5
	160	-	-	0.250	1.160	1.057	1.107	0.435	0.3037	3.76	0.458	0.28386	0.3420	0.506
-	XXS	-	0.382	0.896	0.631	1.534	0.435	0.2346	5.21	0.273	0.34110	0.4110	0.472	

A.5-1 Propiedades de tubería comercial de acero, de acuerdo al ASME B36.10 y B36.19. Pipe Hanger & Engineering, ANVIL INTERNATIONAL, PHDE 4.07



PROPERTIES OF PIPE

Nom. Pipe Size, O.D. Inches	Schedule Number*			Wall Thickness Inch	Inside Diameter Inch	Inside Area Sq. In.	Metal Area Sq. In.	Outside Surface Sq. Ft./Ft.	Inside Surface Sq. Ft./Ft.	Weight per Foot Lbs.†	Weight of Water per Foot Lbs.	Moment of Inertia In. ⁴	Section Modulus In. ³	Radius Gyration In.
	a	b	c											
1½ 1.9000	-	-	5S	0.065	1.770	2.461	0.375	0.497	0.4634	1.27	1.067	0.15792	0.1662	0.649
	-	-	10S	0.109	1.682	2.222	0.613	0.497	0.4403	2.08	0.963	0.24682	0.2598	0.634
	40	Std	40S	0.145	1.610	2.036	0.799	0.497	0.4215	2.72	0.883	0.30989	0.3262	0.623
	80	XS	80S	0.200	1.500	1.767	1.068	0.497	0.3927	3.63	0.766	0.39121	0.4118	0.605
	160	-	-	0.281	1.338	1.406	1.429	0.497	0.3503	4.86	0.610	0.48239	0.5078	0.581
	-	-	XXS	0.400	1.100	0.950	1.885	0.497	0.2880	6.41	0.412	0.56784	0.5977	0.549
	-	-	-	0.525	0.850	0.567	2.268	0.497	0.2225	7.71	0.246	0.61409	0.6464	0.520
-	-	-	0.650	0.600	0.283	2.553	0.497	0.1571	8.68	0.123	0.63335	0.6667	0.498	
2 2.3750	-	-	5S	0.065	2.245	3.958	0.472	0.622	0.5877	1.60	1.716	0.31489	0.2652	0.817
	-	-	10S	0.109	2.157	3.654	0.776	0.622	0.5647	2.64	1.584	0.49919	0.4204	0.802
	40	Std	40S	0.154	2.067	3.356	1.075	0.622	0.5411	3.65	1.455	0.66575	0.5606	0.787
	80	XS	80S	0.218	1.939	2.953	1.477	0.622	0.5076	5.02	1.280	0.86792	0.7309	0.766
	160	-	-	0.343	1.689	2.241	2.190	0.622	0.4422	7.44	0.971	1.16232	0.9788	0.729
	-	-	XXS	0.436	1.503	1.774	2.656	0.622	0.3935	9.03	0.769	1.31130	1.104	0.703
	-	-	-	0.562	1.251	1.229	3.201	0.622	0.3275	10.9	0.533	1.44157	1.214	0.671
-	-	-	0.687	1.001	0.787	3.643	0.622	0.2621	12.4	0.341	1.51251	1.274	0.644	
2½ 2.8750	-	-	5S	0.083	2.709	5.764	0.728	0.753	0.7092	2.47	2.499	0.71002	0.4939	0.988
	-	-	10S	0.120	2.635	5.453	1.039	0.753	0.6898	3.53	2.364	0.98725	0.6868	0.975
	40	Std	40S	0.203	2.469	4.788	1.704	0.753	0.6464	5.79	2.076	1.52955	1.064	0.947
	80	XS	80S	0.276	2.323	4.238	2.254	0.753	0.6082	7.66	1.837	1.92423	1.339	0.924
	160	-	-	0.375	2.125	3.547	2.945	0.753	0.5563	10.0	1.538	2.35274	1.637	0.894
	-	-	XXS	0.552	1.771	2.463	4.028	0.753	0.4636	13.7	1.068	2.87079	1.997	0.844
	-	-	-	0.675	1.525	1.827	4.665	0.753	0.3992	15.9	0.792	3.08819	2.148	0.814
-	-	-	0.800	1.275	1.277	5.215	0.753	0.3338	17.7	0.554	3.22396	2.243	0.786	
3 3.5000	-	-	5S	0.083	3.334	8.730	0.891	0.916	0.8728	3.03	3.785	1.30116	0.7435	1.208
	-	-	10S	0.120	3.260	8.347	1.274	0.916	0.8535	4.33	3.619	1.82196	1.041	1.196
	40	Std	40S	0.216	3.068	7.393	2.228	0.916	0.8032	7.58	3.205	3.01716	1.724	1.164
	80	XS	80S	0.300	2.900	6.605	3.016	0.916	0.7592	10.3	2.864	3.89432	2.225	1.136
	160	-	-	0.437	2.626	5.416	4.205	0.916	0.6875	14.3	2.348	5.03192	2.875	1.094
	-	-	XXS	0.600	2.300	4.155	5.466	0.916	0.6021	18.6	1.801	5.99251	3.424	1.047
	-	-	-	0.725	2.050	3.301	6.320	0.916	0.5367	21.5	1.431	6.49924	3.714	1.014
-	-	-	0.850	1.800	2.545	7.076	0.916	0.4712	24.1	1.103	6.85088	3.915	0.984	
3½ 4.0000	-	-	5S	0.083	3.834	11.545	1.021	1.05	1.004	3.47	5.005	1.95972	0.9799	1.385
	-	-	10S	0.120	3.760	11.104	1.463	1.05	0.9844	4.97	4.814	2.75519	1.378	1.372
	40	Std	40S	0.226	3.548	9.887	2.680	1.05	0.9289	9.11	4.286	4.78772	2.394	1.337
	80	XS	80S	0.318	3.364	8.888	3.678	1.05	0.8807	12.5	3.853	6.28009	3.140	1.307
	-	-	XXS	0.636	2.728	5.845	6.721	1.05	0.7142	22.9	2.534	9.84776	4.924	1.210
4 4.5000	-	-	5S	0.083	4.334	14.753	1.152	1.18	1.135	3.92	6.396	2.80979	1.249	1.562
	-	-	10S	0.120	4.260	14.253	1.651	1.18	1.115	5.61	6.179	3.96268	1.761	1.549
	-	-	-	0.188	4.124	13.358	2.547	1.18	1.080	8.66	5.791	5.93033	2.636	1.526
	40	Std	40S	0.237	4.026	12.730	3.174	1.18	1.054	10.8	5.519	7.23260	3.214	1.510
	80	XS	80S	0.337	3.826	11.497	4.407	1.18	1.002	15.0	4.984	9.61049	4.271	1.477
	120	-	-	0.437	3.626	10.326	5.578	1.18	0.9493	19.0	4.477	11.6433	5.175	1.445
	-	-	-	0.500	3.500	9.621	6.283	1.18	0.9163	21.4	4.171	12.7627	5.672	1.425
	160	-	-	0.531	3.438	9.283	6.621	1.18	0.9001	22.5	4.025	13.2710	5.898	1.416
	-	-	XXS	0.674	3.152	7.803	8.101	1.18	0.8252	27.5	3.383	15.2837	6.793	1.374
	-	-	-	0.800	2.900	6.605	9.299	1.18	0.7592	31.6	2.864	16.6570	7.403	1.338
-	-	-	0.925	2.650	5.515	10.389	1.18	0.6938	35.3	2.391	17.7081	7.870	1.306	

A.5-2 Propiedades de tubería comercial de acero, de acuerdo al ASME B36.10 y B36.19.
Pipe Hanger & Engineering, ANVIL INTERNATIONAL, PHDE 4.07

PROPERTIES OF PIPE



Nom. Pipe Size, O.D. Inches	Schedule Number*			Wall Thickness Inch	Inside Diameter Inch	Inside Area Sq. In.	Metal Area Sq. In.	Outside Surface Sq. Ft./Ft.	Inside Surface Sq. Ft./Ft.	Weight per Foot Lbs. †	Weight of Water per Foot Lbs.	Moment of Inertia In. ⁴	Section Modulus In. ³	Radius Gyration In.
	a	b	c											
5 5.5630	-	-	5S	0.109	5.345	22.438	1.868	1.46	1.399	6.35	9.728	6.94713	2.498	1.929
	-	-	10S	0.134	5.295	22.020	2.285	1.46	1.386	7.77	9.547	8.42536	3.029	1.920
	40	Std	40S	0.258	5.047	20.006	4.300	1.46	1.321	14.6	8.673	15.1622	5.451	1.878
	80	XS	80S	0.375	4.813	18.194	6.112	1.46	1.260	20.8	7.888	20.6707	7.431	1.839
	120	-	-	0.500	4.563	16.353	7.953	1.46	1.195	27.0	7.090	25.7317	9.251	1.799
	160	-	-	0.625	4.313	14.610	9.696	1.46	1.129	33.0	6.334	30.0259	10.79	1.760
	-	-	XXS	0.750	4.063	12.965	11.340	1.46	1.064	38.6	5.621	33.6348	12.09	1.722
	-	-	-	0.875	3.813	11.419	12.887	1.46	0.9982	43.8	4.951	36.6355	13.17	1.686
-	-	-	1.000	3.563	9.971	14.335	1.46	0.9328	48.7	4.323	39.1007	14.06	1.652	
6 6.6250	-	-	5S	0.109	6.407	32.240	2.231	1.73	1.677	7.59	13.98	11.8454	3.576	2.304
	-	-	10S	0.134	6.357	31.739	2.733	1.73	1.664	9.29	13.76	14.3974	4.346	2.295
	-	-	-	0.129	6.367	31.839	2.633	1.73	1.667	8.95	13.80	13.8918	4.194	2.297
	40	Std	40S	0.280	6.065	28.890	5.581	1.73	1.588	19.0	12.53	28.1422	8.496	2.245
	80	XS	80S	0.432	5.761	26.067	8.405	1.73	1.508	28.6	11.30	40.4907	12.22	2.195
	120	-	-	0.562	5.501	23.767	10.705	1.73	1.440	36.4	10.30	49.6106	14.98	2.153
	160	-	-	0.718	5.189	21.147	13.324	1.73	1.358	45.3	9.168	58.9732	17.80	2.104
	-	-	XXS	0.864	4.897	18.834	15.637	1.73	1.282	53.2	8.165	66.3326	20.02	2.060
-	-	-	1.000	4.625	16.800	17.671	1.73	1.211	60.1	7.284	72.1009	21.77	2.020	
-	-	-	1.125	4.375	15.033	19.439	1.73	1.145	66.1	6.517	76.5775	23.12	1.985	
8 8.6250	-	-	5S	0.109	8.407	55.510	2.916	2.26	2.201	9.91	24.07	26.4402	6.131	3.011
	-	-	10S	0.148	8.329	54.485	3.941	2.26	2.181	13.4	23.62	35.4145	8.212	2.998
	-	-	-	0.219	8.187	52.643	5.783	2.26	2.143	19.7	22.82	51.1172	11.85	2.973
	20	-	-	0.250	8.125	51.849	6.578	2.26	2.127	22.4	22.48	57.7220	13.38	2.962
	30	-	-	0.277	8.071	51.162	7.265	2.26	2.113	24.7	22.18	63.3527	14.69	2.953
	40	Std	40S	0.322	7.981	50.027	8.399	2.26	2.089	28.6	21.69	72.4892	16.81	2.938
	60	-	-	0.406	7.813	47.943	10.483	2.26	2.045	35.6	20.79	88.7363	20.58	2.909
	80	XS	80S	0.500	7.625	45.664	12.763	2.26	1.996	43.4	19.80	105.716	24.51	2.878
	100	-	-	0.593	7.439	43.463	14.963	2.26	1.948	50.9	18.84	121.324	28.13	2.847
	120	-	-	0.718	7.189	40.591	17.836	2.26	1.882	60.6	17.60	140.535	32.59	2.807
	140	-	-	0.812	7.001	38.496	19.931	2.26	1.833	67.8	16.69	153.722	35.65	2.777
	160	-	-	0.906	6.813	36.456	21.970	2.26	1.784	74.7	15.80	165.887	38.47	2.748
-	-	-	1.000	6.625	34.472	23.955	2.26	1.734	81.4	14.94	177.087	41.06	2.719	
-	-	-	1.125	6.375	31.919	26.507	2.26	1.669	90.1	13.84	190.572	44.19	2.681	
10 10.7500	-	-	5S	0.134	10.482	86.294	4.469	2.81	2.744	15.2	37.41	62.9675	11.71	3.75
	-	-	10S	0.165	10.420	85.276	5.487	2.81	2.728	18.7	36.97	76.8638	14.30	3.74
	-	-	-	0.219	10.312	83.517	7.245	2.81	2.700	24.6	36.21	100.485	18.69	3.72
	20	-	-	0.250	10.250	82.516	8.247	2.81	2.683	28.0	35.77	113.714	21.16	3.71
	30	-	-	0.307	10.136	80.691	10.072	2.81	2.654	34.2	34.98	137.420	25.57	3.69
	40	Std	40S	0.365	10.020	78.854	11.908	2.81	2.623	40.5	34.19	160.734	29.90	3.67
	60	XS	80S	0.500	9.750	74.662	16.101	2.81	2.553	54.7	32.37	211.950	39.43	3.63
	80	-	-	0.593	9.564	71.840	18.922	2.81	2.504	64.3	31.15	244.844	45.55	3.60
	100	-	-	0.718	9.314	68.134	22.629	2.81	2.438	76.9	29.54	286.132	53.23	3.56
	120	-	-	0.843	9.064	64.525	26.237	2.81	2.373	89.2	27.97	324.225	60.32	3.52
	-	-	-	0.875	9.000	63.617	27.145	2.81	2.356	92.3	27.58	333.485	62.04	3.51
	140	-	-	1.000	8.750	60.132	30.631	2.81	2.291	104	26.07	367.806	68.43	3.47
	160	-	-	1.125	8.500	56.745	34.018	2.81	2.225	116	24.60	399.308	74.29	3.43
	-	-	-	1.250	8.250	53.456	37.306	2.81	2.160	127	23.18	428.149	79.66	3.39
-	-	-	1.500	7.750	47.173	43.590	2.81	2.029	148	20.45	478.464	89.02	3.31	

**A.5-3 Propiedades de tubería comercial de acero, de acuerdo al ASME B36.10 y B36.19.
Pipe Hanger & Engineering, ANVIL INTERNATIONAL, PHDE 4.07**



PROPERTIES OF PIPE

Nom. Pipe Size, O.D. Inches	Schedule Number*			Wall Thickness Inch	Inside Diameter Inch	Inside Area Sq. In.	Metal Area Sq. In.	Outside Surface Sq. Ft./Ft.	Inside Surface Sq. Ft./Ft.	Weight per Foot Lbs.†	Weight of Water per Foot Lbs.	Moment of Inertia In. ⁴	Section Modulus In. ³	Radius Gyration In.
	a	b	c											
12 12.7500	-	-	5S	0.156	12.438	121.504	6.172	3.34	3.256	21.0	52.68	122.389	19.20	4.45
	-	-	10S	0.180	12.390	120.568	7.108	3.34	3.244	24.2	52.27	140.419	22.03	4.44
	20	-	-	0.250	12.250	117.859	9.817	3.34	3.207	33.4	51.10	191.824	30.09	4.42
	30	-	-	0.330	12.090	114.800	12.876	3.34	3.165	43.8	49.77	248.453	38.97	4.39
	-	Std	40S	0.375	12.000	113.097	14.579	3.34	3.142	49.6	49.03	279.335	43.82	4.38
	40	-	-	0.406	11.938	111.932	15.745	3.34	3.125	53.5	48.53	300.209	47.09	4.37
	-	XS	80S	0.500	11.750	108.434	19.242	3.34	3.076	65.4	47.01	361.544	56.71	4.33
	60	-	-	0.562	11.626	106.157	21.519	3.34	3.044	73.2	46.02	400.420	62.81	4.31
	80	-	-	0.687	11.376	101.641	26.035	3.34	2.978	88.5	44.07	475.104	74.53	4.27
	-	-	-	0.750	11.250	99.402	28.274	3.34	2.945	96.1	43.09	510.926	80.15	4.25
	100	-	-	0.843	11.064	96.142	31.534	3.34	2.897	107	41.68	561.650	88.10	4.22
	-	-	-	0.875	11.000	95.033	32.643	3.34	2.880	111	41.20	578.523	90.75	4.21
	120	-	-	1.000	10.750	90.763	36.914	3.34	2.814	125	39.35	641.664	100.7	4.17
	140	-	-	1.125	10.500	86.590	41.086	3.34	2.749	140	37.54	700.551	109.9	4.13
	-	-	-	1.250	10.250	82.516	45.160	3.34	2.683	154	35.77	755.378	118.5	4.09
	160	-	-	1.312	10.126	80.531	47.145	3.34	2.651	160	34.91	781.126	122.5	4.07
14 14.0000	-	-	5S	0.156	13.688	147.153	6.785	3.67	3.584	23.1	63.80	162.564	23.22	4.89
	-	-	10S	0.188	13.624	145.780	8.158	3.67	3.567	27.7	63.20	194.566	27.80	4.88
	-	-	-	0.210	13.580	144.840	9.098	3.67	3.555	30.9	62.79	216.308	30.90	4.88
	-	-	-	0.219	13.562	144.457	9.481	3.67	3.551	32.2	62.63	225.142	32.16	4.87
	10	-	-	0.250	13.500	143.139	10.799	3.67	3.534	36.7	62.06	255.300	36.47	4.86
	-	-	-	0.281	13.438	141.827	12.111	3.67	3.518	41.2	61.49	285.047	40.72	4.85
	20	-	-	0.312	13.376	140.521	13.417	3.67	3.502	45.6	60.92	314.384	44.91	4.84
	-	-	-	0.344	13.312	139.180	14.758	3.67	3.485	50.2	60.34	344.242	49.18	4.83
	30	Std	-	0.375	13.250	137.886	16.052	3.67	3.469	54.6	59.78	372.760	53.25	4.82
	40	-	-	0.437	13.126	135.318	18.620	3.67	3.436	63.3	58.67	428.607	61.23	4.80
	-	-	-	0.469	13.062	134.001	19.937	3.67	3.420	67.8	58.09	456.819	65.26	4.79
	-	XS	-	0.500	13.000	132.732	21.206	3.67	3.403	72.1	57.54	483.756	69.11	4.78
	60	-	-	0.593	12.814	128.961	24.977	3.67	3.355	84.9	55.91	562.287	80.33	4.74
	-	-	-	0.625	12.750	127.676	26.262	3.67	3.338	89.3	55.35	588.530	84.08	4.73
	80	-	-	0.750	12.500	122.718	31.220	3.67	3.272	106	53.20	687.318	98.19	4.69
	100	-	-	0.937	12.126	115.485	38.453	3.67	3.175	131	50.07	824.436	117.8	4.63
120	-	-	1.093	11.814	109.618	44.320	3.67	3.093	151	47.52	929.521	132.8	4.58	
140	-	-	1.250	11.500	103.869	50.069	3.67	3.011	170	45.03	1027.20	146.7	4.53	
160	-	-	1.406	11.188	98.309	55.629	3.67	2.929	189	42.62	1116.65	159.5	4.48	
16 16.0000	-	-	5S	0.165	15.670	192.854	8.208	4.19	4.102	27.9	83.61	257.303	32.16	5.60
	-	-	10S	0.188	15.624	191.723	9.339	4.19	4.090	31.7	83.12	291.904	36.49	5.59
	10	-	-	0.250	15.500	188.692	12.370	4.19	4.058	42.1	81.81	383.664	47.96	5.57
	20	-	-	0.312	15.376	185.685	15.377	4.19	4.025	52.3	80.50	473.248	59.16	5.55
	30	Std	-	0.375	15.250	182.654	18.408	4.19	3.992	62.6	79.19	562.084	70.26	5.53
	40	-	-	0.500	15.000	176.715	24.347	4.19	3.927	82.8	76.61	731.942	91.49	5.48
	60	-	-	0.656	14.688	169.440	31.622	4.19	3.845	108	73.46	932.336	116.5	5.43
	80	-	-	0.843	14.314	160.921	40.141	4.19	3.747	136	69.77	1156.29	144.5	5.37
	100	-	-	1.031	13.938	152.578	48.484	4.19	3.649	165	66.15	1364.43	170.6	5.30
	120	-	-	1.218	13.564	144.499	56.563	4.19	3.551	192	62.65	1555.41	194.4	5.24
	140	-	-	1.437	13.126	135.318	65.744	4.19	3.436	224	58.67	1759.86	220.0	5.17
	160	-	-	1.593	12.814	128.961	72.101	4.19	3.355	245	55.91	1893.54	236.7	5.12

A.5-4 Propiedades de tubería comercial de acero, de acuerdo al ASME B36.10 y B36.19. Pipe Hanger & Engineering, ANVIL INTERNATIONAL, PHDE 4.07

PROPERTIES OF PIPE



Nom. Pipe Size, O.D. Inches	Schedule Number*			Wall Thickness Inch	Inside Diameter Inch	Inside Area Sq. In.	Metal Area Sq. In.	Outside Surface Sq. Ft./Ft.	Inside Surface Sq. Ft./Ft.	Weight per Foot Lbs.†	Weight of Water per Foot Lbs.	Moment of Inertia In. ⁴	Section Modulus In. ³	Radius Gyration In.
	a	b	c											
18 18.0000	-	-	5S	0.165	17.670	245.224	9.245	4.71	4.626	31.4	106.3	367.621	40.85	6.31
	-	-	10S	0.188	17.624	243.949	10.520	4.71	4.614	35.8	105.8	417.258	46.36	6.30
	-	-	-	0.250	17.500	240.528	13.941	4.71	4.581	47.4	104.3	549.138	61.02	6.28
	20	-	-	0.312	17.376	237.132	17.337	4.71	4.549	58.9	102.8	678.244	75.36	6.25
	-	Std	-	0.375	17.250	233.705	20.764	4.71	4.516	70.6	101.3	806.631	89.63	6.23
	30	-	-	0.437	17.126	230.357	24.112	4.71	4.484	82.0	99.87	930.264	103.4	6.21
	-	XS	-	0.500	17.000	226.980	27.489	4.71	4.451	93.5	98.40	1053.17	117.0	6.19
	40	-	-	0.562	16.876	223.681	30.788	4.71	4.418	105	96.97	1171.49	130.2	6.17
	60	-	-	0.750	16.500	213.825	40.644	4.71	4.320	138	92.70	1514.64	168.3	6.10
	80	-	-	0.937	16.126	204.241	50.228	4.71	4.222	171	88.55	1833.47	203.7	6.04
	100	-	-	1.156	15.688	193.297	61.172	4.71	4.107	208	83.80	2179.69	242.2	5.97
	120	-	-	1.375	15.250	182.654	71.815	4.71	3.992	244	79.19	2498.09	277.6	5.90
	140	-	-	1.562	14.876	173.805	80.664	4.71	3.895	274	75.35	2749.11	305.5	5.84
	160	-	-	1.781	14.438	163.721	90.748	4.71	3.780	309	70.98	3019.96	335.6	5.77
20 20.0000	-	-	5S	0.188	19.624	302.458	11.701	5.24	5.138	39.8	131.1	574.172	57.42	7.00
	-	-	10S	0.218	19.564	300.611	13.548	5.24	5.122	46.1	130.3	662.796	66.28	6.99
	10	-	-	0.250	19.500	298.648	15.512	5.24	5.105	52.7	129.5	756.434	75.64	6.98
	20	Std	-	0.375	19.250	291.039	23.120	5.24	5.040	78.6	126.2	1113.47	111.3	6.94
	30	XS	-	0.500	19.000	283.529	30.631	5.24	4.974	104	122.9	1456.86	145.7	6.90
	40	-	-	0.593	18.814	278.005	36.155	5.24	4.925	123	120.5	1703.71	170.4	6.86
	60	-	-	0.812	18.376	265.211	48.948	5.24	4.811	166	115.0	2256.74	225.7	6.79
	-	-	-	0.875	18.250	261.587	52.573	5.24	4.778	179	113.4	2408.69	240.9	6.77
	80	-	-	1.031	17.938	252.719	61.440	5.24	4.696	209	109.6	2771.62	277.2	6.72
	100	-	-	1.281	17.438	238.827	75.332	5.24	4.565	256	103.5	3315.02	331.5	6.63
	120	-	-	1.500	17.000	226.980	87.179	5.24	4.451	296	98.40	3754.15	375.4	6.56
	140	-	-	1.750	16.500	213.825	100.335	5.24	4.320	341	92.70	4215.62	421.6	6.48
	160	-	-	1.968	16.064	202.674	111.486	5.24	4.206	379	87.87	4585.21	458.5	6.41
	22 22.0000	-	-	5S	0.188	21.624	367.250	12.883	5.76	5.661	43.8	159.2	766.190	69.65
-		-	10S	0.218	21.564	365.215	14.918	5.76	5.645	50.7	158.3	884.816	80.44	7.70
10		-	-	0.250	21.500	363.050	17.082	5.76	5.629	58.1	157.4	1010.26	91.84	7.69
20		Std	-	0.375	21.250	354.656	25.476	5.76	5.563	86.6	153.8	1489.67	135.4	7.65
30		XS	-	0.500	21.000	346.361	33.772	5.76	5.498	115	150.2	1952.45	177.5	7.60
-		-	-	0.625	20.750	338.163	41.970	5.76	5.432	143	146.6	2399.00	218.1	7.56
-		-	-	0.750	20.500	330.064	50.069	5.76	5.367	170	143.1	2829.69	257.2	7.52
60		-	-	0.875	20.250	322.062	58.070	5.76	5.301	197	139.6	3244.91	295.0	7.48
80		-	-	1.125	19.750	306.354	73.778	5.76	5.171	251	132.8	4030.43	366.4	7.39
100		-	-	1.375	19.250	291.039	89.094	5.76	5.040	303	126.2	4758.50	432.6	7.31
120		-	-	1.625	18.750	276.117	104.016	5.76	4.909	354	119.7	5432.00	493.8	7.23
140		-	-	1.875	18.250	261.587	118.546	5.76	4.778	403	113.4	6053.72	550.3	7.15
160		-	-	2.125	17.750	247.450	132.683	5.76	4.647	451	107.3	6626.39	602.4	7.07

A.5-5 Propiedades de tubería comercial de acero, de acuerdo al ASME B36.10 y B36.19. Pipe Hanger & Engineering, ANVIL INTERNATIONAL, PHDE 4.07



PROPERTIES OF PIPE

Nom. Pipe Size, O.D. Inches	Schedule Number*			Wall Thickness Inch	Inside Diameter Inch	Inside Area Sq. In.	Metal Area Sq. In.	Outside Surface Sq. Ft./Ft.	Inside Surface Sq. Ft./Ft.	Weight per Foot Lbs.†	Weight of Water per Foot Lbs.	Moment of Inertia In. ⁴	Section Modulus In. ³	Radius Gyration In.
	a	b	c											
24 24.0000	10	-	-	0.250	23.500	433.736	18.653	6.28	6.152	63.4	188.0	1315.34	109.6	8.40
	20	Std	-	0.375	23.250	424.557	27.833	6.28	6.087	94.6	184.1	1942.30	161.9	8.35
	-	XS	-	0.500	23.000	415.476	36.914	6.28	6.021	125	180.1	2549.35	212.4	8.31
	30	-	-	0.562	22.876	411.008	41.382	6.28	5.989	141	178.2	2843.20	236.9	8.29
	-	-	-	0.625	22.750	406.493	45.897	6.28	5.956	156	176.2	3136.93	261.4	8.27
	40	-	-	0.687	22.626	402.073	50.316	6.28	5.923	171	174.3	3421.28	285.1	8.25
	-	-	-	0.750	22.500	397.608	54.782	6.28	5.890	186	172.4	3705.46	308.8	8.22
	-	-	5S	0.218	23.564	436.102	16.288	6.28	6.169	55.4	189.1	1151.59	95.97	8.41
	-	-	-	0.875	22.250	388.821	63.568	6.28	5.825	216	168.6	4255.34	354.6	8.18
	60	-	-	0.968	22.064	382.348	70.042	6.28	5.776	238	165.8	4652.61	387.7	8.15
	80	-	-	1.218	21.564	365.215	87.174	6.28	5.645	296	158.3	5671.82	472.7	8.07
	100	-	-	1.531	20.938	344.318	108.071	6.28	5.482	367	149.3	6851.69	571.0	7.96
	120	-	-	1.812	20.376	326.083	126.307	6.28	5.334	429	141.4	7824.55	652.0	7.87
	140	-	-	2.062	19.876	310.276	142.114	6.28	5.204	483	134.5	8625.01	718.8	7.79
160	-	-	2.343	19.314	292.978	159.412	6.28	5.056	542	127.0	9455.42	788.0	7.70	
26 26.0000	-	-	-	0.250	25.500	510.705	20.224	6.81	6.676	68.8	221.4	1676.38	129.0	9.10
	10	-	-	0.312	25.376	505.750	25.179	6.81	6.643	85.6	219.3	2077.16	159.8	9.08
	-	Std	-	0.375	25.250	500.740	30.189	6.81	6.610	103	217.1	2478.42	190.6	9.06
	20	XS	-	0.500	25.000	490.874	40.055	6.81	6.545	136	212.8	3257.00	250.5	9.02
	-	-	-	0.625	24.750	481.105	49.824	6.81	6.480	169	208.6	4012.56	308.7	8.97
	-	-	-	0.750	24.500	471.435	59.494	6.81	6.414	202	204.4	4745.57	365.0	8.93
	-	-	-	0.875	24.250	461.863	69.066	6.81	6.349	235	200.2	5456.48	419.7	8.89
	-	-	-	1.000	24.000	452.389	78.540	6.81	6.283	267	196.1	6145.74	472.7	8.85
	-	-	-	1.125	23.750	443.014	87.916	6.81	6.218	299	192.1	6813.80	524.1	8.80
28 28.0000	-	-	-	0.250	27.500	593.957	21.795	7.33	7.199	74.1	257.5	2098.09	149.9	9.81
	10	-	-	0.312	27.376	588.613	27.139	7.33	7.167	92.3	255.2	2601.02	185.8	9.79
	-	Std	-	0.375	27.250	583.207	32.545	7.33	7.134	111	252.8	3105.12	221.8	9.77
	20	XS	-	0.500	27.000	572.555	43.197	7.33	7.069	147	248.2	4084.81	291.8	9.72
	30	-	-	0.625	26.750	562.001	53.751	7.33	7.003	183	243.6	5037.66	359.8	9.68
	-	-	-	0.750	26.500	551.546	64.206	7.33	6.938	218	239.1	5964.16	426.0	9.64
	-	-	-	0.875	26.250	541.188	74.564	7.33	6.872	253	234.6	6864.82	490.3	9.60
	-	-	-	1.000	26.000	530.929	84.823	7.33	6.807	288	230.2	7740.10	552.9	9.55
	-	-	-	1.125	25.750	520.768	94.984	7.33	6.741	323	225.8	8590.49	613.6	9.51
30 30.0000	-	-	5S	0.250	29.500	683.493	23.366	7.85	7.723	79.4	296.3	2585.18	172.3	10.52
	10	-	10S	0.312	29.376	677.759	29.099	7.85	7.691	98.9	293.8	3206.31	213.8	10.50
	-	Std	-	0.375	29.250	671.957	34.901	7.85	7.658	119	291.3	3829.44	255.3	10.47
	20	XS	-	0.500	29.000	660.520	46.338	7.85	7.592	158	286.4	5042.21	336.1	10.43
	30	-	-	0.625	28.750	649.181	57.678	7.85	7.527	196	281.4	6224.01	414.9	10.39
	40	-	-	0.750	28.500	637.940	68.919	7.85	7.461	234	276.6	7375.38	491.7	10.34
	-	-	-	0.875	28.250	626.797	80.062	7.85	7.396	272	271.7	8496.84	566.5	10.30
	-	-	-	1.000	28.000	615.752	91.106	7.85	7.330	310	267.0	9588.93	639.3	10.26
	-	-	-	1.125	27.750	604.806	102.053	7.85	7.265	347	262.2	10652.1	710.1	10.22
32 32.0000	-	-	-	0.250	29.500	683.493	23.366	7.85	7.723	79.4	296.3	2585.18	172.3	10.52
	10	-	-	0.312	31.376	773.188	31.060	8.38	8.214	106	335.2	3898.89	243.7	11.20
	-	Std	-	0.375	31.250	766.990	37.257	8.38	8.181	127	332.5	4658.48	291.2	11.18
	20	XS	-	0.500	31.000	754.768	49.480	8.38	8.116	168	327.2	6138.62	383.7	11.14
	30	-	-	0.625	30.750	742.643	61.605	8.38	8.050	209	322.0	7583.39	474.0	11.09
	40	-	-	0.688	30.624	736.569	67.678	8.38	8.017	230	319.3	8298.32	518.6	11.07
	-	-	-	0.750	30.500	730.617	73.631	8.38	7.985	250	316.8	8993.35	562.1	11.05
	-	-	-	0.875	30.250	718.688	85.559	8.38	7.919	291	311.6	10369.1	648.1	11.01
	-	-	-	1.000	30.000	706.858	97.389	8.38	7.854	331	306.5	11711.1	731.9	10.97
-	-	-	1.125	29.750	695.126	109.121	8.38	7.789	371	301.4	13020.0	813.7	10.92	

**A.5-6 Propiedades de tubería comercial de acero, de acuerdo al ASME B36.10 y B36.19.
Pipe Hanger & Engineering, ANVIL INTERNATIONAL, PHDE 4.07**

PROPERTIES OF PIPE



Nom. Pipe Size, O.D. Inches	Schedule Number*			Wall Thickness Inch	Inside Diameter Inch	Inside Area Sq. In.	Metal Area Sq. In.	Outside Surface Sq. Ft./Ft.	Inside Surface Sq. Ft./Ft.	Weight per Foot Lbs.†	Weight of Water per Foot Lbs.	Moment of Inertia In. ⁴	Section Modulus In. ³	Radius Gyration In.
	a	b	c											
34 34.0000	-	-	-	0.250	33.500	881.413	25.507	8.90	8.770	90.1	382.1	3774.38	222.0	11.93
	10	-	-	0.312	33.375	874.900	33.020	8.90	8.738	112	379.3	4584.55	275.5	11.91
	-	Std	-	0.375	33.250	858.307	39.514	8.90	8.705	135	379.4	5599.28	329.4	11.89
	20	XS	-	0.500	33.000	855.288	52.532	8.90	8.539	179	370.8	7384.89	434.4	11.85
	30	-	-	0.525	32.750	842.389	55.532	8.90	8.574	223	355.2	9127.59	535.9	11.80
	40	-	-	0.588	32.524	835.919	72.001	8.90	8.541	245	352.4	9991.51	587.7	11.78
	-	-	-	0.750	32.500	829.577	78.343	8.90	8.508	255	359.7	10832.2	537.2	11.75
	-	-	-	0.875	32.250	815.853	91.057	8.90	8.443	310	354.1	12497.9	735.2	11.72
	-	-	-	1.000	32.000	804.248	103.573	8.90	8.378	352	348.7	14125.4	830.9	11.57
	-	-	-	1.125	31.750	791.730	115.190	8.90	8.312	395	343.2	15715.1	924.4	11.53
35 35.0000	-	-	-	0.250	35.500	989.798	28.078	9.42	9.294	95.5	429.1	4485.90	249.2	12.54
	10	-	-	0.312	35.375	982.895	34.981	9.42	9.251	119	425.1	5559.48	309.4	12.52
	-	Std	-	0.375	35.250	975.905	41.970	9.42	9.228	143	423.1	6558.92	359.9	12.50
	20	XS	-	0.500	35.000	952.113	55.753	9.42	9.153	190	417.1	8785.20	488.1	12.55
	30	-	-	0.525	34.750	948.417	59.459	9.42	9.098	235	411.2	10858.4	503.8	12.51
	40	-	-	0.750	34.500	934.820	83.055	9.42	9.032	282	405.3	12905.1	717.0	12.47
	-	-	-	0.875	34.250	921.321	95.555	9.42	8.957	328	399.4	14900.0	827.8	12.42
	-	-	-	1.000	34.000	907.920	109.955	9.42	8.901	374	393.5	15850.7	935.2	12.38
-	-	-	1.125	33.750	894.518	123.258	9.42	8.835	419	387.9	18758.9	1042.2	12.34	
42 42.0000	-	-	-	0.250	41.500	1352.552	32.790	11.00	10.85	111	585.4	7144.71	340.2	14.75
	-	Std	-	0.375	41.250	1335.404	49.038	11.00	10.80	157	579.4	10521.5	505.8	14.72
	20	XS	-	0.500	41.000	1320.254	65.188	11.00	10.73	222	572.4	14035.8	558.4	14.57
	30	-	-	0.525	40.750	1304.203	81.240	11.00	10.57	275	555.4	17388.1	828.0	14.53
	40	-	-	0.750	40.500	1288.249	97.193	11.00	10.50	330	558.5	20579.3	984.7	14.59
	-	-	-	1.000	40.000	1255.537	128.805	11.00	10.47	438	544.8	27081.3	1289.5	14.50
	-	-	-	1.250	39.500	1225.417	150.025	11.00	10.34	544	531.3	33247.7	1583.2	14.41
	-	-	-	1.500	39.000	1194.591	190.852	11.00	10.21	549	517.9	39184.3	1855.9	14.33

**A.5-7 Propiedades de tubería comercial de acero, de acuerdo al ASME B36.10 y B36.19.
Pipe Hanger & Engineering, ANVIL INTERNATIONAL, PHDE 4.07**

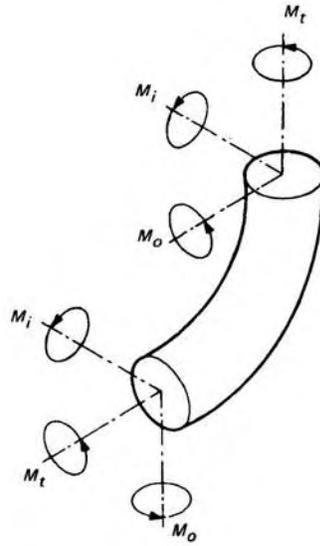


FIG. 319.4.4A MOMENTS IN BENDS

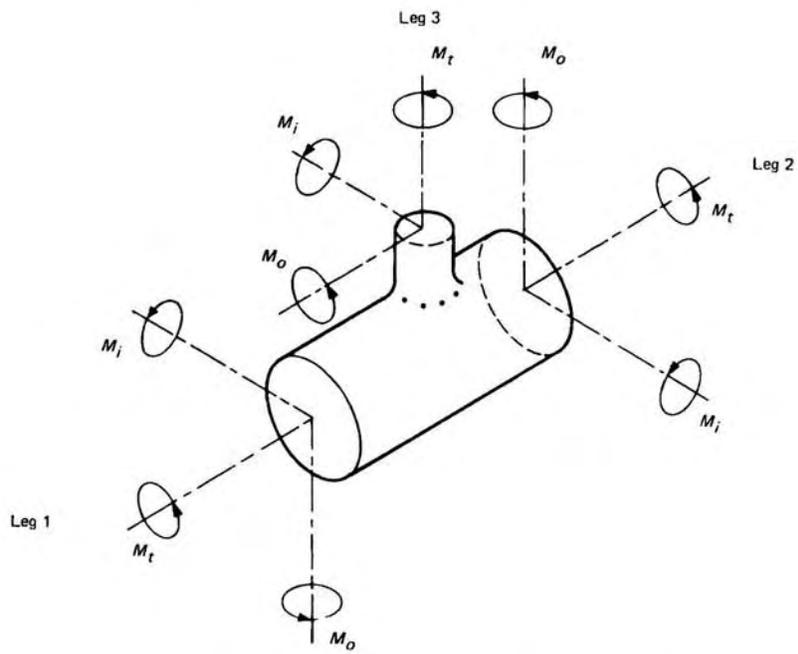
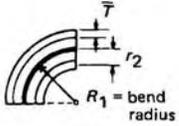
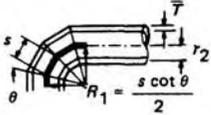
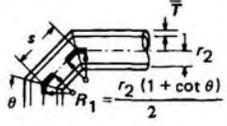
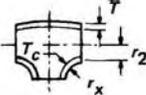
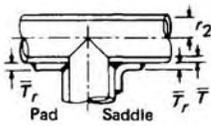


FIG. 319.4.4B MOMENTS IN BRANCH CONNECTIONS

A.6 Momentos en codos y en ramales.
 ASME B31.3-2002 Edition figs. 319.4.4A y 319.4.4B

APPENDIX D
FLEXIBILITY AND STRESS INTENSIFICATION
FACTORS

TABLE D-300¹
FLEXIBILITY FACTOR, k AND STRESS INTENSIFICATION FACTOR, i

Description	Flexibility Factor, k	Stress Intensification Factor [Notes (2), (3)]		Flexibility Characteristic, h	Sketch
		Out-of-Plane, i_o	In-Plane, i_i		
Welding elbow or pipe bend [Notes (2), (4)-(7)]	$\frac{1.65}{h}$	$\frac{0.75}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{\bar{T} R_1}{r_2^2}$	
Closely spaced miter bend $s < r_2 (1 + \tan \theta)$ [Notes (2), (4), (5), (7)]	$\frac{1.52}{h^{5/6}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{\cot \theta}{2} \left(\frac{\bar{T}}{r_2^2} \right)$	
Single miter bend or widely spaced miter bend $s \geq r_2 (1 + \tan \theta)$ [Notes (2), (4), (7)]	$\frac{1.52}{h^{5/6}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{1 + \cot \theta}{2} \left(\frac{\bar{T}}{r_2^2} \right)$	
Welding tee per ASME B16.9 [Notes (2), (4), (6), (11), (13)]	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{3}{4} i_o + \frac{1}{4}$	$3.1 \frac{\bar{T}}{r_2}$	
Reinforced fabricated tee with pad or saddle [Notes (2), (4), (8), (12), (13)]	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{3}{4} i_o + \frac{1}{4}$	$\frac{(\bar{T} + \frac{1}{2} \bar{T}_r)^{2.5}}{\bar{T}^{1.5} r_2}$	

Notes to this Table follow on p. 244

A.7-1 Factores de flexibilidad y de intensificación de esfuerzos, para codos y tes.
ASME B31.3-2002 Edition Appendix D, Table D-300

Table D-300

ASME B31.3-2002

TABLE D-300¹ (CONT'D)
FLEXIBILITY FACTOR, *k* AND STRESS INTENSIFICATION FACTOR, *i*

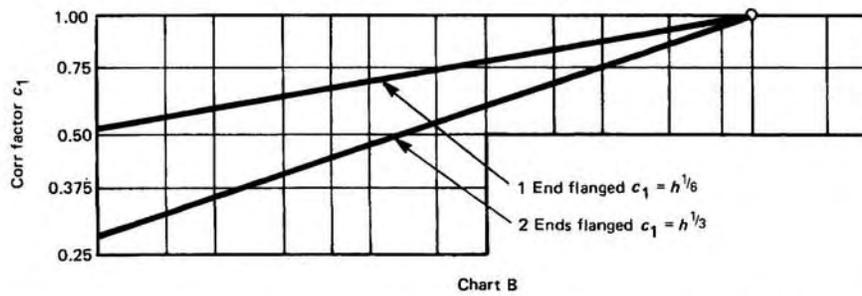
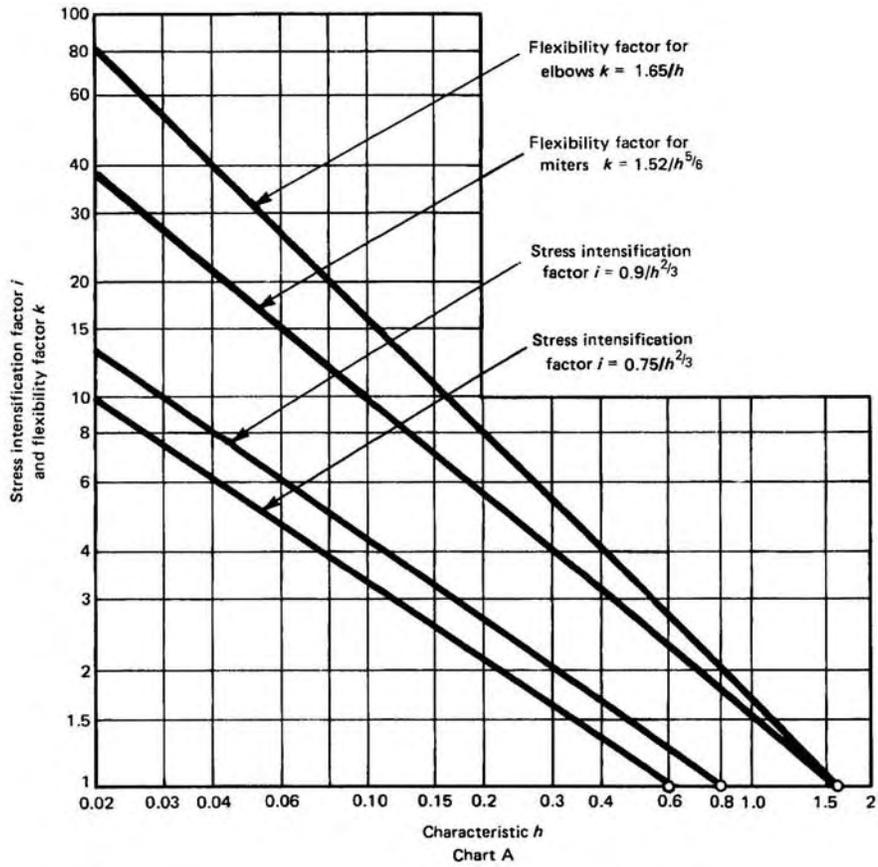
Description	Flexibility Factor, <i>k</i>	Stress Intensification Factor [Notes (2), (3)]		Flexibility Characteristic, <i>h</i>	Sketch
		Out-of-Plane, <i>i_o</i>	In-Plane, <i>i_i</i>		
Unreinforced fabricated tee [Notes (2), (4), (12), (13)]	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{3}{4}i_o + \frac{1}{4}$	$\frac{\bar{T}}{r_2}$	
Extruded welding tee with $r_x \geq 0.05 D_b$ $T_c < 1.5 \bar{T}$ [Notes (2), (4), (13)]	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{3}{4}i_o + \frac{1}{4}$	$\left(1 + \frac{r_x}{r_2}\right) \frac{\bar{T}}{r_2}$	
Welded-in contour insert [Notes (2), (4), (11), (13)]	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{3}{4}i_o + \frac{1}{4}$	$3.1 \frac{\bar{T}}{r_2}$	
Branch welded-on fitting (integrally reinforced) [Notes (2), (4), (9), (12)]	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3.3 \frac{\bar{T}}{r_2}$	

Description	Flexibility Factor, <i>k</i>	Stress Intensification Factor, <i>i</i> [Note (1)]
Butt welded joint, reducer, or weld neck flange	1	1.0
Double-welded slip-on flange	1	1.2
Fillet welded joint, or socket weld flange or fitting	1	Note (14)
Lap joint flange (with ASME B16.9 lap joint stub)	1	1.6
Threaded pipe joint, or threaded flange	1	2.3
Corrugated straight pipe, or corrugated or creased bend [Note (10)]	5	2.5

Notes to this Table follow on p. 244

A.7-2 Factores de flexibilidad y de intensificación de esfuerzos, para codos y tes.
ASME B31.3-2002 Edition Appendix D, Table D-300

TABLE D-300¹ (CONT'D)
 FLEXIBILITY FACTOR, k AND STRESS INTENSIFICATION FACTOR, i



Notes to this Table follow on next page

A.7-3 Factores de flexibilidad y de intensificación de esfuerzos, para codos y tes.
 ASME B31.3-2002 Edition Appendix D, Table D-300

Table D-300

ASME B31.3-2002

TABLE D-300 (CONT'D)

NOTES:

- (1) Stress intensification and flexibility factor data in Table D300 are for use in the absence of more directly applicable data (see para. 319.3.6). Their validity has been demonstrated for $D/\bar{T} \leq 100$.
- (2) The flexibility factor k in the Table applies to bending in any plane. The flexibility factors k and stress intensification factors i shall not be less than unity; factors for torsion equal unity. Both factors apply over the effective arc length (shown by heavy center lines in the sketches) for curved and miter bends, and to the intersection point for tees.
- (3) A single intensification factor equal to $0.9/h^{2/3}$ may be used for both i_j and i_b if desired.
- (4) The values of k and i can be read directly from Chart A by entering with the characteristic h computed from the formulas given above. Nomenclature is as follows:
 \bar{T} = for elbows and miter bends, the nominal wall thickness of the fitting
 = for tees, the nominal wall thickness of the matching pipe
 T_c = the crotch thickness of branch connections measured at the center of the crotch where shown in the sketches
 T_f = pad or saddle thickness
 θ = one-half angle between adjacent miter axes
 r_2 = mean radius of matching pipe
 R_1 = bend radius of welding elbow or pipe bend
 r_x = see definition in para. 304.3.4(c)
 s = miter spacing at center line
 D_b = outside diameter of branch
- (5) Where flanges are attached to one or both ends, the values of k and i in the Table shall be corrected by the factors C_1 , which can be read directly from Chart B, entering with the computed h .
- (6) The designer is cautioned that cast butt-welded fittings may have considerably heavier walls than that of the pipe with which they are used. Large errors may be introduced unless the effect of these greater thicknesses is considered.
- (7) In large diameter thin-wall elbows and bends, pressure can significantly affect the magnitudes of k and i . To correct values from the Table, divide k by

$$\left[1 + 6 \left(\frac{P}{E} \right) \left(\frac{r_2}{\bar{T}} \right)^{2/3} \left(\frac{R_1}{r_2} \right)^{1/3} \right]$$

divide i by

$$\left[1 + 3.25 \left(\frac{P}{E} \right) \left(\frac{r_2}{\bar{T}} \right)^{5/2} \left(\frac{R_1}{r_2} \right)^{2/3} \right]$$

For consistency, use kPa and mm for SI metric, and psi and in. for US customary notation.

- (8) When T_f is $> 1\frac{1}{2} \bar{T}$, use $h = 4 \bar{T}/r_2$.
- (9) The designer must be satisfied that this fabrication has a pressure rating equivalent to straight pipe.
- (10) Factors shown apply to bending. Flexibility factor for torsion equals 0.9.
- (11) If $r_x \geq \frac{1}{8} D_b$ and $T_c \geq \bar{T}$, a flexibility characteristic of $4.4 \bar{T}/r_2$ may be used.
- (12) The out-of-plane stress intensification factor (SIF) for a reducing branch connection with branch-to-run diameter ratio of $0.5 < d/D < 1.0$ may be nonconservative. A smooth concave weld contour has been shown to reduce the SIF. Selection of the appropriate SIF is the designer's responsibility.
- (13) Stress intensification factors for branch connections are based on tests with at least two diameters of straight run pipe on each side of the branch center line. More closely loaded branches may require special consideration.
- (14) 2.1 max. or $2.1 \bar{T}/C_x$ but not less than 1.3. C_x is the fillet weld leg length (see Fig. 328.5.2C. For unequal leg lengths, use the smaller leg for C_x).

A.7-4 Factores de flexibilidad y de intensificación de esfuerzos, para codos y tes.
 ASME B31.3-2002 Edition Appendix D, Table D-300

REFERENCIAS

- [1] STANDARDS OF THE EXPANSION JOINTS MANUFACTURERS ASSOCIATION, Inc (EJMA), Fifth Edition, 1980, New York, USA.
- [2] Dick, Pengelly, Select Expansion Joints Properly, HYDROCARBON PROCESSING, pp 141-144, March 1978, USA.
- [3] Lawrence H. Van Vlack, Elements of Material Science and Engineering, ADDISON-WESLEY PUBLISHING COMPANY, pp 13-15 & 128-130, Fourth Edition, USA
- [4] ASME CODE FOR PRESSURE PIPING B31, PROCESS PIPING ASME B31.3, pp 14-18 & 38-43, 2002 ASME, USA.
- [5] Power Piping Company, Flex Anal Charts (Design of Piping Flexibility), Chapter 1, 1st Ed. 1970, USA.
- [6] John Gascoine, Analysis of Pipe Structures for Flexibility, JHON WESLEY AND SONS, INC., Chapters 5, 7, 8 & 9, First Published 1959, USA.
- [7] Robert E. Benson, Analyzing Piping Flexibility, CHEMICAL ENGINEERING, pp 102-109, October 29 1973, USA.
- [8] John E. Brook, Expansion and Flexibility (Crocker & King, Piping Handbook), M^c Graw Hill, Chapter 4, pp (4-5)-(4-8), 5TH Ed., USA.
- [9] Centrifugal Pump for General Refinery Services, API STANDARD 610, pp 5-7, 6TH Ed., January 1981, USA.
- [10] STANDARD PUBLICATION / No SM 23, NEMA, pp (A-4) – (A-5),1979, USA.
- [11] BOILER & PRESSURE VESSEL CODE, Section II, Part D, Properties Customary, MATERIALS, pp 90-109, 2004 ASME, USA.
- [12] WELDING RESEARCH COUNCIL, Bulletin 109, USA.
- [13] M. W. Kellog Company, Design of Piping Systems, JOHN WILEY & SONS, Chapters 4 & 5 appendix A, C & D, Second Edition, USA.
- [14] Pipe Hanger & Engineering, ANVIL INTERNATIONAL, PHDE 4.07, pp 75-81, 2003, USA.
- [15] S. W. Spielvogel, Piping Stress Calculation Simplified, S. W. Spielvogel LAKE SUCCESS N. Y., Fourth Printing, USA.