



ELEMENTOS DE DISEÑO PARA EL CALCULO DE

FLEXIBILIDAD EN TUBERIAS Y APLICACION DE

COMPENSADORES DE DILATACION

Por: Guillermo Díaz Andrade ©

INTRODUCCIÓN

En todos los ámbitos de la industria y en especial en la tecnología mecánica, los ingenieros de proyecto y montaje se ven enfrentados a un problema común: la dilatación.

Este fenómeno, especialmente apreciable en las tuberías y conductos sometidos a variaciones importantes de temperatura, ha causado y causa no pocos problemas debido principalmente a las graves alteraciones que provoca en el buen funcionamiento de la instalación.

El hecho de que las tuberías acusen particularmente este fenómeno es debido a su facilidad para variar de longitud en presencia de los saltos térmicos y a sus, generalmente, largos trazados.

Por otra parte las condiciones de explotación de las instalaciones de tuberías y conductos han experimentado un creciente incremento de temperatura conforme el rendimiento de las plantas lo ha exigido, y la mejor tecnología de los materiales lo ha permitido.

Todo ello junto con las fuerzas provocadas por la dilatación, las vibraciones engendradas por compresores, turbinas, motores, bombas y otros elementos, convierten a las tuberías y conductos en elementos transmisores y perturbadores por excelencia dado que su rigidez y estructura, generalmente metálica, favorece la rápida y sostenida propagación de molestos efectos a través de las instalaciones.

La adopción de medidas con las cuales se anule o minimice la difusión de estos efectos es de suma importancia en el campo del diseño de ingeniería mecánica precisamente por ser todos ellos perjudiciales y contrarios a la voluntad del diseñador, que es la de vehicular todo tipo de fluidos con eficacia, seguridad y sin efectos secundarios.

Este trabajo no pretende sustituir a nada, ya que el campo es muy complejo y técnicas similares pueden resultar también útiles. Más bien trata de ofrecer un resumen eminentemente práctico, en el cual se aclaran los conceptos en que se basa el problema expuesto y en el que, al mismo tiempo, se ofrecen algunas opciones, acaso las más idóneas, para comprenderlo y solucionarlo.

CONCEPTOS BASICOS

TEMPERATURA

Entendemos que es la medida del estado de un cuerpo en relación al calor ó el frío, generalmente la expresamos en grados centígrados (aquí hablaremos de los valores aplicables en Europa continental) y tiene una influencia decisiva sobre la elasticidad, plasticidad y comportamiento de los materiales.

PRESION

Es la razón de una fuerza normal ejercida sobre un punto y la superficie sobre la que se aplica. La expresaremos en Kg/cm^2 y se relaciona con la resistencia de los materiales.

FUERZA

Es una magnitud que expresa la cantidad con que un cuerpo es solicitado en una dirección y un sentido.

En tubería se trata, generalmente, con valores muy elevados, por ello deberá prestarse especial atención a los puntos en que se aplican estas fuerzas.

FATIGA

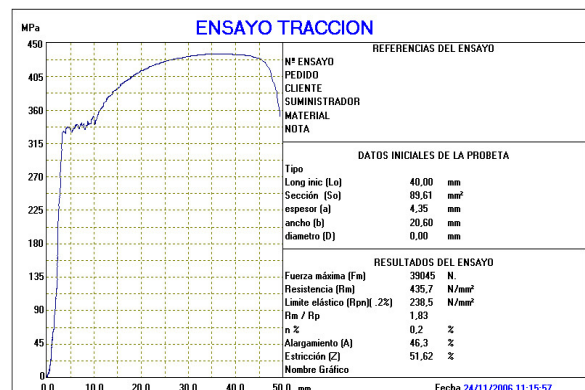
Es la razón proporcional entre una fuerza y su superficie de aplicación. Nos marcará los límites por encima de los cuales la única seguridad es que se romperá todo, así que atención también a estos límites.

MODULO DE ELASTICIDAD (ley de hooke)

Es la razón de una fatiga a la correspondiente deformación unitaria.

Siempre que no sobrepase el límite de elasticidad encontraremos que esta razón es constante y característica para cada material. La expresaremos en Kg/mm^2 .

Podemos observar un ensayo de tracción realizado a una probeta de hierro, en el que apreciamos la gráfica esfuerzo-alargamiento con las zonas muy bien definidas. La parte lineal corresponde a la zona elástica.



FLEXIBILIDAD

La definiremos como la capacidad que tiene un material o estructura para deformarse y volver a su posición inicial un número de ciclos elevado sin ver prácticamente alterada su estructura ni sus propiedades.

DILATACION

Definiremos así a la variación de dimensiones que experimenta un cuerpo cuando se modifica la temperatura a que se encuentra expuesto.

Este fenómeno es apreciable en todos los estados de la materia, se produce a nivel molecular y básicamente consiste en que las órbitas de los elementos constitutivos de los átomos aumentan o disminuyen según se incremente o disminuya la temperatura a que están expuestos.

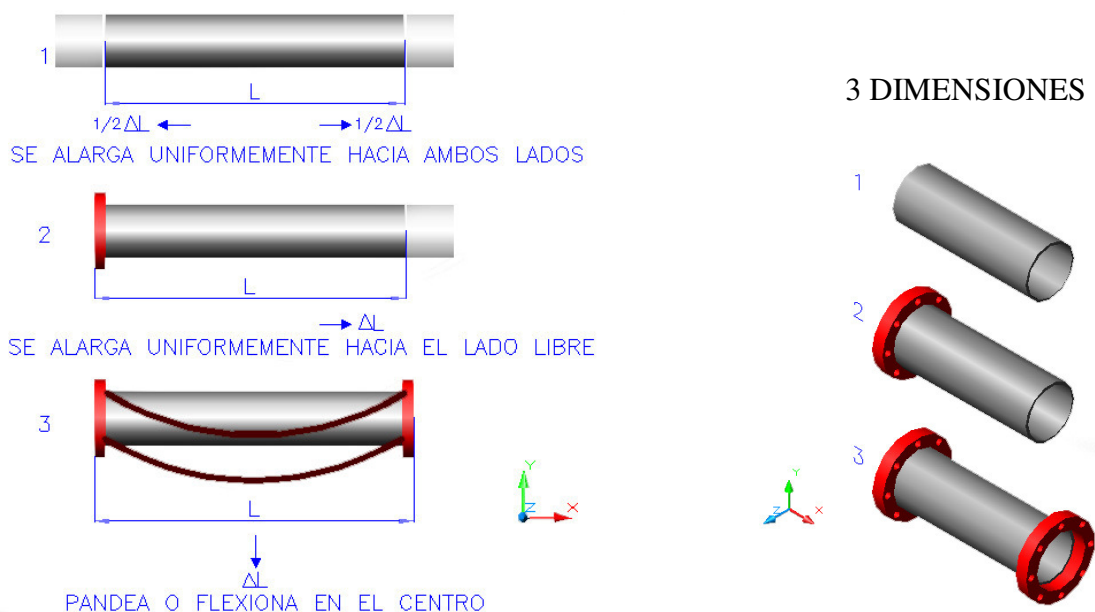
Las fuerzas generadas son enormes y frecuentemente superan el límite elástico de los materiales que las padecen.

Normalmente su magnitud se expresa en mm/m y °C aunque para mayor comodidad existen tablas referidas a escalas de temperatura, donde se expresan directamente en mm/mt obteniéndola de una tabla.

Debe observarse que aunque se hable en general de dilatación, para los casos de temperaturas inferiores a 0°C se trata de lo contrario, esto es retracción o disminución de longitud, en nuestro caso (tuberías) o volumen, en vez de incremento de ésta.

En tubería la dilatación tiene una dirección y un sentido, debido a que la variación de longitud se manifiesta sobre el extremo libre o más elástico de la conducción. Por otra parte el crecimiento radial ó en diámetro de la tubería, es inapreciable ya que las fuerzas necesarias para deformarlo en ese sentido tienen que ser inmensamente superiores a las precisas para provocar su alargamiento.

En la siguiente figura se aprecia la influencia de la dilatación sobre una barra de longitud constante en frío y sometida en todos los casos a idéntica temperatura según sea o no fijada por sus extremos. Como la dilatación es una magnitud vectorial, tiene un origen y una dirección, por lo tanto, podremos calcular su valor.



Como puede apreciarse en el tercer caso, fijación por ambos extremos, la dilatación provoca un excesivo pandeo del tubo. En cualquier circunstancia, esta sería la disposición más desfavorable, puesto que provoca una considerable tensión sobre el material, lo cual se traduce en una destrucción prematura, por fatiga, de la conducción en el supuesto de que no hayamos averiado antes algún equipo de importancia.

La existencia de dilatación incontrolada se aprecia tanto por sus destructivos efectos en caliente, como en las tensiones residuales que deja en frío; notables cuando al intentar desmontar un equipo se produce una brusca desalineación de este con respecto de la tubería a que se encontraba unido, dicho de otra forma, el desmontaje resulta mucho más difícil debido al agarrotamiento que producen las tensiones en los elementos.

El orden de las cargas que se generan en una tubería, sujeta como el tercer caso anterior, y sometida a una temperatura T , se ve en el siguiente ejemplo :

TUBO DIN2448 DN 200

Sección int. $S = 4.211,74 \text{ mm}^2$

Ac. CARBONO < 3% Cr

$T = 200 \text{ }^\circ\text{C}$

$\Delta/L = \alpha \cdot T = 2,16 \text{ mm/m}$

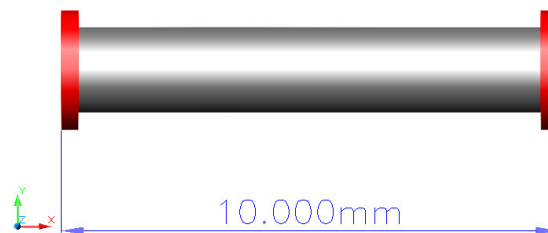
$L = 10000 \text{ mm}$

$\sigma_{ROT} = 42 \text{ Kg/mm}^2$

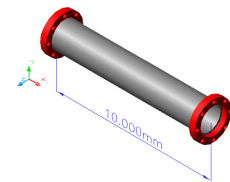
$\sigma_E = 24,5 \text{ Kg/mm}^2$

$\sigma_{ADM} = 10,5 \text{ Kg/mm}^2$

$E = 19390 \text{ Kg/mm}^2$



3 DIMENSIONES



Conocido el valor de la dilatación térmica unitaria a la temperatura de trabajo, podemos saber la dilatación que sufrirá la tubería:

$$\Delta = 2,16 \text{ mm/m} \cdot 10 \text{ m} = 21,6 \text{ mm}$$

Para esta dilatación tenemos que la tensión a la que está sometida la tubería es:

$$\sigma = E \cdot \frac{\Delta}{L} = 19390 \text{ Kg/mm}^2 \cdot \frac{21,6 \text{ mm}}{10000 \text{ mm}} = 41,88 \text{ Kg/mm}^2$$

Valor de la tensión muy próximo al valor de la tensión de rotura σ_{rot} .

La fuerza asociada a esta tensión se calcula:

$$F = \sigma \cdot S = 41,88 \text{ Kg/mm}^2 \cdot 4211,74 \text{ mm}^2 = 176387,6 \text{ Kg} = 176,38 \text{ Tn}$$

TUBERIAS Y ACCESORIOS

Las tuberías y accesorios, como elementos conductores de fluidos de gran responsabilidad, han sido normalizados con objeto de garantizar unos valores exactos de resistencia así como de garantizar su conexión sin tener que reinventarlos cada día en cada proyecto.

Básicamente esta normalización se recoge en las normas DIN de general aplicación en Europa continental y ASME ANSI más aplicada en los Estados Unidos y su área de influencia.

No es necesario extenderse en este capítulo por existir más que abundante información al respecto por parte de los fabricantes y proveedores sobre los estándares disponibles.

Sólo decir que existen tuberías de muchos materiales, pero aquí nos referiremos principalmente a las metálicas soldadas y sin soldadura, las primeras soldadas longitudinales, recomendables sólo para servicios sin temperatura y las soldadas helicoidales que pueden constituir, estudiando bien el caso una alternativa válida para elevada temperatura siempre y cuando no las sometamos a mucha tensión, si lo hiciéramos sobre las soldadas longitudinales probablemente se abrirían en canal.

Las tuberías sin soldadura en cambio se utilizarán preferentemente y siempre que los servicios sean estratégicos o requieran mayor seguridad.

Mención aparte merecen las tuberías termoplásticas (PVC, polietileno, polipropileno, fibras de vidrio etc.) de las cuales deberemos saber que:

- a) Tienen unos coeficientes de dilatación muy elevados.
- b) No resisten grandes esfuerzos.

Así que poner etiqueta de “delicado” y tratar con esmero. En este caso para la soportación, conexión y guía, recomendamos seguir las instrucciones del fabricante que suele ofrecer una amplia gama de accesorios específicos.

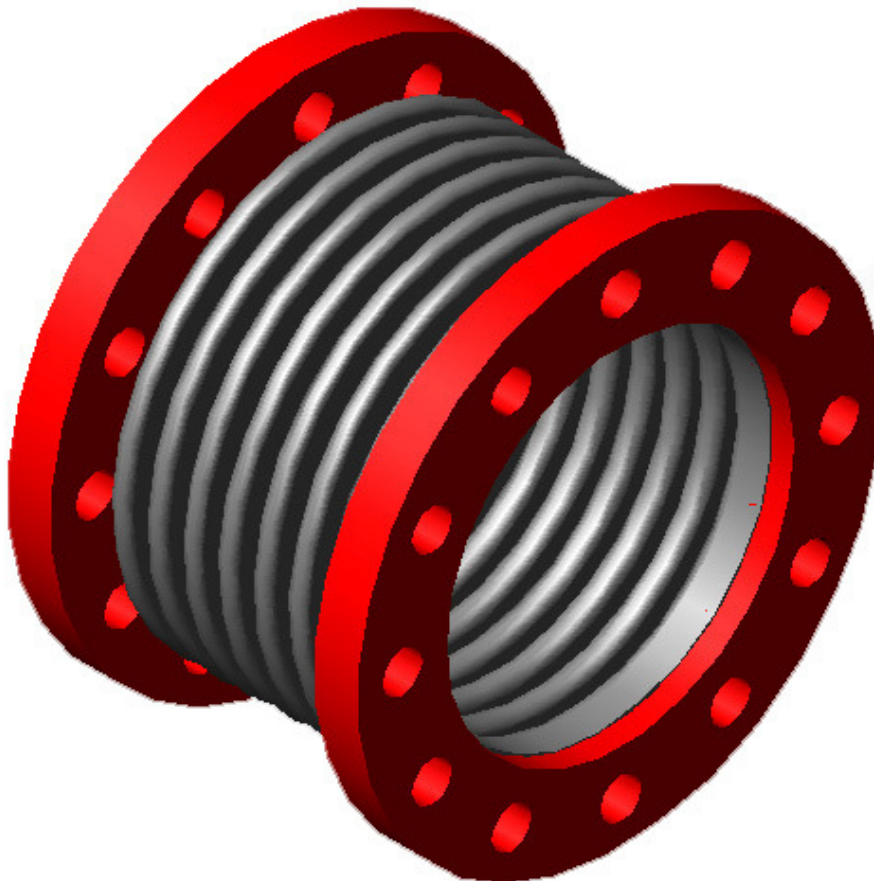
Dentro de las tuberías diferenciaremos a los conductos como un grupo aparte.

Entenderemos por conductos todas aquellas conducciones que escapan a la normalización de tuberías, que en general son redondas. Los conductos, por el contrario, suelen ser de diversas secciones (cuadrada, rectangular u otras) y en general de diámetros o secciones muy grandes. También es cierto que preferentemente están destinados a servicios de baja presión a excepción hecha de las aplicaciones hidráulicas en las que aunque se trata de auténticas tuberías, suele hablarse de conductos, que conducen elevadas presiones. Los conductos sí se reinventan para cada proyecto, ya que sus dimensiones vienen determinadas por los caudales a trasladar.

Atención, las tuberías dan mucho juego, admiten tensiones elevadas, figuras de dilatación o autocompensadas y resultan bastante elásticas, sobre todo en diámetros inferiores a 300 mm.

En cambio los conductos no admiten bromas, sus paredes suelen ser muy delgadas respecto al diámetro o sección, y se arrugan y desgarran con facilidad. Igual que sucede en el diseño de aparatos a presión, es frecuente que el espesor mínimo que sería necesario deba aumentarse por criterios de simple y pura resistencia estructural.

En general, en conductos se deben aplicar soluciones para dilatación lineal (compensadores axiales), no intentar figuras autocompensadas.



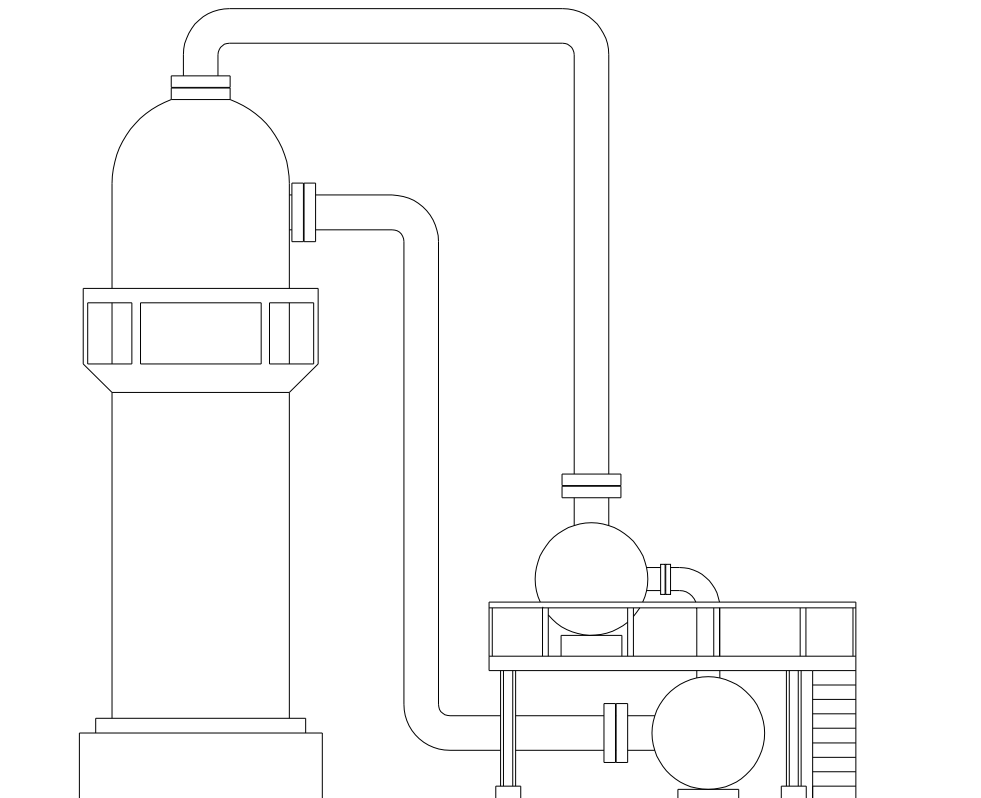
DISEÑO DE UNA LINEA

Para comenzar necesitamos saber de donde partimos y hacia donde vamos.

Todas las tuberías o conductos tiene un origen y un destino que viene determinado por las necesidades, criterios y limitaciones del proyecto.

La línea de tubería será representada en forma de planta y alzado como mínimo y preferiblemente en isométrica, siempre acotada y a ser posible a escala o con al menos una aproximación visual a la realidad. (ver ejemplos).

Imprescindiblemente reflejará con fidelidad el recorrido del tubo o conducto y se indicará sobre ella el servicio y diámetro del mismo. En una tabla aparte se indicarán siempre en correspondencia a cada servicio y diámetro, las condiciones de diseño así como el material de la tubería en cuestión, y otros datos de interés.



ELEMENTOS DE CALCULO

PESO

Será el primer elemento a tomar en cuenta.

Las tuberías y conductos determinan el camino a través del cual serán vehiculados fluidos, generalmente energéticos, bien sean líquidos: agua fría, caliente, sobrecalentada, aceite térmico, combustibles o de proceso, o bien gaseosos: aire caliente, gases de combustión, exhaustación, vapor saturado, recalentado, vivo o cualesquiera otros.

Sea cual sea el fluido vehiculado, la tubería o conducto debe seguir un trazado determinado que condicionará su peso final y que debe ser suficientemente soportado desde el origen (generalmente una derivación o generador de energía) hasta el punto donde ésta es consumida.

Este cálculo que llamaremos estático debe considerar; como cualquier otro diseño; la condición más desfavorable posible, es decir:

El peso de la tubería llena de fluido (como mínimo el de prueba si su densidad es mayor que el vehiculado), incluyendo todos los accesorios (bridas, válvulas etc) y por supuesto el peso del aislamiento además de otras cualesquiera, tales como por ejemplo la nieve o las **cargas de viento**.

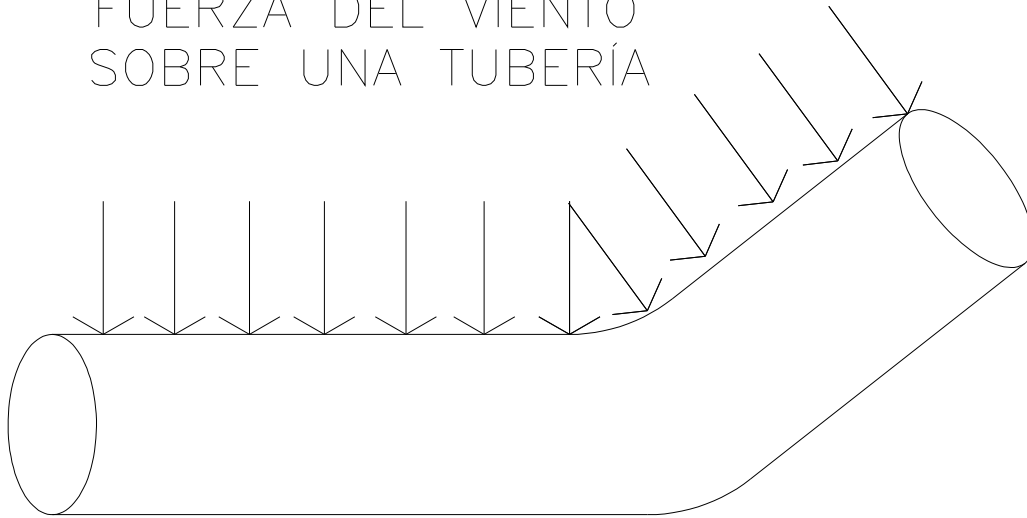
Es necesario hacer hincapié en éste último factor, que está presente en toda instalación hecha en un ambiente exterior, y que no se puede menospreciar.

CARGAS DE VIENTO

La fuerza que ejerce el viento sobre una tubería viene dada por la presión del viento, su ángulo de incidencia y la superficie de la tubería expuesta al mismo. Al aumentar la velocidad del viento, la presión aumenta al cuadrado, siendo el ángulo más desfavorable cuando el viento es perpendicular a la superficie de la tubería.

<i>Sobre la Escala Beaufort</i>	<i>Velocidad aprox. (km/h)</i>
6 Viento Fresco	45
7 Frescachón	55
8 Temporal	65
9 Temporal fuerte	83
10 Temporal Duro	92
11 Temporal muy duro	111
12 Viento huracanado	130

FUERZA DEL VIENTO SOBRE UNA TUBERÍA



SOPORTACION

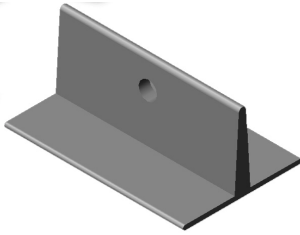
Ahora ya sabemos donde estamos y cuanto pesa la conducción. de forma que el siguiente paso será situarla dentro de la estructura de soporte que nos permita el proyecto, pasaremos por paredes, cerchas, catenarias, puentes, racks de tuberías, zanjas o cualesquiera otros puntos de apoyo, los cuales deberán ser dimensionados o revisados para la nueva carga que añadimos.

Es importante situar primero los soportes y determinar el cálculo estático antes y el dinámico o de dilatación después ya que de lo contrario corremos el riesgo de colocar puntos fijos o guías, en lugares que luego resultan inviables.

La situación adecuada de los soportes junto con la determinación de los puntos fijos y la dilatación existente nos permitirá conducir a esta con seguridad hacia los puntos donde puede ser neutralizada.

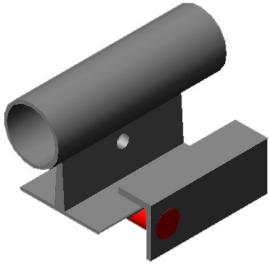
Como el peso y evidentemente en función del mismo la estructura de los soportes depende en gran medida de la posible agrupación de tuberías de diferentes servicios que recorren el mismo camino y de los accesorios en línea, a veces de notable masa, no entraremos demasiado en el tema, sólo indicaremos algunos soportes típicos:

PATIN SENCILLO



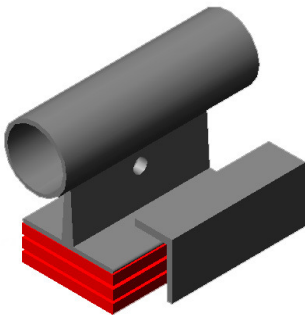
Recomendable para diámetros de tuberías desde ½” hasta 4”. Está diseñado para permitir el movimiento horizontal de la tubería.

PATIN CON APOYO REDONDO



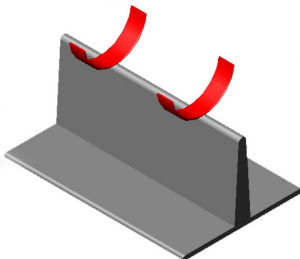
Recomendable para diámetros de tuberías desde ½” hasta 4”. Está diseñado para permitir el movimiento horizontal de la tubería. Variante del patín sencillo.

PATIN CON APOYO PLANO



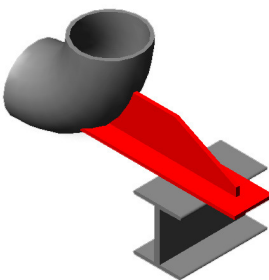
Recomendable para diámetros de tuberías desde ½” hasta 4”. Está diseñado para permitir el movimiento horizontal de la tubería. Variante del patín sencillo.

PATIN CON CUNA



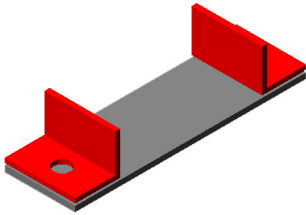
Recomendable para diámetros de tuberías desde ½” hasta 12”. Está diseñado para permitir el movimiento horizontal de la tubería.

PEDESTAL DESLIZANTE



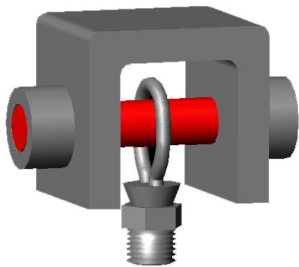
Recomendable para diámetros de tuberías desde 1” hasta 12”. Está diseñado para permitir el movimiento horizontal de la tubería.

**BANDA DE APOYO
CON TOPE**



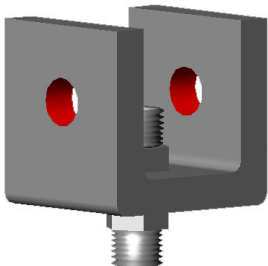
Recomendable para diámetros de tuberías desde ½” hasta 30”. Está diseñado como apoyo para soportes deslizantes.

**UNION SOLDADA A
VIGA**



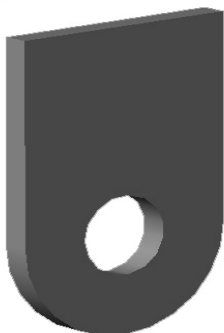
Permite conexión entre estructura metálica y varillaje. En esta posición sirve para varillas con ojal y pasador.

**UNION SOLDADA A
VIGA INVERTIDA**



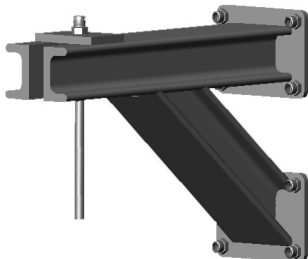
Permite conexión entre estructura metálica y varillaje. Esta posición es para varillas normales con tuerca.

OREJETA



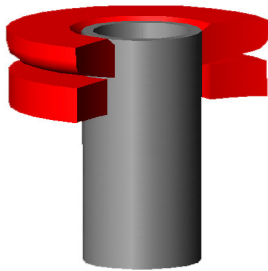
Permite la unión de soportes y muelles a vigas, y se monta soldada a tope con la viga.

VOLADIZO



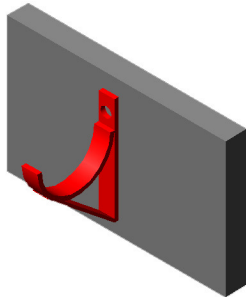
Consta de dos perfiles UPN enfrentados. Se utiliza para soportar altas cargas en tuberías pegadas a la pared. Se sujeta al hormigón mediante pernos de anclaje, cuyo tamaño ha de corresponder consecuentemente con la carga a soportar y el peso del propio voladizo.

ROTULA ESFERICA



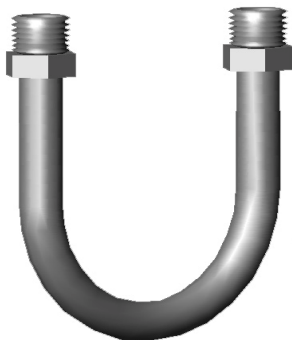
Se utiliza allí donde se necesita disponer de cierta libertad pendular, buenas facilidades de giro en sentido longitudinal y transversal respecto al eje de la tubería.

SOPORTE DE PARED



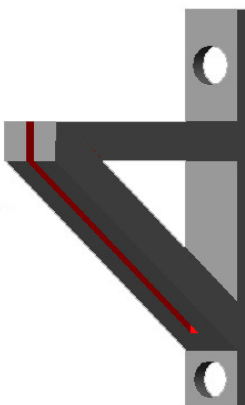
Recomendable para diámetros de tuberías desde 3” hasta 12”. Está diseñado para soportar tuberías horizontales pegadas a la pared. El soporte irá cogido con tornillos a estructuras metálicas o bien con pernos de anclaje en caso de anclarlo a hormigón.

ABARCON REDONDO



Recomendable para diámetros de tuberías desde ½” hasta 3”. Está diseñado para el soportado, anclaje o guía de tuberías.

MENSULA



Está diseñada para soportar cargas medias. Se atornilla a la pared mediante una placa de asiento cuya misión es distribuir la carga proporcionalmente, aunque también puede ser soldada a una estructura metálica. Al efectuar el soportado mediante varilla tiene la ventaja de proporcionar una regulación horizontal de la tubería a lo largo del voladizo.

ESTUDIO DE LA SOPORTACIÓN DE UNA TUBERIA

CALCULO ESTATICO.

La primera consideración del peso para ser soportado, la haremos únicamente desde el punto de vista estático, es decir: considerando pura y simplemente la masa de la tubería en condición de diseño de plena carga, es decir incluyendo el peso del fluido vehiculado ó el agua de prueba hidráulica, como mencionado anteriormente.

Nuestro análisis comprobará que los puntos de apoyo que se nos ofrecen son suficientemente resistentes para admitir con amplio margen la carga y si no lo son se reforzarán o crearán otros nuevos donde ello sea posible.

Hemos dicho que para realizar el estudio de soportación es necesario primero saber donde nos podemos apoyar, luego realizar el cálculo estático y después calcular la dilatación térmica o cálculo dinámico revisando cada colocación del soporte.

Datos necesarios de partida:

- Material y coeficientes de dilatación.
- Peso del tubo con sus aislamientos.
- Peso de bridas, codos, válvulas, etc.
- Peso del fluido conducido y temperatura de trabajo.

Ejemplo Gráfico:

$$\alpha = 0,012 \text{ mm/m}^\circ\text{C}$$

$$T=400 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta L = 0,012 \cdot 400 = 4,8 \text{ mm/m}$$

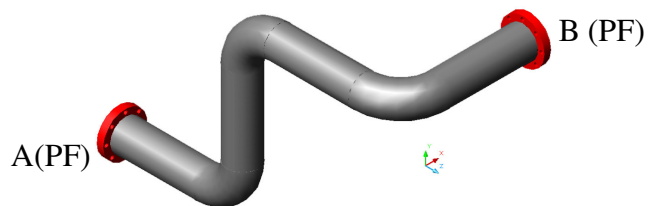
$$\text{Peso tubo + aislante} = 25 \text{ Kg/m}$$

$$\text{Peso brida + aislante} = 22 \text{ kg}$$

$$\text{Peso codo + aislante} = 15 \text{ kg}$$

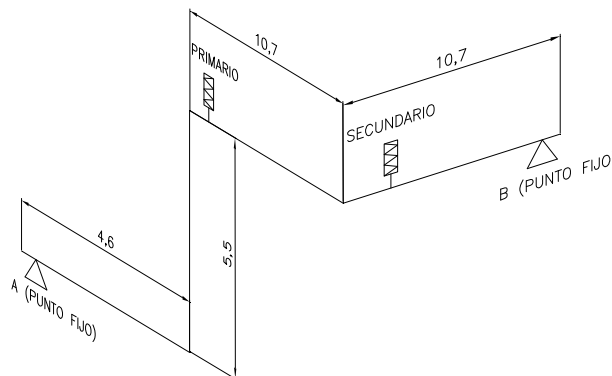
$$\text{Dilatación en el punto A} = + 12 \text{ mm}$$

$$\text{Dilatación en el punto B} = + 25 \text{ mm}$$



Pasos a seguir para calcular la soportación:

- Determinar el peso total.
- Determinar el centro de gravedad.
- Datos del punto de soportación principal y si hiciera falta, de los suplementarios.
- Determinar punto de equilibrio desde el cual podríamos estabilizar la masa.



CALCULO DINAMICO

Admitido que en el supuesto anterior ya hemos determinado los apoyos precisos en los cuales soportaremos el peso, procederemos a realizar el cálculo de dilataciones o lo que es lo mismo, de los movimientos que va a experimentar la tubería.

Con los valores obtenidos volveremos a analizar la línea soporte a soporte para comprobar que todos ellos actuarán según tenemos previsto y en el caso de que no, modificaremos aquellos soportes que se vean afectados.

A continuación y a título de ejemplo proponemos un modelo del estudio de soportación de una tubería visto en sus diferentes fases, siguiendo con el ejemplo propuesto en el cálculo estático:

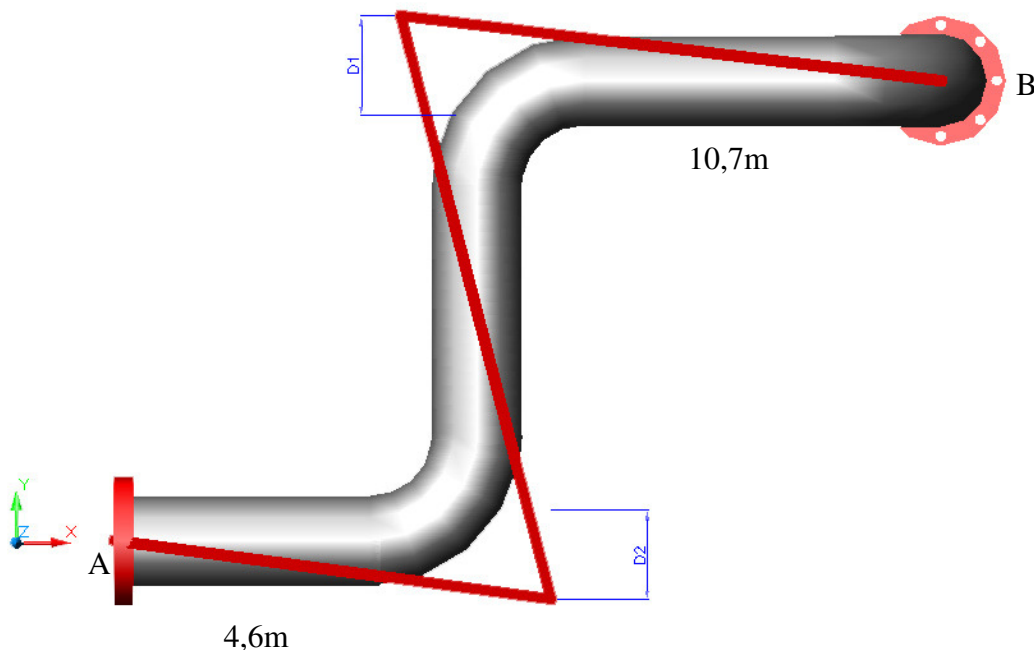
En la primera fase se han calculado las cargas sobre los soportes, ahora se calculará el desplazamiento de cada soporte, para ello es necesario calcular el movimiento de la tubería en los tramos verticales.

Como la dilatación unitaria era $\frac{\Delta}{L} = 4,8 \text{ mm/m}$, la dilatación del tramo vertical de la tubería será:

$$\Delta = 4,8 \text{ mm/m} \cdot 5,5 \text{ m} = 26,4 \text{ mm}$$

Δ , dilatación vertical, que se reparte proporcionalmente a los brazos horizontales que hay a cada lado del único tramo vertical que contiene la tubería.

Dibujando la tubería en el plano X-Y:



Sabemos que el movimiento vertical de la tubería es Δ . Por tanto $D1 + D2 = 26,4\text{mm}$, de los cuales a $D1$ y $D2$ les corresponden: $D1 = +18,46\text{ mm}$ $D2 = -7,9\text{ mm}$, todo referido al eje Y.

Nos faltaría determinar el movimiento a lo largo del eje X, y del eje Z de la tubería horizontal que viene de B, que lo determinaremos dibujando la tubería por el plano X-Z. Con las tres componentes podremos obtener, si nos interesa, el movimiento total correspondiente.

EJEMPLOS DE CALCULO Y SOLUCION A LOS PROBLEMAS DE DILATACION

Tras haber situado la conducción y conocer su peso y los puntos en los que inicialmente podemos soportarla, hemos estudiado su comportamiento cuando es sometida a la temperatura de diseño.

Efectuamos una distribución de los elementos a tomar en cuenta simulando un escaneado, (esta técnica la recomendamos para cualquier análisis a realizar sobre tuberías), con origen en el nacimiento de la línea A, denominado **Punto Fijo Principal PFP**, y a partir de él hemos ido señalando nuevos puntos o nodos que numeramos con una escala a criterio del diseñador **de forma que podamos denominar el tramo delimitado entre dos nodos, e incluso intercalar si es el caso segmentos intermedios por modificaciones incluidas posteriormente.**

Hemos definido que la dilatación es una magnitud vectorial, que puede ser medida y que tiene un origen y un sentido: **hacia donde encuentre mayor grado de libertad**, por lo tanto, y esto es lo más importante, ¡podemos controlarla!

Hemos ido calculando la dilatación y verificando que los tramos que quedan comprendidos entre dos puntos fijos **tienen suficiente capacidad para absorberla**, así como que ninguno de ellos **queda sometido a una tensión excesiva**, ya sea por pandeo o cualquier otra causa.

De ser así, tendremos que replantear el diseño de la línea bien modificando su trazado, si es posible, o dotándola de mayor elasticidad artificialmente mediante curvas, figuras de dilatación, liras o **compensadores de dilatación**, que resultan más simples que todo lo anterior.

Ya hemos comentado anteriormente el tema y ahora ofreceremos tres ejemplos, uno de los efectos de la dilatación, ya comentado anteriormente, y dos que representan las posibles soluciones del caso:

Efectos de la dilatación en tubería recta sin compensación:

TUBO DIN2448 DN 200

Sección int. $S = 4.211,74 \text{ mm}^2$

Ac. CARBONO < 3% Cr

$T = 200 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\Delta/L = \alpha \cdot T = 2,16 \text{ mm/m}$$

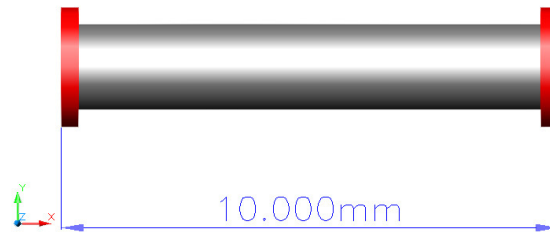
$$L = 10000 \text{ mm}$$

$$\sigma_{ROT} = 42 \text{ Kg/mm}^2$$

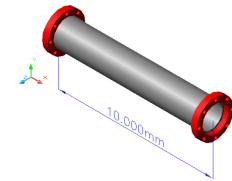
$$\sigma_E = 24,5 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_{ADM} = 10,5 \text{ Kg/mm}^2$$

$$E = 19390 \text{ Kg/mm}^2$$



3 DIMENSIONES



Ya hemos visto éste ejemplo, así que solo recordaremos los resultados que se obtenían:

$$\Delta = 2,16 \text{ mm/m} \cdot 10 \text{ m} = 21,6 \text{ mm}$$

Para esta dilatación tenemos que la tensión a la que está sometida la tubería es:

$$\sigma = E \cdot \frac{\Delta}{L} = 19390 \text{ Kg/mm}^2 \cdot \frac{21,6 \text{ mm}}{10000 \text{ mm}} = 41,88 \text{ Kg/mm}^2$$

Como ya hemos dicho, el valor de la tensión está muy próximo al valor de la tensión de rotura σ_{rot} .

Y la fuerza asociada a esta tensión:

$$F = \sigma \cdot S = 41,88 \text{ Kg/mm}^2 \cdot 4211,74 \text{ mm}^2 = 176387,6 \text{ Kg} = 176,38 \text{ Tn}$$

Solución al efecto de dilatación con tubería recta con compensador:

TUBO DIN2448 DN 200

Sección int. $S = 4.211,74 \text{ mm}^2$

Ac. CARBONO < 3% Cr

$T = 200 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\Delta/L = \alpha \cdot T = 2,16 \text{ mm/m}$$

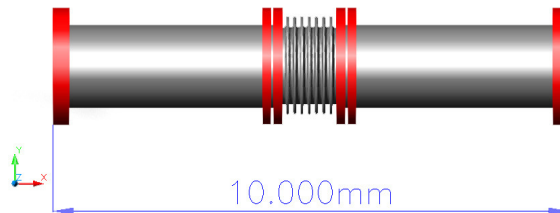
$$L = 10000 \text{ mm}$$

$$\sigma_{ROT} = 42 \text{ Kg/mm}^2$$

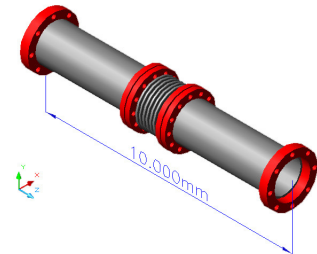
$$\sigma_E = 24,5 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_{ADM} = 10,5 \text{ Kg/mm}^2$$

$$E = 19390 \text{ Kg/mm}^2$$



3 DIMENSIONES



COMPENSADOR DE DILATACIÓN (características de un compensador HFC 5240)

$$R = 20 \text{ Kg/mm}$$

$$A_m = 438 \text{ cm}^2$$

Suponemos que el fluido que circula por el interior de la tubería lo hace a una presión de 10 bar.

La dilatación de la tubería continua siendo la misma del ejemplo anterior: $\Delta = 21,6 \text{ mm}$

Por tanto la fuerza que se ejerce sobre el compensador para provocar un desplazamiento es:

$$F_i = \frac{1}{2} \cdot R \cdot \Delta = \frac{1}{2} \cdot 20 \text{ Kg/mm} \cdot 21,6 \text{ mm} = 216 \text{ Kg}$$

y la fuerza debida a la presión interior de 10 bar:

$$F_j = P \cdot S = 10 \text{ bar} \cdot 438 \text{ cm}^2 = 43800 \text{ Kg}$$

Así la fuerza total que se ejerce es de :

$$F_R = 216 + 43800 = 45960 \text{ kg} = 45,9 \text{ Tn}$$

Y la tensión que aparece en la tubería debido a ese esfuerzo:

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{45960 \text{ Kg}}{4211,74 \text{ mm}^2} = 10,912 \text{ Kg/mm}^2$$

Valor muy inferior a la tensión de rotura de 42 Kg/mm^2

Solución al efecto de dilatación con tubería recta con “liras”

TUBO DIN2448 DN 200

Sección int. $S = 4.211,74 \text{ mm}^2$

Ac. CARBONO < 3% Cr

$T = 200 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\Delta/L = \alpha \cdot T = 2,16 \text{ mm/m}$$

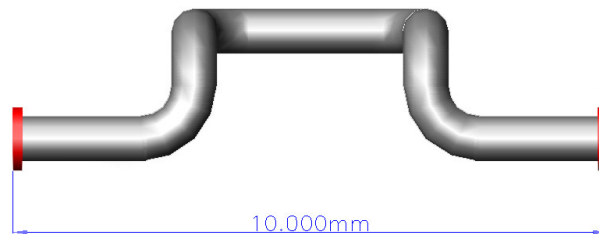
$$L = 10000 \text{ mm}$$

$$\sigma_{ROT} = 42 \text{ Kg/mm}^2$$

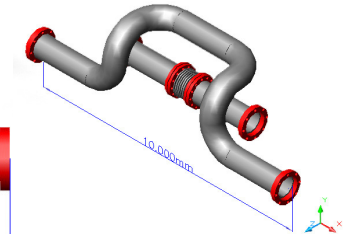
$$\sigma_E = 24,5 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_{ADM} = 10,5 \text{ Kg/mm}^2$$

$$E = 19390 \text{ Kg/mm}^2$$



3 DIMENSIONES



Primero se calcula la altura de la lira que hace falta para compensar la dilatación debida a la temperatura $\Delta = 21,6 \text{ mm}$.

Partiendo de los valores de la dilatación y del diámetro de la tubería, se obtiene el valor de la altura de la lira, mientras que el ancho de la lira serán dos radios, donde el radio es cinco veces el diámetro de la tubería:

$$\text{Altura de la lira} = 2,2 \text{ m}$$

$$\text{Ancho lira} = 2 \cdot R = 2 \cdot (5 \cdot D) = 2 \cdot 5 \cdot 200 = 2000 \text{ mm}$$

La tensión a que está sometida la tubería, teniendo en cuenta que la longitud total de la lira es de :

$$L = 4 + 2,2 + 2 + 2,2 + 4 = 14,4 \text{ m}$$

$$\sigma = E \cdot \frac{\Delta}{L} = 19390 \text{ Kg/mm}^2 \cdot \frac{21,6 \text{ mm}}{14400 \text{ mm}} = 29,085 \text{ Kg/mm}^2$$

Y la fuerza asociada a esta tensión:

$$F = \sigma \cdot S = 29,085 \text{ Kg/mm}^2 \cdot 4211,74 \text{ mm}^2 = 122498 \text{ Kg} = 122,4 \text{ Tn}$$

Valor de la σ que no llega al de rotura, pero que es muy superior al que queda sometida la tubería cuando ésta es compensada con un compensador.

En los casos en que no se trata de tramos rectos (tuberías en L), se puede aplicar la autocompensación de la propia tubería, **ejemplo que también veremos más adelante resuelto con compensadores.**

Previamente vemos la fórmula que nos da, para una tensión σ y una constante elástica E, la longitud mínima de un brazo para poder absorber la dilatación de la tubería.

$$\sigma = 10,5 \frac{Kg}{mm^2}$$

$$E = 19390 \frac{Kg}{mm^2}$$

Despejando la de la fórmula de la tensión para tuberías:

$$\sigma = \frac{\Delta \cdot E}{L} \cdot \frac{3 \cdot R}{L} \qquad R = D / 2 \qquad D = \text{Diámetro exterior de la tubería}$$

$$10,5 \frac{Kg}{mm^2} = \frac{\Delta [mm] \cdot 19390 [kg / mm^2]}{L [m] \cdot 10^3} \cdot \frac{3 \cdot \frac{D [mm]}{2}}{L [m] \cdot 10^3}$$

$$L [m] = 0,0526 \cdot \sqrt{\Delta [mm] \cdot D [mm]}$$

En el primero de los casos de autocompensación:

TUBERIA DIN 2448 DN 250

Sección int. S= 5.278,54 mm²

Ac. CARBONO < 3% Cr

T= 204 °C

$$\Delta/L = \alpha \cdot T = 2,25 \frac{mm}{m}$$

$$\sigma_{ROT} = 42 \frac{Kg}{mm^2}$$

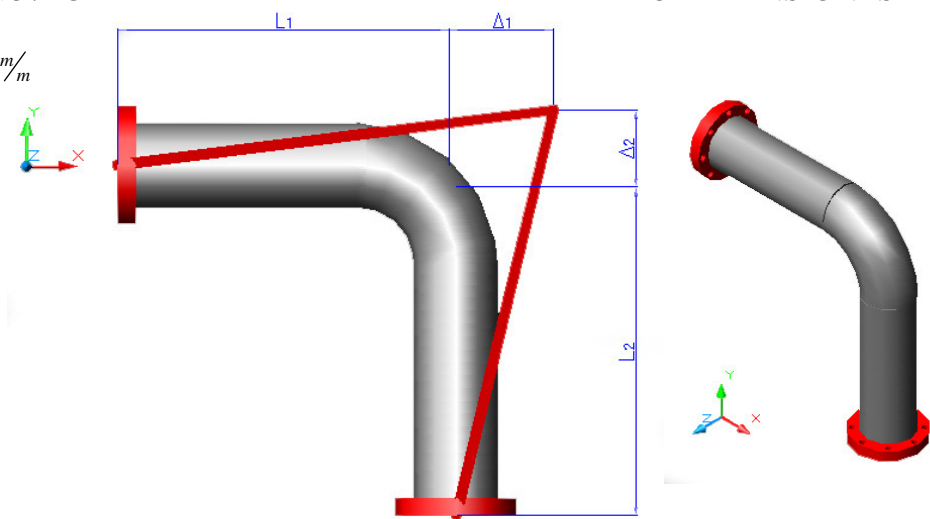
$$\sigma_E = 24,5 \frac{Kg}{mm^2}$$

$$\sigma_{ADM} = 10,5 \frac{Kg}{mm^2}$$

$$E = 19390 \frac{Kg}{mm^2}$$

L₁=4m

L₂=3m



El alargamiento de la tubería 1 es de $\Delta_1 = 2,25 \text{ mm/m} \cdot 4\text{m} = 9\text{mm}$

El alargamiento de la tubería 2 es de $\Delta_2 = 2,25 \text{ mm/m} \cdot 3\text{m} = 6,75\text{mm}$

Las dilataciones Δ_1, Δ_2 han de ser absorbidas por los brazos L_2 y L_1 .

Mediante la fórmula antes desarrollada obtenemos para cada dilatación y diámetro de tubería la longitud mínima necesaria para absorber esa deformación.

En nuestro caso:

$$\Delta_1 = 9\text{mm}$$

$$\varnothing = 273 \text{ mm}$$

$$L_2 = 0,0526 \cdot \sqrt{9 \cdot 273} = 2,6\text{m}$$

$$L_2 \text{ necesaria} < L_2 \text{ real}$$

$$2,6 \text{ m} < 3 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad \underline{\text{por tanto este brazo } L_2 \text{ es suficiente para absorber } \Delta_1.}$$

$$\Delta_2 = 6,75 \text{ mm}$$

$$\varnothing = 273 \text{ mm}$$

$$L_1 = 0,0526 \cdot \sqrt{6,75 \cdot 273} = 2,25\text{m}$$

$$L_1 \text{ necesaria} < L_1 \text{ real}$$

$$2,25 \text{ m} < 4 \text{ m} \quad \Rightarrow \quad \underline{\text{por tanto también ahora } L_1 \text{ es suficiente para absorber } \Delta_2.}$$

Y las tensiones que se generarán en cada brazo son:

$$\sigma_1 = \frac{3 \cdot R}{L} \cdot \frac{\Delta_2 \cdot E}{L} = \frac{3 \cdot 136,5 \cdot 6,75 \cdot 19390 \text{ Kg/mm}^2}{(4 \cdot 10^3)^2} = 3,3497 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{3 \cdot 136,5 \cdot 9 \cdot 19390 \text{ Kg/mm}^2}{(3 \cdot 10^3)^2} = 16,13 \text{ Kg/mm}^2$$

Las fuerzas asociadas a dichas tensiones:

$$F_1 = \sigma_1 \cdot S = 3,3497 \text{ Kg/mm}^2 \cdot 5278,54\text{mm}^2 = 17677,83\text{Kg} = 17,67\text{Tn}$$

$$F_2 = \sigma_2 \cdot S = 16,13 \text{ Kg/mm}^2 \cdot 5278,54\text{mm}^2 = 85142,85\text{Kg} = 85,14\text{Tn}$$

En un segundo caso:

TUBERIA DIN 2448 DN 250

Sección int. $S = 5.278,54 \text{ mm}^2$

Ac. CARBONO < 3% Cr

$T = 204 \text{ °C}$

$\Delta/L = \alpha \cdot T = 2,25 \text{ mm/m}$

$\sigma_{ROT} = 42 \text{ Kg/mm}^2$

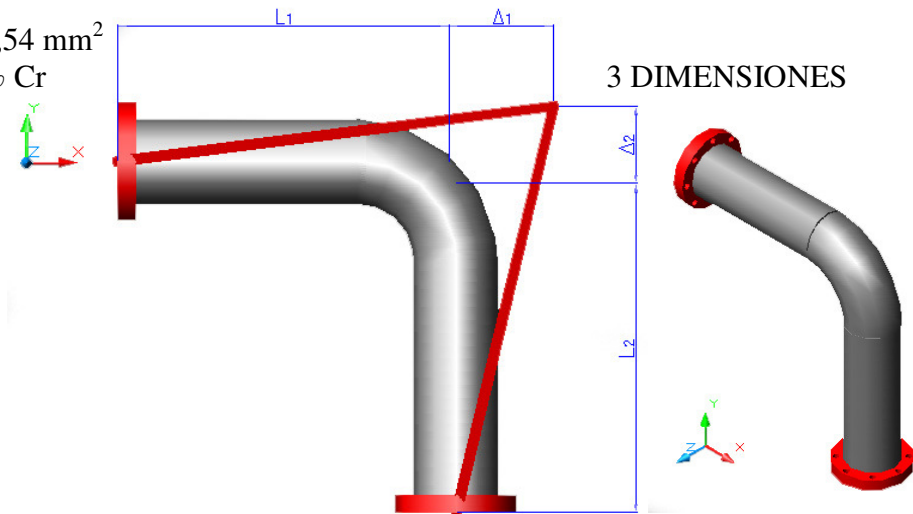
$\sigma_E = 24,5 \text{ Kg/mm}^2$

$\sigma_{ADM} = 10,5 \text{ Kg/mm}^2$

$E = 19390 \text{ Kg/mm}^2$

$L_1 = 3 \text{ m}$

$L_2 = 2 \text{ m}$



El alargamiento de la tubería 1 es de $\Delta_1 = 2,25 \text{ mm/m} \cdot 3 \text{ m} = 6,75 \text{ mm}$

El alargamiento de la tubería 2 es de $\Delta_2 = 2,25 \text{ mm/m} \cdot 2 \text{ m} = 4,5 \text{ mm}$

En nuestro caso:

$\Delta_1 = 6,75 \text{ mm}$ y $\text{Ø} = 273 \text{ mm}$

$L_2 = 0,0526 \cdot \sqrt{6,75 \cdot 273} = 2,25 \text{ m}$

$L_2 \text{ necesaria} < L_2 \text{ real}$

$2,25 \text{ m} > 2 \text{ m} \Rightarrow$ por tanto este brazo L_2 es insuficiente para absorber Δ_1 , por lo que tendremos que aumentar L_2 a un valor superior a esa L mínima de 2,25. Por ejemplo tomamos $L_2 = 2,5 \text{ m}$.
Con este nuevo valor tendremos un nuevo alargamiento Δ_2 , que tendremos que comprobar si el brazo L_1 podrá absorber.

Con el nuevo alargamiento

$\Delta_2 = 2,25 \text{ mm/m} \cdot 2,5 \text{ m} = 5,625 \text{ mm}$

$\text{Ø} = 273 \text{ mm}$

$L_1 = 0,0526 \cdot \sqrt{5,625 \cdot 273} = 2,06 \text{ m}$

$L_1 \text{ necesaria} < L_1 \text{ real}$

$2,06 \text{ m} < 3 \text{ m} \Rightarrow$ por tanto a pesar de haber aumentado Δ_2 vemos que L_1 es suficiente para absorberla.

Y las tensiones que se generarán en cada brazo son:

$$\sigma_1 = \frac{3 \cdot R}{L} \cdot \frac{\Delta_2 \cdot E}{L} = \frac{3 \cdot 136,5 \cdot 5,625 \cdot 19390 \text{ Kg/mm}^2}{(3 \cdot 10^3)^2} = 4,962 \text{ Kg/mm}^2$$

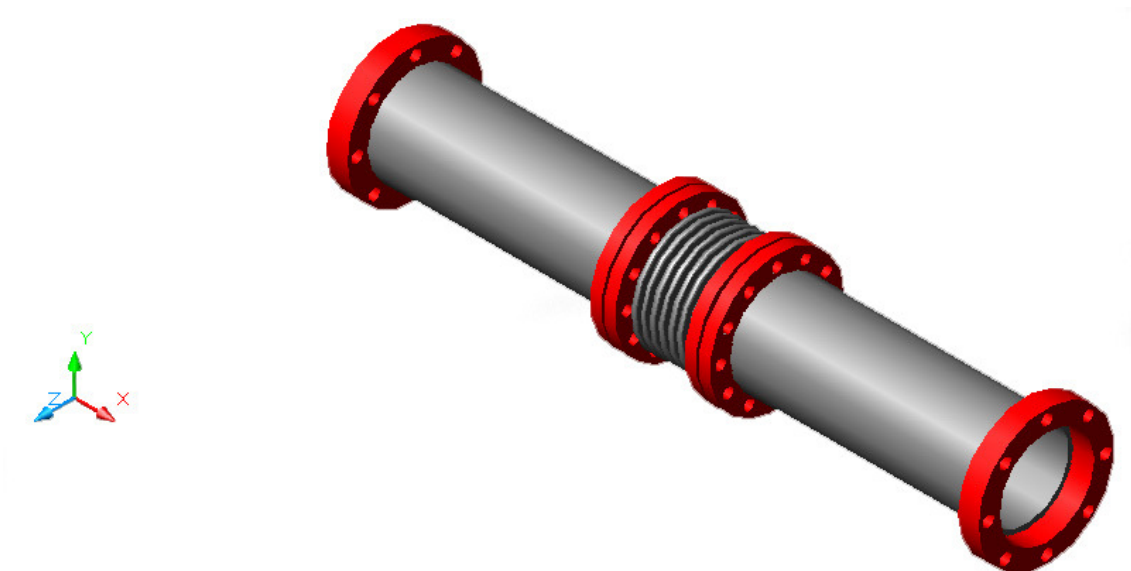
$$\sigma_2 = \frac{3 \cdot 136,5 \cdot 6,75 \cdot 19390 \text{ Kg/mm}^2}{(2,5 \cdot 10^3)^2} = 8,575 \text{ Kg/mm}^2$$

Las fuerzas asociadas a dichas tensiones:

$$F_1 = \sigma_1 \cdot S = 4,962 \text{ Kg/mm}^2 \cdot 5278,54 \text{ mm}^2 = 26195,28 \text{ Kg} = 26,19 \text{ Tn}$$

$$F_2 = \sigma_2 \cdot S = 8,575 \text{ Kg/mm}^2 \cdot 5278,54 \text{ mm}^2 = 45264,1 \text{ Kg} = 45,26 \text{ Tn}$$

Si en este segundo caso, nos encontramos con la imposibilidad de alargar el brazo 2, por impedimentos físicos (falta de espacio o limitación de carga), **la solución la encontramos en la colocación de compensadores, puesto que con una lira seguiríamos teniendo problemas con la falta de espacio.**



Vamos a repasar la disposición general de los elementos a tomar en cuenta en un problema de dilatación de tubería.

Punto Fijo Principal PFP

Se entiende por tal aquel lugar donde la tubería queda firmemente sujeta a una estructura sólida e inamovible.

Reviste especial importancia la solidez de esta fijación, ya que es precisamente sobre ella donde repercuten los mayores esfuerzos provocados por la dilatación o los elementos encargados de absorberla.

Ya hemos comentado antes que las cargas son importantes, véase el comparativo de la carga que genera una tubería recta sin elemento de compensación y el de otra que sí lo incorpora:

Hay que saber que cuando se intercala un elemento de compensación se interrumpen todas las fuerzas existentes debidas a tensiones de la tubería y son sustituidas por las de reacción del propio elemento de compensación.

Deben considerarse como puntos fijos, a parte de las fijaciones artificiales, todas las conexiones fijas a equipos, bombas, compresores, intercambiadores, motores, injertos de tubería, torres de refrigeración, calderas etc. así como los codos a 90° excepto cuando forman parte de un sistema de compensación.

Para el calculo de las resistencias en los puntos fijos, en los dos casos anteriores, se tendrán en cuenta las resistencias que se generan en la tubería debido a la colocación de soportes-guías intermedios que sumados a las tensiones calculadas anteriormente nos aumentarán notablemente el valor final de la tensión:

Caso sin compensación:

$$F = (\sigma \cdot S) + \Sigma_R$$

Caso con compensador

$$F = P \cdot A_m + (1/2 \cdot \Delta_L \cdot R) + \Sigma_R$$

Donde Σ_R es el sumatorio de todas las resistencias ofrecidas por las guías a lo largo de la tubería.

Punto Fijo Intermedio PFI

Es un punto situado entre dos puntos fijos.

En la figura anexa se muestra una disposición característica; un largo tramo recto ha sido dividido en dos segmentos más cortos, con objeto de adaptar los valores de dilatación obtenidos al rendimiento de dos elementos de compensación convencionales.



El correcto dimensionado de estos puntos no ofrece mayor dificultad, debido a que las fuerzas engendradas por el sistema tienden a anularse sobre ellos por ser de sentidos opuestos. En el caso más desfavorable, desigualdad de estas fuerzas, la resultante será la diferencia de ambas, obteniéndose normalmente un valor pequeño.

Lo ideal es que ambas sean iguales, con lo cual el sistema queda en equilibrio.

Puntos de Guía PG

Son puntos que repartidos uniformemente a lo largo de toda la tubería evitan la desalineación de esta respecto a su eje al mismo tiempo que permiten y facilitan el desplazamiento del tubo en sentido longitudinal u otro si necesario.

Estos puntos son asimismo muy importantes, haya o no elementos de compensación dentro del sistema, ya que es mediante su acción que conseguiremos “dirigir” la tubería en el sentido de desplazamiento previsto.

En su diseño ha de tenerse en cuenta que la superficie de deslizamiento sea suficiente para no descabalar y siempre superior al valor de dilatación en ese punto, asimismo deberá ser considerado en sentido negativo, es decir retracción si la temperatura puede ser negativa o la tubería pre-estirada en frío.

Deberán procurarse coeficientes de rozamiento pequeños con objeto de la suma del producto del peso de la tubería por dicho coeficiente y por todos los puntos de guía no dé un valor excesivo de carga sobre el punto fijo o incluso llegue a atascar la tubería impidiendo su movimiento.

La distribución de puntos fijos y de guía es variable; debe, por tanto, estudiarse para cada instalación en función del sistema de compensación adoptado y fluidos conducidos.

Los puntos de guía deben tener una holgura de un par de mm en diámetro sin hacer contacto con el tubo o patín de forma que aseguremos el libre desplazamiento axial o la necesaria para permitir otro tipo de desplazamiento si es el caso.

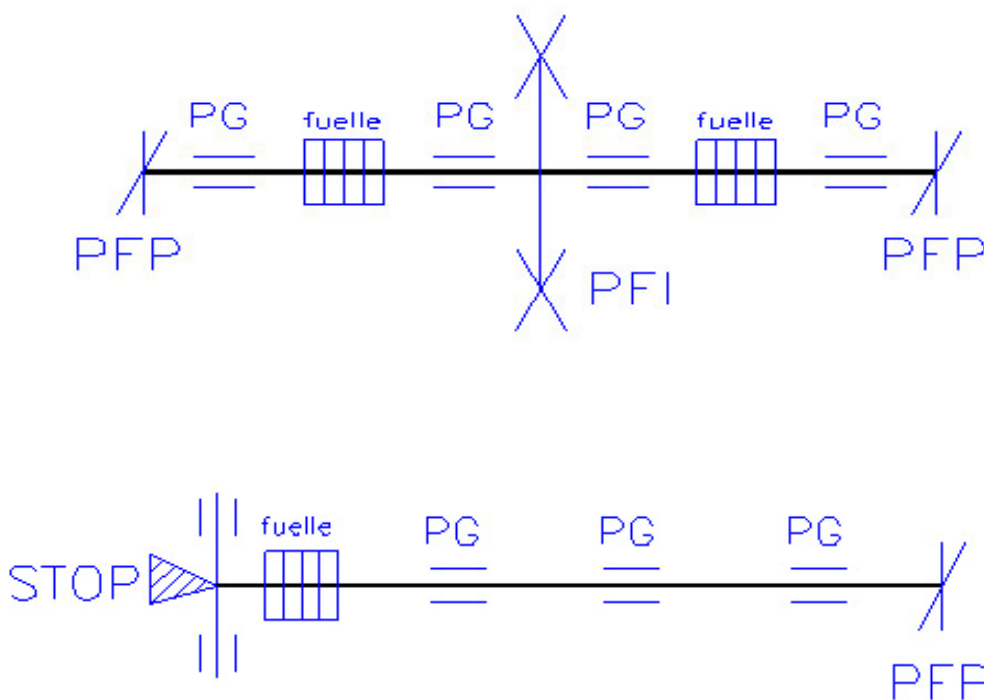
Fundamental recordar:

Los puntos fijos existen siempre, los puntos fijos intermedios si no los prevenimos se crean ellos solos incontroladamente y los puntos guía deberemos incorporarlos siempre al proyecto si queremos llevar la tubería a alguna parte y que no se nos caiga todo.

Restricciones STOP

Denominaremos así a ciertos puntos que actuarán como puntos fijos en un sentido y eje y como punto guía en otro al mismo tiempo.

A continuación, adjuntamos las siguientes figuras que representan los puntos anteriores:



RESUMEN HISTORICO DE LA TECNICA DE COMPENSACION

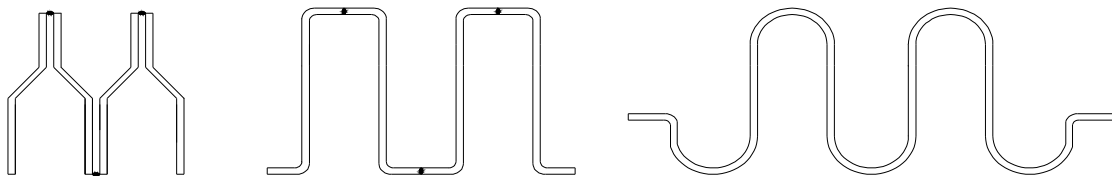
Los problemas debidos a la dilatación en tuberías o recipientes sometidos a variaciones bruscas de temperatura fueron objeto de minucioso estudio ya desde las primeras instalaciones realizadas. Este interés fue promoviendo la adopción de diversos métodos para solucionarlo.

En principio, se limitaban a permitir la suficiente tolerancia entre los puntos de guía ya dejar extremos libres. Poco a poco, el mejor conocimiento de los límites elásticos del metal u otros materiales y su relación con diversas figuras geométricas fueron dando paso a los llamados “sistemas autocompensados” que, mejorados sucesivamente, continúan siendo perfectamente viables hoy en día.

El siguiente paso se dio mediante la invención de elementos compensadores más reducidos, adoptados forzosamente cuando no se disponía del espacio libre suficiente para proyectar con seguridad. Entre ellos se encuentran las “liras” o “pipe loops” y las “figuras de deformación”, igualmente empleadas ambas hasta nuestros días.

Reducidas de nuevo las dimensiones, se descubrió el sistema de compensación compacto, o compensador de dilatación propiamente dicho, nacido aprovechando la experiencia del cálculo geométrico de sistemas reducidos y adaptados al trabajo con materiales de alto límite elástico, menor espesor y por consiguiente dotados de mayor elasticidad.

Aparecen así los primeros compensadores conocidos como “lentejas”, contruidos en base a dos fondos de calderería opuestos entre sí o diversas láminas de acero embutidas en forma de “S” y soldadas entre ellas en crestas y senos de cada onda perimetralmente.



No obstante el considerable desarrollo que suponía el disponer de estos elementos, aún utilizados en nuestros días para algunas aplicaciones concretas, nace en 1885 un invento que revoluciona esta industria y se mostrará mucho más eficaz que el resto, llegando prácticamente igual hasta nuestros días. Nos referimos al primer fuelle de compensación sin soldadura circunferencial de todo lo cual hablaremos a partir de ahora.

DESCRIPCIÓN DE LOS DIFERENTES SISTEMAS DE COMPENSACIÓN

Se entienden como tales todos aquellos tramos de tubería limitados por dos puntos fijos, que son autosuficientes para absorber en sí mismos las diferencias de longitud debidas a dilatación y por consiguiente las fuerzas y tensiones derivadas de esta.

En la disposición de los mismos debe tenerse en cuenta, que la dilatación puede obligar a la tubería en más de un sentido (axial, lateral o vertical).

Se ha de prever pues, la adopción de los elementos de compensación de dilataciones más adecuados en cada caso de los cuales describimos a continuación los más conocidos.

AUTOCOMPENSADOS

Denominaremos así aquellos sistemas en los cuales sólo interviene el propio trazado y la tubería para absorber la dilatación.

Para que un sistema sea autocompensado, no pueden existir líneas rectas limitadas por puntos fijos.

En todo sistema de compensación y especialmente en los autocompensados, los cambios de nivel al variar la dirección de la tubería favorecen la elasticidad.

Estos sistemas constan en general de otros varios; segmentos o subdivisiones; que se calculan con independencia unos de otros y se aíslan entre sí mediante puntos fijos.

Normalmente se pretensan o estiran en frío al 50%. Pretensado significa que se deja una distancia libre de montaje a temperatura ambiente entre dos puntos de conexión.

La distancia se estima, en forma general, como la correspondiente a la mitad de la dilatación total a compensar ($\frac{1}{2} \Delta_L$).

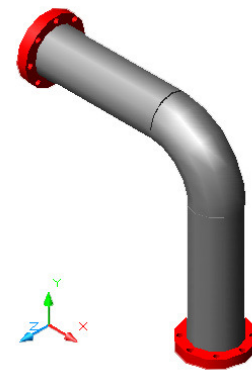
Antes de la puesta en servicio se cierra la conexión y la tubería quedará pre-estirada o pretensada como ya hemos denominado antes.

El objeto es favorecer la longevidad de la conducción, evitándole una tensión excesiva cuando se encuentra a régimen de trabajo.

V = Distancia de pretensado.

Δ_L = Dilatación real.

t_m = $t_e - t_{min}$.



$$\Delta_T = t_{\text{máx}} - t_{\text{mín.}}$$

$$V = \frac{\Delta_L}{2} - \frac{\Delta_L \cdot t_m}{\Delta_T}$$

$t_{\text{máx}}$ =Temperatura de diseño.

$t_{\text{mín}}$ =Temperatura mínima posible.

Δ_T =Variación entre $t_{\text{máx}}$ y $t_{\text{mín.}}$

t_e =Temperatura ambiente de montaje.

La tensión máxima admisible para cada material se obtiene de la información técnica que proporciona el fabricante y en el caso de tubería, en acero carbono, un valor seguro para estar dentro de su campo elástico:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{máx.adm caliente}} &= 10390 \text{ kg/mm}^2 \\ \sigma_{\text{máx.adm frio}} &= 15700 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

SISTEMAS REDUCIDOS - LIRAS

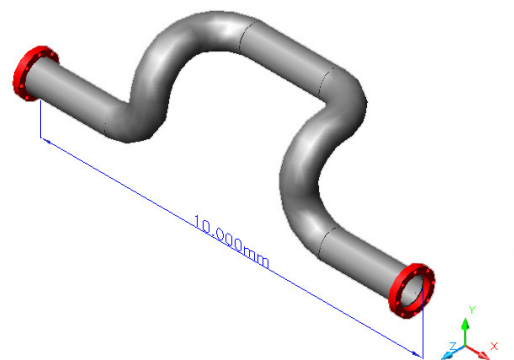
Se entienden por tales los lazos o curvas artificiales de tubería adoptados cuando no resulta posible adoptar otro medio sugerido anteriormente (autocompensar).

Existen varios tipos cuya ejecución depende del ámbito en que se desenvuelve la tubería, el costo previsto, el espacio disponible y el criterio del diseñador.

Es posible disponer estas construcciones en planos horizontales o verticales; en estos últimos si son invertidas debe preverse la colocación de purgadores.

La lira en “V” se adoptaba en entreplantas para valores de dilatación reducidos y secciones de tubo pequeñas. Su costo es reducido y normalmente se conforma con tubo cintrado en caliente, técnica actualmente en desuso por el notable coste de la mano de obra necesaria.

La lira en “U” es la más difundida para cualquier sección de tubo, normalmente preconstruída en taller mediante codos y secciones rectas de tubería normalizados.



Las dimensiones suelen ser considerables, tiene buenos valores de absorción y su coste es medio.

La lira en “omega” es una construcción recomendada solo hasta DN 250 mm. Está conformada con tubo cintrado en caliente resultando muy elástica. Su costo es muy elevado y actualmente es una construcción en desuso.

La lira rectangular resulta de características similares a la forma en “U”.

El cálculo de estos elementos resulta complejo, derivado de los ejemplos para sistemas autocompensados. No obstante lo cual se ha simplificado en gráficas de las cuales adjuntamos algunos de los tipos más frecuentes.

$$L = \sqrt{\frac{3 \cdot \Delta_L \cdot D \cdot E}{2 \cdot \sigma}}$$

Donde:

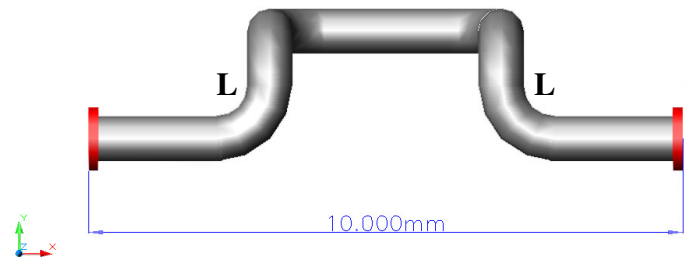
L: longitud rama

Δ_L : dilatación

D: diámetro exterior del tubo

E: módulo de elasticidad (kg/mm²)

σ : tensión máxima admisible



En este tipo de construcciones deben tenerse en cuenta, además de las **pérdidas de carga producidas y posible creación de sifones**, el hecho de que **sus dimensiones suelen ser grandes y comportan sacrificios de espacio y costes adicionales de soportación para situarlas, además de un incremento en metros de calorifugado y peso.**

El procedimiento a seguir para la adopción de liras es el mismo que para otros elementos de compensación, es decir: comenzaremos por realizar el cálculo de la dilatación existente en el tramo de tubería que se proyecta, subdividiendo este en secciones de longitud más corta adaptando los valores de dilatación a los admisibles por cada lira ya que habrá que también adaptar las dimensiones de esta al espacio disponible.

Es muy importante recordar que **entre dos elementos cualesquiera de compensación debe inexcusablemente existir un punto fijo.**

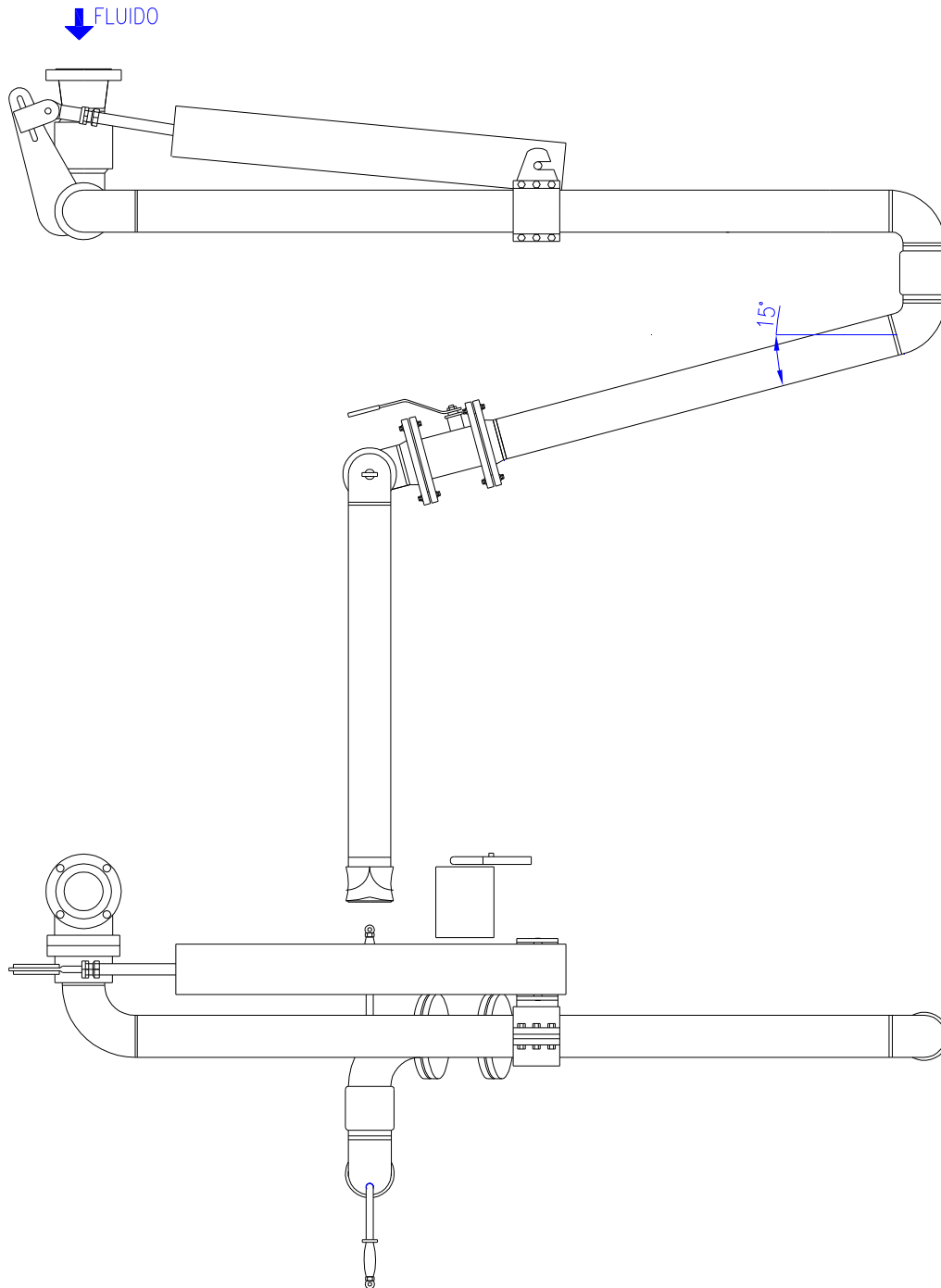
ROTULAS

Se trata de articular la tubería en los puntos en que nos interesa admitir un desplazamiento, mediante un mecanismo giratorio que puede ser una esfera hueca similar a una válvula de bola o bien una articulación giratoria 360° sobre su propio eje.

En ambos casos la estanqueidad se garantiza mediante juntas del material adecuado (Buna, vitón, PTFE etc.) por lo cual se encuentran limitadas en temperatura, sometidas a mantenimiento y vulnerables en cuanto el movimiento se nos marche de lo previsto aunque sea mínimamente.

Su aplicación sobre todo se adapta bien a movimientos con planos de trabajo perfectamente definidos como por ejemplo: brazos de carga para barco, cisternas de camión o ferrocarril, conexión a monoboyas, juntas rotativas y similares.

Detalle de aplicación de Rótulas:



COMPENSADORES DE DILATACION

También llamados JUNTAS DE EXPANSIÓN

Constituyen actualmente los sistemas más compactos de que se dispone para absorber dilatación en tuberías.

Básicamente, se componen de un elemento de deformación mecánica perfectamente hermético, que permite compensar, en un reducidísimo espacio, considerables valores de dilatación.

Existen varios tipos que se diferencian entre sí mediante las funciones de trabajo que son capaces de admitir:

- a) Axiales.
- b) Laterales
- c) Angulares

Además de otras formas combinadas posibles cuyo diseño se realiza para aplicaciones particulares.

COMPENSADORES AXIALES

Es el elemento de absorción de dilatación más sencillo que se conoce.

Se subdividen en:

- De Prensaestopas
- De fuelle metálico
- De fuelle sintético

DE PRENSAESTOPAS

Consiste en un conjunto deformable axialmente, compuesto por dos secciones telescópicas y su correspondiente empaquetadura de estanqueidad.

Este tipo de compensadores actualmente casi en desuso debido a sus limitaciones: **Sólo admite deformación axial, bajas temperaturas de operación en función del material de su empaquetadura y está sujeto a mantenimiento periódico por desgaste de esta.**

DE FUELLE METALICO

Hoy por hoy son los más difundidos y fiables universalmente. Se componen de un fuelle metálico corrugado en forma de ondas paralelas, lo cual le confiere una gran capacidad de deformación, y los correspondientes extremos de conexión.

Soportan elevadas presiones que en función de su diseño pueden alcanzar tranquilamente los 100 kg/cm² y temperaturas de hasta 600 °C sin problemas y superiores bajo diseño.

Son capaces de admitir alternativa o simultáneamente movimientos, axiales, laterales, angulares y vibraciones, sin detrimento de la estanqueidad.

Debido a esta versatilidad, son empleados para absorción de dilatación, vibración o como conexiones flexibles y barreras estancas.

Se encuentran disponibles en una amplia gama de materiales adaptables a cualquier necesidad que va desde el tombak u otras aleaciones del cobre para aplicaciones mecánicas (membranas termostáticas, pulmones, elementos de estanqueidad, etc.) al acero inoxidable que en múltiples calidades es el material más utilizado, así como en superaleaciones para los casos de corrosión (Níquel, Incolloy 825, Inconel, Titanio y otros).

La conexión puede realizarse mediante extremos roscados (recomendable para pequeños diámetros), embridados en cualquier norma conocida o mediante extremos para soldar a tope, por lo cual resultan muy eficaces y económicos en montaje.

La selección se efectúa sobre catálogo de fabricante, en el cual constan los valores de desplazamiento admisible, diámetros, presiones nominales y factores de cálculo (superficie útil y constante elástica), así como las recomendaciones de uso.

Estos valores varían de unos fabricantes a otros ya que aunque existen formas de cálculo universales para los fuelles, no existe una normalización sobre las carreras o desplazamientos estándar, así como tampoco se ha homologado un sistema de cálculo por lo que es frecuente que cada fabricante tenga el suyo contrastado con sus ensayos internos.

La experiencia nos dice que es aconsejable trabajar preferentemente con aquellos que siguen un sistema conocido como por ejemplo las normas **E.J.M.A. utilizadas por CORACI, S.A.** ya que además de la garantía personal se le sabe trabajando bajo un estándar mundialmente conocido.

También es recomendable trabajar solo con material de fabricantes de prestigio, así como que estos dispongan de personal técnico cualificado que estudiará con el diseñador las necesidades de cada proyecto concreto y proveerá las recomendaciones del material necesario para resolverlas con la mayor seguridad y eficacia.

DE FUELLE SINTETICO

Son similares a los de fuelle metálico, sólo que, a diferencia de estos, no suelen tener más de una o dos ondas, el material del fuelle es de **caucho** en diferentes calidades, **PTFE** o **fibras textiles** resistentes a temperatura y su campo de utilización bajo presión y en general, no va más allá de 16 kg/cm^2 .

De CAUCHO: Admiten los mismos movimientos, son económicos y debido a la limitación del material frente a la temperatura (no recomendables a más de $90 \text{ }^\circ\text{C}$) son especialmente utilizados como elementos **antivibratorios**.

Suelen colocarse en la aspiración e impulsión de bombas, torres de refrigeración, etc.

De PTFE: resisten bien la corrosión, mal la presión que cae en picado en cuanto se incrementa la temperatura y medianamente a esta (hasta $230 \text{ }^\circ\text{C}$).

Todos ellos van muy bien para tuberías termoplásticas y de cristal, sobre todo los tipos articulados o atirantados.

De FIBRAS TEXTILES: han sido utilizados y lo son, como bandas textiles para el aislamiento de vibraciones especialmente en ventilación y bajas temperaturas. Posteriormente y con la aparición de las fibras de asbesto - amianto, resistentes a esta se utilizaron en ventilaciones y tiros forzados, siendo prohibido más tarde al descubrir que se trataba de materiales cancerígenos.

La aparición de fibras de vidrio resistentes hasta 400°C así como de las cerámicas, hasta 1100°C ha abierto un nuevo campo si bien limitado ya que estos fuelles presentan problemas de permeabilidad y basan su resistencia a presión en la creación de barreras de diferentes materiales, básicamente : mallas metálicas, fibras, PTFE, y siliconas superpuestas lo cual convierte su cálculo en algo incierto ya que su estructura no es homogénea.

Por otra parte la especialización de los materiales ha convertido estos compensadores en elementos caros, delicados de instalar y sujetos a mantenimiento, por lo cual quedan relegados a conductos de grandes dimensiones donde otras opciones no son posibles, situados siempre en zonas tranquilas donde no haya grandes velocidades de fluido ni arrastre de sólidos y por supuesto jamás y por el momento se pueden utilizar para líquidos.

MAS INFORMACIÓN DISPONIBLE EN: www.coraci.es

APLICACION DE COMPENSADORES AXIALES

En el empleo de este tipo de compensadores, existen dos factores muy importantes a tomar en cuenta:

- 1) El montaje de acuerdo a un sistema de puntos fijos y de guía adecuados.
- 2) Las reacciones que provocan sobre las tuberías.

En función del DN y modelo disponible o propuesto las fórmulas básicas de aplicación serán:

$$C \cdot K_c \cdot N_c$$

C = movimiento nominal

C_{adm} = movimiento admisible

K_c = coeficiente reductor de carrera en función de la temperatura

N_c = número de ciclos de vida si es diferente de 1.000

$$P \cdot K_p$$

P = presión nominal

K_p = coeficiente reductor de presión en función de la temperatura

$$\Delta_L / C_{adm} = n^\circ \text{ total de compensadores axiales necesarios}$$

Δ_L = dilatación axial total

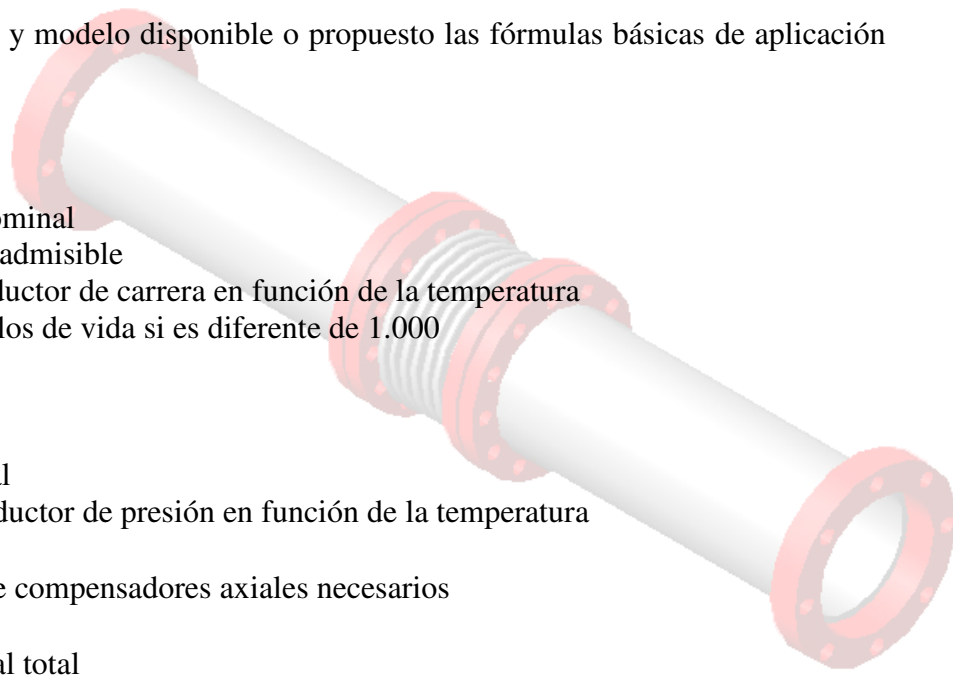
$$F_R = P \cdot A_m + \frac{1}{2} \cdot C_{adm} \cdot R + \sum R$$

F_R = fuerza total ejercida sobre la tubería

A_m = área media efectiva del compensador

R = rigidez del compensador

$\sum R$ = sumatorio de todas las resistencias ofrecidas por las guías a lo largo de la tubería



EJEMPLO DE CÁLCULO:

Línea de tubería en acero al carbono de la cual conocemos que la dilatación

$$\Delta_L = 70,29\text{mm}$$

Fluido → Agua

Presión de trabajo → 8 Bar

Temperatura → 95°C

Verificación de idoneidad de la presión nominal:

Elegimos sobre catálogo un compensador PN16.

$$\text{Condición de idoneidad} \Rightarrow \text{PN} \cdot K_p \geq P_{\text{TRABAJO}}$$

Por tablas, para T=95°C $K_p = 0,84$; $16 \cdot 0,84 = \mathbf{13,44} \geq \mathbf{8} \Rightarrow \text{OK}$

Verificación de idoneidad de la carrera disponible:

Elegimos sobre catálogo un compensador con una carrera de 30mm.

$$\text{Condición de idoneidad} \Rightarrow C \cdot K_c \geq \Delta_{\text{LINEA}}$$

Por tablas, para T=95°C $K_p = 0,84$; $30 \cdot 0,85 = \mathbf{25,5} < \mathbf{70,29} \Rightarrow \text{MAL}$

Posibles soluciones:

- ❖ Si existe una carrera superior, pasar a ella y recalcular a ver si es suficiente.
- ❖ Si no existe carrera superior, montar más de un compensador.

$$25,5 \cdot \mathbf{3} \text{ compensadores} = \mathbf{76,5} > \mathbf{70,29} \Rightarrow \text{OK}$$

Para más información, tablas de K_p y K_c disponibles **en el catálogo de CORACI S.A.**

Suponiendo todo ello para condiciones normales de 1000 ciclos completos de vida. Si se desea un valor mayor, puede operarse introduciendo en la ecuación anterior el coeficiente adecuado según la siguiente tabla:

CICLOS DE VIDA	% MÁXIMO ADMISIBLE DE MOVIMIENTO	FACTOR N_c
500	120	1,2
1.000	100	1
2.000	83	0,83
3.000	77	0,77
5.000	68	0,68
8.000	61	0,61
10.000	58	0,58
30.000	44	0,44
50.000	39	0,39
100.000	33	0,33
200.000	28	0,28
1.000.000	19	0,19

No obstante el fabricante puede proporcionar la hoja de cálculo específica para cada compensador según norma conocida (en este caso E.J.M.A.).

Pero ¿qué es un ciclo?

Por **ciclo** entenderemos un movimiento de extensión y compresión completo de un compensador sometido a las condiciones de diseño y en su defecto de explotación.

Es muy importante observar que el cálculo debe realizarse introduciendo el movimiento alternativo según se realizará realmente como por ejemplo ± 10 y no hacer un cálculo para +10 y otro para -10 o suponer que si hace la extensión y da bien el número de ciclos requerido también dará la compresión e igual número de ciclos, en el segundo caso da mayor número de ciclos pero es erróneo ya que la sollicitación a flexión que se propone es inferior a la realidad.

Actualmente el catálogo de **CORACI, S.A.** dispone de una serie de gamas bien diferenciadas:

COMPENSADORES		DN	APLICACIÓN
MATERIAL	TIPO		
CAUCHO	C-FLEX	12 mm hasta 2.800 mm	General e industria
METÁLICOS	KAPPA-A	12 mm hasta 50 mm	Calefacción y A.A.
	KMC KFC	12 mm hasta 300 mm	Calefacción y A.A.
	HMC HFC	40 mm hasta 2200 mm	Industria
	CMC CFC	1.000mm hasta 10.000 mm	Industria
TEXTILES	TXT	Cualquier dimensión bajo demanda	Industria
TEFLON	PTFE	40mm hasta 500mm (otras bajo pedido)	Ind. Química

que fabrica y distribuye en, para y desde España a diversos países del mundo.

Para **asegurar la instalación** en caso de ausencia del punto fijo por error del instalador o rotura accidental del mismo que provocaría la extensión total de un compensador sometido a presión, **todos ellos pueden ser dotados de un elemento de seguridad patentado por CORACI, S.A. consistente en un dispositivo limitador en extensión y compresión.**

COMPENSADORES LATERALES

También llamados articulados o universales, se construyen en su forma más sencilla en base a un compensador axial de un sólo fuelle, independientemente de que su forma de conexión sea con bridas o extremos para soldar, a los cuales se suelda una placa de anclaje que uniremos mediante tirantes apoyados sobre rótulas esféricas.

Esta configuración permite un movimiento controlado lateralmente sobre un plano circular de 360 °C y por lo tanto la absorción de dilataciones en un sólo sentido o las procedentes de dos sentidos perpendiculares entre sí concurrentes.

En el caso de que la misma forma constructiva incorpore dos fuelles y un tramo intermedio de tubería separándolos, habremos incrementado enormemente su capacidad de absorción tanto más cuanto más separados entre sí estén dichos fuelles; (hay límites) así como minimizado las fuerzas de reacción del compensador sobre la línea de tubería.

La misma técnica pero adoptando tirantes de articulación contruidos con perfiles y bulones, estratégicamente situados determinan un compensador lateral pero con su grado de libertad limitado a un sólo plano, lo cual a veces es necesario.

Los compensadores laterales y en general todos los articulados presentan la gran ventaja de retener en los tirantes la fuerzas de reacción debidas a presión interna, así como en gran parte reducir las debidas a constante elástica del fuelle.

El reducir fuerzas, después de todo lo que hemos expuesto es, evidentemente, una considerable ventaja para el diseñador que puede controlar o limitar la aplicación de estas sobre puntos concretos especialmente delicados.

El cálculo de la deformación de estos compensadores está basado en el comportamiento de una pareja de compensadores angulares según descrito más adelante. No obstante es habitual y preferible que el cálculo de diseño de estos compensadores sea personalizado para cada aplicación concreta. Habitualmente lo suministra el fabricante.

COMPENSADORES ANGULARES

Son elementos de compensación contruidos por un sólo fuelle y tirantes de articulación que obligan a admitir **tan sólo movimientos angulares puros**.

Distinguiremos los angulares simples, limitados a trabajar en un sólo plano, y los dobles ó cardan con un grado de libertad mayor, que trabajan en varios.

Su utilización además de las ventajas mencionadas para los compensadores articulados implica otras adicionales como la de permitir valores de absorción muy importantes y ser especialmente adecuados para altas presiones.

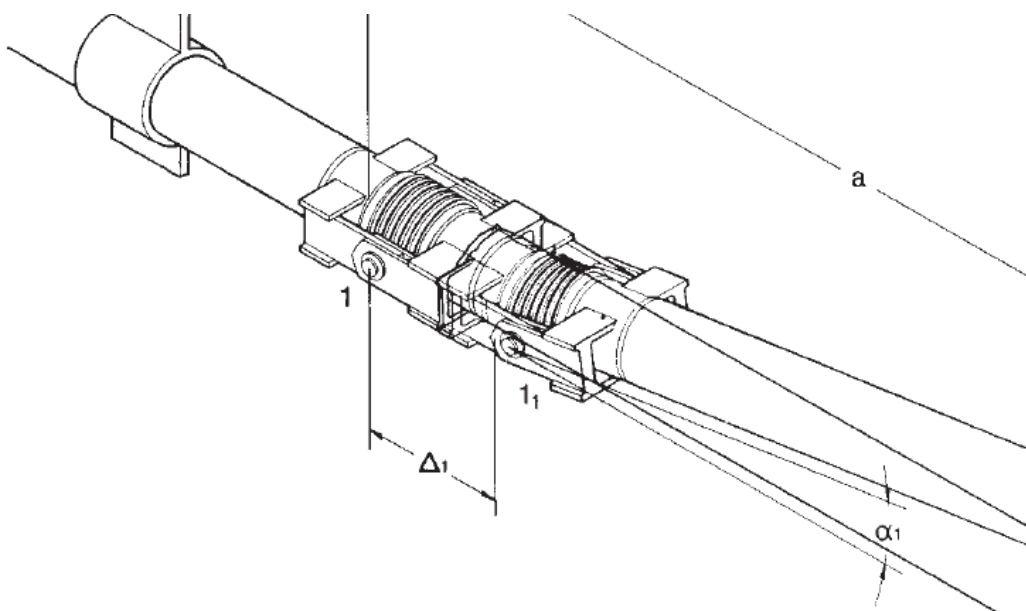
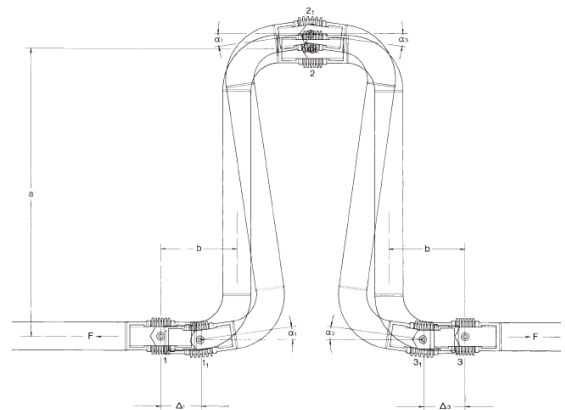
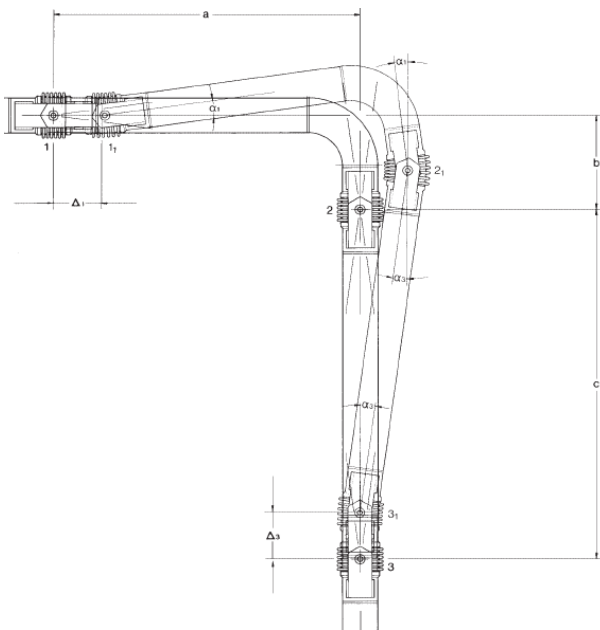
Recomendamos particularmente este tipo de compensadores por la tremenda seguridad que ofrecen y también porque perdonan muchos errores de montaje.

NOTA MUY IMPORTANTE

Estos compensadores por sí solos no constituyen elemento o sistema de compensación de dilataciones alguno.

Es importantísimo observar que se necesitan como mínimo dos y como máximo tres elementos para construirlo.

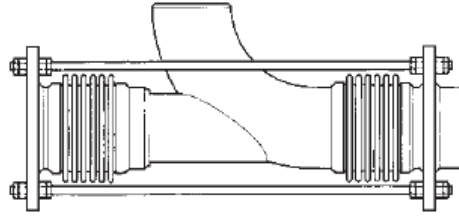
Véanse los ejemplos de aplicación siguientes:



COMPENSADORES A PRESIÓN EQUILIBRADA

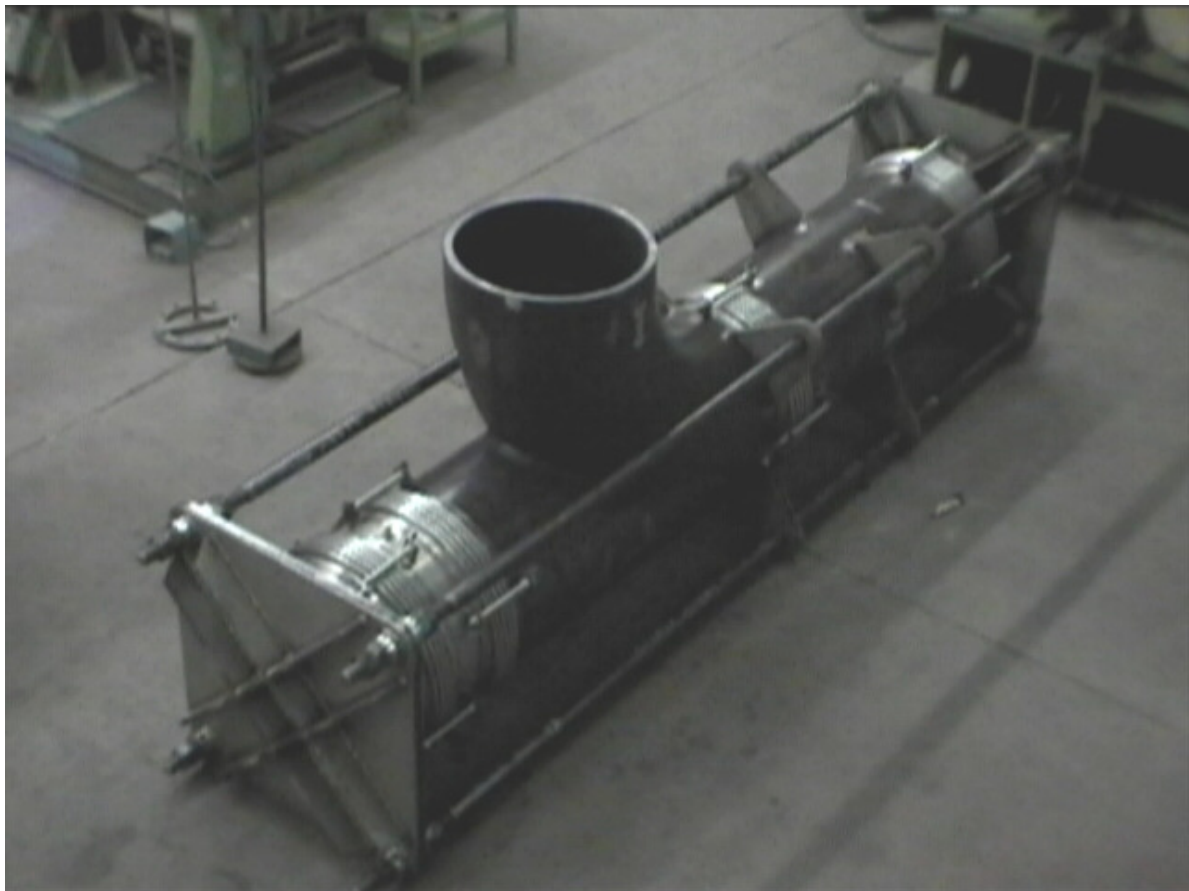
No podemos terminar el tema dedicado a los compensadores sin hablar de los compensadores de presión equilibrada.

En el escalafón de importancia les correspondería el tratamiento de “reyes” de los compensadores, ya que capitalizan sobre sí y en un sistema compacto, todas las ventajas de cuanto expuesto hasta ahora.



Son una combinación de axial y lateral sobre una misma estructura cuyo cálculo resulta complejo para ser detallado aquí, pero que resuelven problemas críticos de otra forma irresolubles, (limitación de espacio, fuerzas, necesidad de resistir alta temperatura, presión y gozar de larga vida todo en conjunto).

En razón de su elevado precio se reservan; como todas las cosas excelentes; para las grandes ocasiones, es decir e industrialmente hablando: están asociados a máquinas muy sofisticadas y de gran coste que necesitan ser protegidas (expanders, turbinas, compresores, reactores y similares) que por otra parte suelen constituir el “corazón” de las instalaciones en el que especialmente nada puede ser dejado al azar.



TUBOS FLEXIBLES

Son elementos elásticos contruidos en base a una estructura tubular más o menos reforzada que puede ser de material sintético (caucho, silicona, PTFE, etc.) o metálico (aleaciones de cobre y más usualmente aceros inoxidables y altos aleados).

A diferencia de los compensadores con los que no deben ser confundidos, ni utilizados como sustitutos de aquellos, su longitud puede ser teóricamente indefinida.

En ocasiones se utilizan para absorber dilataciones pero nunca axialmente, sólo imitando el comportamiento de los sistemas articulados.

Se emplean con mayor seguridad para establecer conexiones flexibles entre dos puntos rígidos que tienen un movimiento relativo entre sí, bien sea cíclico por razones de producción (autoclaves, prensas de bandejas, inyección, refrigeración, etc.) o esporádica (desplazamiento de una máquina, desmontaje de equipos para su traslado o limpieza, etc)

En todo caso **constituyen uniones muy fiables que facilitan el montaje, desmontaje y eliminan o amortiguan efectos indeseables de vibraciones generadas por máquinas así como también tensiones** sobre derivaciones de línea principal hacia aerotermos y otros equipos, con las ventajas de soportar elevadas presiones y altas temperaturas (hasta aprox. 600°C) simultáneamente, en el caso de las tuberías **metálicas** flexibles.

Sus **posibilidades de conexión son innumerables**, cualquier accesorio que pueda ser prensado o soldado es adaptable a un tubo flexible.

Para su selección y forma de colocación, recomendamos seguir las instrucciones sobre catálogo del fabricante según requerimientos del servicio y normativa al respecto.



CONCLUSION

Conocido **el fenómeno de la dilatación, no puede ignorarse.**

Aunque conocer el comportamiento exacto de los materiales resulta en este caso verdaderamente complejo, cada día lo es menos dado el perfeccionamiento de los modelos teóricos contrastados en potentes programas de cálculo y pruebas reales.

Lo verdaderamente importante es que la información de base sea correcta, que el diseñador tenga suficientes conocimientos para crear el modelo por sí mismo si es necesario y que sepa interpretar y valorar los resultados que se le ofrecen.

O lo que es lo mismo, que esté plenamente convencido y seguro de lo que está haciendo.

UN COMENTARIO

La fuerte expansión de la industria en los últimos veinticinco años ha provocado un alud de información imposible de digerir individualmente, razón que ha obligado a implantar normativas que simplifican el trabajo de ingeniería así como grupos de trabajo multidisciplinarios dado que ante la diversidad y complejidad de cada rama el individuo tiende a especializarse.

Un ingeniero o responsable de proyecto encontrará su atención dispersa entre el conjunto de componentes de la planta pero deberá centrarla en el desarrollo del proyecto y su posterior rendimiento, por lo cual de algunas especialidades muy concretas, no tendrá más que un conocimiento muy superficial.

Lo fundamental es que su base de conocimientos generales sea sólida y le permita solicitar, obtener y saber valorar la ayuda que puedan prestarle otros ingenieros y técnicos especializados en la materia.

En cierto modo la función de coordinador general del proyecto es más importante que saber mucho de algo y del resto nada.

Y UN CONSEJO.

EL DISEÑADOR DEBE HACER RESPETAR SU DISEÑO

Cuando hablamos de proyectos de ingeniería y productos técnicos que han requerido toda nuestra atención y un buen montón de horas para especificar los componentes adecuados con los cuales se asegura un resultado satisfactorio, de ninguna forma es aconsejable permitir la introducción de modificaciones.

El buen criterio aconseja escuchar siempre, pero en los casos en que como el presente, la modificación de un punto fijo, de guía, soporte o elemento de compensación puede modificar el comportamiento de toda una línea de tubería, ó se vé muy clara la mejora ó es preferible no ceder a los cambios que suelen proponer sobre la marcha y que pueden acabar por convertir un buen proyecto en un galimatías.

No deje de visitar nuestra página web, solicitar información y catálogos, así como nuestra colaboración. Se la prestaremos encantados. Nuestros objetivos són comunes: realizar buenos proyectos de ingeniería con buenos materiales y contribuir con ello a un desarrollo correcto de nuestra industria basado en la Calidad, Fiabilidad y Garantía.



SEDE SOCIAL / MAIN OFFICES

Albert Einstein 56-62, Naves 19 y 20. Polígono industrial Almeda I
08940 CORNELLA DE LLOBREGAT (Barcelona) España

Tel. 34 93 474 11 11 – Fax: 34 93 377 06 45

e-mail: coraci@coraci.es

web: <http://www.coraci.es>

TALLERES / WORKSHOPS

CORNELLA DE LLOBREGAT (Barcelona) España

