

**UNIVERSIDAD DEL BÍO – BÍO**  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**ANÁLISIS ESTÁTICO Y DINÁMICO  
DE UN SISTEMA DE PIPING.**

Seminario de titulación presentado en conformidad a los requisitos para obtener el Título de Ingeniero de Ejecución en Mecánica.

**Profesor Guía:** Prof. Carlos Salinas Lira, Dr. Sc.

**JORGE ALVARO PROVOSTE ALVIAL.**  
CONCEPCIÓN – CHILE  
2006



## **AGRADECIMIENTOS**

*En esta etapa tan importante de mi vida, quiero dar gracias a las personas que hicieron posible la realización de este trabajo. A mi familia, que con su apoyo lograron la fuerza necesaria para lograr esta meta, a mi profesor guía, el cual siempre me brindó un apoyo irrestricto en las situaciones académicas, a los amigos, compañeros y profesores de nuestro departamento, vaya hacia ellos mis mayores agradecimientos.*

*Junto a las personas antes mencionadas, deseo dar un agradecimiento especial a mi madre, a la que dedico este trabajo, ya que con su amor, sabiduría y paciencia guió mis pasos hacia una meta mutuamente añorada.*

*Gracias ...*

*Jorge.*

## RESUMEN

El presente proyecto de título, tiene como finalidad reunir información básica para enfrentar tanto el diseño, como eventuales intervenciones en la parte práctica de un sistema de piping.

Para llegar a un buen diseño, se consideró pertinente clarificar tanto, los componentes más utilizados y las diferentes cargas que se presentan en los sistemas de piping, como también los trazados de estos sistemas, mostrando las configuraciones más típicas que conforman una red de cañerías.

Junto con lo anterior, se señaló la importancia de los códigos y normativas vigentes para la construcción segura de un tendido.

Después de introducidos en las diferentes consideraciones básicas para el desarrollo de un diseño de piping, se realizó el estudio de los diferentes esfuerzos producidos en una red de cañerías, como también de componentes y equipos conectados a un sistema de piping. Lo anterior nos habilita para comprender el análisis una configuración de cañerías desde el punto de vista estático, utilizando para ello el módulo PIPEPAK de ALGOR, en su versión 17.

Para realizar un análisis completo de un sistema de piping, es imprescindible analizar las cargas dinámicas de este sistema. En esta parte se mostrarán las principales causas y efectos de las fuentes vibratorias en una red de cañerías.

En el análisis de vibraciones de un sistema de piping, se mostró el estudio de la frecuencia natural y de la frecuencia natural acústica de un tendido, con la finalidad de enfrentar el mayor problema producido por las vibraciones, la resonancia, mostrando junto con esto, algunos métodos para evitar la resonancia.

## ÍNDICE

<b>Introducción</b> .....	i
<b>Objetivos</b> .....	ii

### **Capítulo I: Introducción a los Sistemas de Piping.**

1.1	Introducción a los Sistemas de Piping.....	1
1.2	Códigos y Normas de Piping.....	1
1.3	Layout de Piping.....	2
1.4	Las Bases de Diseño.....	5
1.4.1	Presión de Diseño.....	6
1.4.2	Temperatura de Diseño.....	7
1.4.3	Peso Muerto.....	8
1.4.4	La Carga del Viento.....	8
1.4.5	Las Cargas de Hielo y Nieve.....	9
1.4.6	Las Cargas Sísmicas.....	9
1.4.7	Cargas Hidráulicas Transientes.....	11
1.4.8	El Movimiento Relativo de los Anclajes.....	11
1.4.9	Cargas Inducidas por Vibración.....	13

### **Capítulo II: Análisis de Esfuerzos de un Sistema de Piping.**

2.1	Análisis de Esfuerzos de un Sistema de Piping.....	14
2.2	Clasificación de las Cargas.....	14
2.3	Factor Intensificador de Esfuerzos ( <i>SIF</i> ).....	15
2.4	Teorías de Fallas.....	15
2.5	Esfuerzos Solicitantes.....	16
2.5.1	Esfuerzo Longitudinal debido a la Expansión Térmica.....	16
2.5.2	Esfuerzo de Flexión debido al Peso Propio.....	17
2.5.3	Esfuerzo Longitudinal debido a la Presión Interna.....	17
2.5.4	Esfuerzo Circunferencial.....	17
2.5.5	Esfuerzo de Corte por Torsión.....	18
2.5.6	Esfuerzo de Corte Transversal.....	18
2.6	Códigos Requeridos.....	18

### **Capítulo III: Componentes de un Sistema de Piping.**

3.1	Soportes, Restricciones y Refuerzos de Sistemas de Piping.....	23
3.1.1	Terminología.....	23
3.2	Elementos del Sistema de Soportes: su selección y su aplicación.....	25
3.2.1	Restricción.....	25
3.2.2	Soportes.....	25
3.2.3	Refuerzos.....	27
3.3	Juntas de Expansión.....	28
3.4	Válvulas.....	31
3.4.1	Selección del Tipo.....	32
3.4.2	Clasificación de las Válvulas.....	33
3.5	Flanges.....	34
3.5.1	Welding Neck.....	35
3.5.2	Slip-On.....	36
3.5.3	Lap-Joint.....	36
3.5.4	Threaded.....	36
3.5.5	Socket Weld.....	37
3.5.6	Blind.....	37
3.5.7	Clases.....	37

### **Capítulo IV: Equipos Conectados a un Sistema de Piping.**

4.1	Bombas Horizontales.....	38
4.2	Bombas en Línea Vertical.....	41
4.3	Compresores.....	46

### **Capítulo V: Análisis Estático de un Sistema de Piping.**

5.1	Ejemplo de Análisis Estático de un Sistema de Piping.....	50
5.1.1	Planteamiento del Problema.....	50
5.1.2	Modelación en Algor “Modulo Pipepak”.....	52

## Capítulo VI: Vibración en un Sistema de Piping.

6.1	Introducción.....	78
6.2	Fuentes Vibratorias.....	79
6.2.1	Máquinas Rotatorias.....	79
6.2.2	Máquinas con Movimiento Alternativo.....	80
6.2.3	Válvulas de Control.....	82

## Capítulo VII: Cálculo de Frecuencias en un Sistema de Piping.

7.1	Cálculo de Frecuencia Natural Mecánica.....	85
7.1.1	Tramos Rectos de Cañerías.....	85
7.1.2	Evaluación de Frecuencia Natural.....	86
7.2	Frecuencia Natural Acústica.....	88
7.2.1	Cañería de Órgano y Resonador.....	88
7.2.2	Resonador de Helmholtz.....	89
7.2.3	Casos Especiales de fórmulas de Resonadores Múltiples.....	91
7.2.4	Resonador Múltiple consistente en dos resonadores completamente separados.....	93
7.2.5	Resonador Múltiple con Dos Cámaras y un Lazo Cerrado.....	93
7.2.6	Sistema Resonador con dos Cámaras Cerradas.....	94
7.2.7	Sistema Resonador con Garganta Larga.....	94
7.2.8	Cámara con Gargantas Múltiples.....	95
7.2.9	Sistema de Cañería con ramificaciones y Ensanches.....	96
7.2.10	Resonancia Acústica y Factor de Amplificación.....	98

## Capítulo VIII: Soluciones de Problemas Vibratorios.

8.1	Soluciones a los Problemas de Vibración en Piping.....	101
8.2	Modificación debido a Vibraciones Mecánicas.....	101
8.2.1	Variación de la Frecuencia Natural del Sistema.....	101
8.2.2	Inserción de elementos Adicionales a las Líneas.....	102
8.3	Vibración Debido a una Fuente de Excitación Acústica.....	103
8.3.1	Resonadores Sintonizados.....	104

8.3.2 Tanque de Oscilación.....	105
8.3.3 Tanque de Expansión.....	107

**Capítulo IX: Análisis Vibratorios en Piping.**

9.1 Análisis de un sistema de Piping Bajo la Acción de Pulsos.....	109
9.2 Análisis del Sistema bajo la Acción del Viento.....	121
9.3 Análisis Sísmico del Sistema.....	138

<b>Conclusiones.....</b>	<b>145</b>
--------------------------	------------

<b>Bibliografía.....</b>	<b>149</b>
--------------------------	------------

<b>Apéndice A.....</b>	<b>150</b>
------------------------	------------

<b>Apéndice B.....</b>	<b>152</b>
------------------------	------------

## INTRODUCCION

Hoy en día, la creación de cada vez más empresas dedicadas a la producción industrial, hacen que los profesionales relacionados al área productiva y de diseño, tengan un mayor conocimiento en lo que a tendidos de cañerías se refiere. El desarrollo de diseños de sistemas de piping, es una etapa muy importante en el diseño global de una planta industrial, ya que en esta etapa es donde se presentan los mayores costos de diseño y montaje.

Una de las razones del alto costo que implica el diseño y desarrollo de un sistema de piping, es la utilización para esto de profesionales de mucha experiencia en el área. Por lo cual, las simulaciones a través de programas de elementos finitos, como el usado en el presente trabajo, evita tener profesionales de tanta experiencia en cálculos aproximados, realizando cálculos de mayor exactitud y en menor tiempo, lo que implica una baja considerable en las horas ocupadas en diseñar un sistema de cañerías y en los costos que esto implica.

Es necesario señalar, que para la buena utilización del programa, es necesario comprender y conocer de ante mano el funcionamiento de cómo se generan los cálculos, las normativas utilizadas y los diferentes elementos presentes en un sistema de piping. Esto se pretende dar a conocer en el desarrollo teórico de este trabajo, involucrando tanto las variables presentes en el análisis estático como en el dinámico de un sistema de piping.

## **OBJETIVOS**

Objetivo General.

Desarrollar la teoría y los pasos necesarios para el análisis de cargas estáticas y dinámicas de un sistema de Piping a través del modulo Pipepak del software ALGOR V17.

Objetivos específicos.

- Desarrollar las bases de diseño y las normativas utilizadas en la creación de un sistema de piping.
- Mostrar los diferentes elementos presentes en un sistema de piping y equipos conectados a este.
- Analizar los diferentes esfuerzos estáticos producidos por los elementos presentes en el sistema o por la geometría de este, ocupando para estos los datos entregados por el modulo Pipepak de ALGOR, V17.
- Proponer la teoría suficiente para enfrentar las causas de vibraciones, cálculos y soluciones en los problemas vibratorios de un tendido.
- Insertar y analizar cargas dinámicas en un sistema de piping a través del modulo pipepak de ALGOR, V17.

## Capítulo I

---

# **INTRODUCCION A LOS S SISTEMA DE PIPING**

---

## **1.1 Introducción a los Sistemas de Piping.**

El término piping se refiere al trabajo neto global de cañerías, fittings, flanges, válvulas y otros componentes que comprenden un sistema de tuberías utilizado para transportar fluidos. Un sistema usado solamente para transportar fluidos desde un punto a otro, puede componerse de relativamente pocos componentes, como válvulas y fittings, mientras que un sistema utilizado en un proceso químico complejo puede tener una gran variedad de componentes con la finalidad de medir, controlar, condicionar y transportar los fluidos.

En una instalación industrial, los sistemas de piping están expuestos a una gran diversidad de esfuerzos, en conjunto con los vasos, equipos y estructuras conectados a ellos, por lo que es de gran interés llevar a cabo un análisis de estos esfuerzos para poder, de esta manera, asegurar la vida útil de las líneas de cañerías y de los equipos conectados a ellas.

Las causas de los esfuerzos en un sistema de piping se deben al peso muerto del sistema de cañerías, a la presión interna, las dilataciones térmicas y las cargas dinámicas de los equipos que están conectados a ellas, o cualquier perturbación en general.

El diseño, construcción, operación y mantenimiento de varios sistemas de piping involucra el entendimiento de los principios de piping, de las características de los materiales, consideraciones de diseño generales y específicas, de fabricación e instalación, de las pruebas y requerimientos de inspección, además de las regulaciones locales.

## **1.2 Códigos y Normas de Piping.**

El objetivo de los códigos y normas (aparte de fijar las dimensiones) es estandarizar los requisitos mínimos para una construcción segura; en otras palabras,

proporcionar protección pública por la definición de materiales, condiciones de diseño, fabricación e inspección necesarias.

Los códigos usualmente fijan las condiciones para el diseño, los materiales, la fabricación, las pruebas e inspección de los sistemas de piping. En cambio las normas contienen reglas de diseño y construcción, además de requerimientos, para los componentes individuales del sistema de piping, tales como codos, tes, flanges, válvulas, etc.

Cada código tiene límites sobre su jurisdicción, que están precisamente definidos en el mismo código. Similarmente, el alcance de aplicación para cada norma es definido en la misma norma. Por consiguiente, el usuario debe familiarizarse con los límites de aplicación de un código o norma antes de invocar sus requerimientos en documentos de diseño y construcción de un sistema de piping. Algunas normas y códigos serán expuestos en el apéndice A.

Cuando se diseñe un sistema de piping de acuerdo con un código o una norma, el diseñador debe cumplir con los requisitos más restrictivos que se apliquen a cualquiera de los elementos pertenecientes al sistema.

### **1.3 Layout de Piping.**

El layout de un sistema de piping consiste en diseñar asignaciones de ruta dimensionadas de un punto a otro con ramificaciones, válvulas, piping especiales e instrumentos de control.

Uno de los aspectos más importantes de la disposición de piping es la anulación de interferencias con otros recursos en la planta tales como otro sistema de piping, estructuras de acero o concreto, bandejas y tuberías de cables eléctricos, etc. Considerando la flexibilidad del sistema, los efectos de la expansión térmica de las

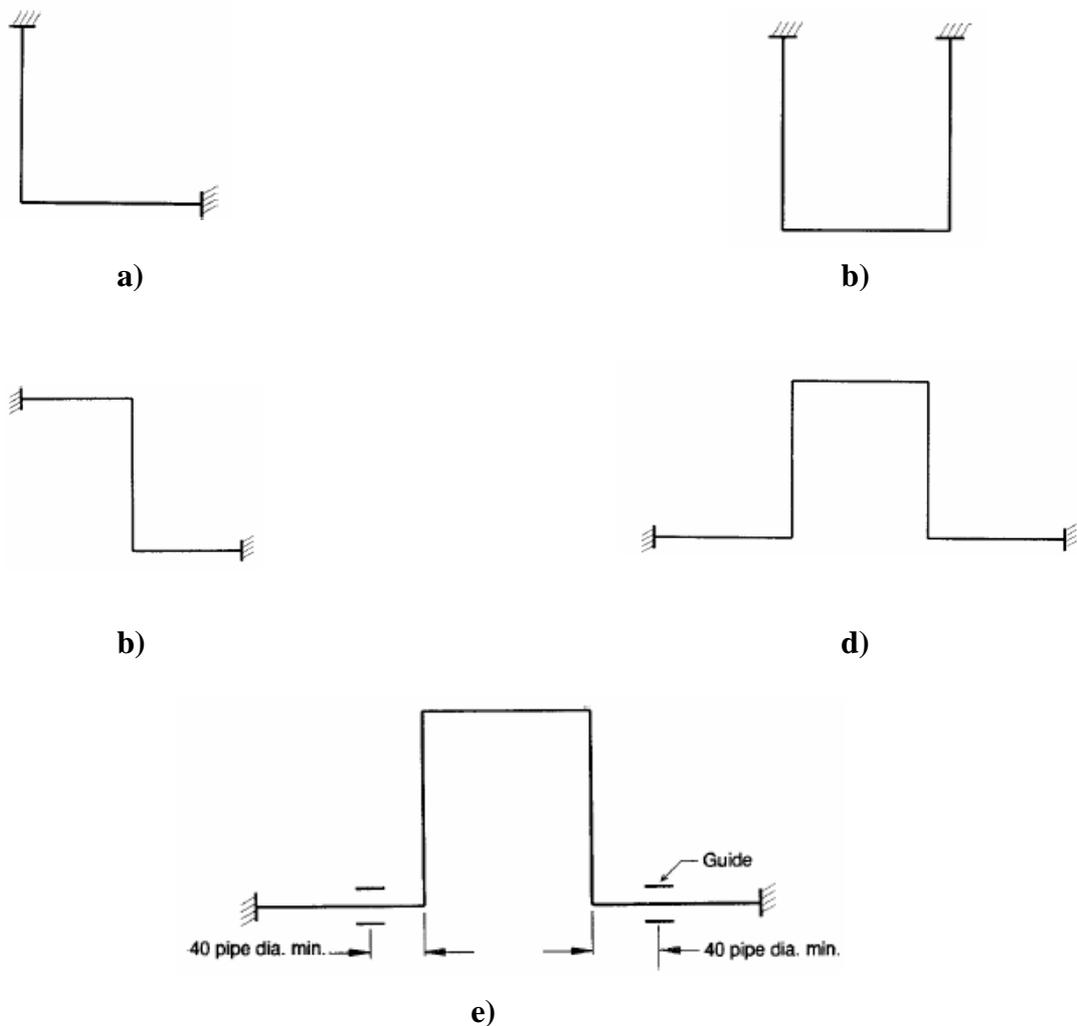
cañerías y fittings, como resultado de los cambios de operación del sistema, no pueden ser pasados por alto durante el layout de cualquier sistema de piping.

El diseñador de sistemas de piping debe asignar flexibilidad al sistema, utilizando la mínima cantidad de cañería, fittings y curvas de expansión, considerando lo siguiente:

- Evitar el uso de una cañería recta entre dos equipos o entre dos puntos de anclaje.
- Un sistema de piping entre dos puntos de anclaje en un solo plano debe, como mínimo ser curvado en L, esto es compuesto de dos tramos rectos de cañería y un solo codo. Una solución preferida en este caso (un sistema entre dos puntos de anclaje) puede ser una serie de dos o más tramos rectos de cañerías en forma de L.
- Un sistema de piping entre dos puntos de anclaje, con el piping en dos planos, puede consistir en dos tramos de cañería con forma de L, por ejemplo un tramo en forma de L en el plano horizontal y otro en el plano vertical.
- Una configuración tridimensional puede constar de una serie de tramos de cañería con forma de L, U y/o Z, estas curvas de expansión son diseñadas en la asignación de ruta normal del sistema.
- Cuando la expansión térmica esperada en cualquier tramo de cañería recta es alta, se debe considerar el uso de un anclaje en el (o cerca del) centro del tramo de cañería, con la finalidad de distribuir la expansión en dos direcciones.
- Para sistemas consistentes en un gran diámetro principal y numerosos ramales pequeños, el diseñador debe determinar si los ramales son lo bastante flexibles como para resistir la expansión en la cabecera principal.

- Los sistemas o equipos en las líneas de desvío pueden estar fríos debido a la falta de flujo, mientras que la cañería principal está operando a la temperatura de diseño, lo que puede resultar en esfuerzos excesivos en los sistemas o equipos en las líneas de desvío.
- Las temperaturas durante la puesta en marcha y las pruebas son habitualmente mayores que aquellas en condiciones de operación.

En suma, el diseñador de piping puede usar una variedad de arreglos, únicos o múltiples, como las configuraciones L, U y Z, como muestran las figuras 1.3.1a hasta 1.3.1e, en la asignación de ruta de cualquier sistema.



**Figura 1.3.1.** Tipos de arreglos: a) configuración en L; b) configuración en U; c) configuración en Z; d) configuración con tramos en L y Z; e) configuración con tramos en L y Z, conjuntamente con guías.

#### 1.4 Las Bases de Diseño.

Para llevar a cabo el desarrollo de un diseño de sistemas de piping, es necesario recurrir a las herramientas que nos entrega disciplinas de la ingeniería, incluyendo resistencia de los materiales, mecánica de fluidos, dinámica y la metalurgia física.

Como se señaló anteriormente, Las expresiones de cálculo, mas significativas se encuentran reunidas en los diferentes códigos y normas disponibles para este tipo de diseño. Estas normas y códigos también hacen hincapié, a las diferentes condiciones de servicio en que se encontrara el sistema de piping.

Las bases del diseño son los *atributos físicos*; *las cargas y condiciones de servicio*; *los factores ambientales* y *factores relacionados con los materiales* que deben ser considerados en el diseño detallado de un sistema de piping, para asegurar su presión de integridad durante la vida del proyecto.

La presión de integridad es la mantención de la presión dentro de un rango determinado, con la finalidad de mantener el nivel de esfuerzos o tensiones dentro de los límites predefinidos según el criterio de diseño. La mantención de la presión de integridad de un sistema de piping, dentro de los límites predefinidos es el mayor objetivo del proceso de diseño.

El propósito de la presión de integridad es determinar el espesor de pared de la cañería mínimo aceptable y los rangos de presión de los componentes en la línea como son, por ejemplo, los fittings y las válvulas.

*Los atributos físicos* son aquellos parámetros que gobiernan el tamaño, disposición y límites dimensionales o proporciones del sistema de piping.

*Las condiciones de servicios* son combinaciones de cargas que ocurren simultáneamente, por lo tanto el sistema de piping debe ser diseñado para resistir sus efectos combinados.

*Los factores ambientales* se refieren a las condiciones de operación que resultan en un deterioro progresivo del sistema de piping, inducido física o químicamente, que pueden finalmente conducir a exceder el límite de presión o a una falla estructural total. Los ejemplos más comunes de factores ambientales son la corrosión, la erosión y el daño físico.

*Consideraciones relacionadas con los materiales* son las propiedades químicas, metalúrgicas y físicas del material componente de un sistema de piping, que pueden finalmente determinar su conveniencia, o no, para un servicio particular.

*Las cargas* son fuerzas, momentos, cambios de presión, cambios de temperatura, gradientes térmicos o cualquier otro parámetro que afecta el estado de esfuerzos del sistema de piping. Típicos ejemplos de cargas son la presión interna, el peso muerto del sistema de piping, las temperaturas transientes, las cargas del viento, etc...

A continuación se da una breve descripción de algunos tipos de cargas que actúan sobre los sistemas de piping y que deben ser consideradas en el diseño y/o análisis de un sistema.

#### **1.41 Presión de Diseño.**

La presión de diseño es la máxima presión que un sistema de piping debe soportar, sin exceder los límites de esfuerzos aceptables definidos por el código aplicado. Esta presión, es mayor en un porcentaje arbitrario, a la presión de operación. Esto es con la finalidad de asegurar que debido a posibles fluctuaciones de presión no existan fallas. Este porcentaje de aumento debe asegurar un margen positivo a la hora de efectuar los cálculos, como el espesor de pared. Además este porcentaje ira aumentando cuanto mas condiciones agresivas o fluctuaciones grandes de presiones se presenten en el tendido a diseñar. Cabe señalar, que se encuentran tres diferentes términos de

presiones en un diseño, como son; presión de operación, la presión de diseño y presión de prueba. Esta última es la presión con la cual se prueba el sistema de piping, antes de su puesta en marcha para probar resistencia y posibles fallas en el montaje. Esta presión por lo general es un 50% mayor que la presión de operación.

#### **1.42 Temperatura de Diseño.**

La temperatura de diseño, es la temperatura a la cual todas las partes del sistema de piping, que contienen presión, cumplirán con los esfuerzos permitidos por el código aplicado. La temperatura de diseño debe ser igual, o mayor, a la máxima temperatura sostenida, que los componentes sufrirán durante el funcionamiento normal y los modos de operación anormales esperados.

La temperatura de diseño de las partes metálicas del sistema que contienen presión, es normalmente asumida igual a la máxima temperatura del flujo. En la determinación de la temperatura de diseño, el diseñador debe considerar los efectos de cualquier fuente interna o externa de calor.

No confundir la temperatura de diseño con la temperatura de operación normal, que es la temperatura alcanzada por el sistema de fluido mientras el sistema está operando en plena carga en estado continuo (condiciones no transitorias). Es más baja que la temperatura de diseño. La temperatura de diseño es usada como base para todo el análisis térmico del diseño, que se relaciona con la integridad estructural del sistema de piping, incluyendo el análisis de flexibilidad térmica, apreciación de la amortiguación de los soportes y establecer los cálculos de los movimientos del o los anclajes, que sean termalmente inducidos. Si un sistema tiene más de un modo de operación normal (por ej.: los sistemas que operan a diferentes temperaturas, o que tienen ramas que corren a temperaturas diferentes para distintos modos de operación), entonces los cálculos de los

múltiples análisis térmicos, para todas las temperaturas de operación normal, deben ser requisito para calificar totalmente el diseño.

### **1.43 Peso Muerto.**

El peso muerto de un sistema de piping se compone de la suma de las cargas distribuidas del peso de la propia cañería más su aislante térmico y/u otros materiales uniformemente aplicados que cubran la cañería, además de la suma de los pesos de cualquier carga concentrada permanentemente instalada, como válvulas, filtros u otras pertenencias de la línea.

Las cargas externas sobre el sistema de piping como las cargas del viento, el hielo, la nieve y el peso de los fluidos contenidos son consideradas como cargas vivas. Ellas difieren del peso muerto en que las cargas vivas pueden ser variables en magnitud y/o el porcentaje de tiempo que ellas actúan durante el periodo de operación del sistema. Una distinción adicional es que los efectos de las cargas vivas pueden ser eliminados de los sistemas de piping mientras que aquellos como el del peso muerto no se pueden eliminar (sin desmontar el sistema, claro).

Los códigos como el ASME *Boiler and Pressure Vessel Code, Section I, Power Boilers*, y ASME B31.1 *Code Power Piping*, requieren que los efectos del peso muerto y otras cargas sostenidas sean consideradas en la verificación de la presión de integridad de los componentes del sistema.

### **1.4.4 La Carga del Viento.**

La mayoría de las instalaciones de sistemas de piping están en el interior de un edificio, donde los efectos de las cargas del viento pueden ser omitidos. Sin embargo, hay un número suficiente de instalaciones de piping al aire libre donde las cargas del viento pueden ser un factor de diseño significativo. La carga del viento, como el peso

muerto, es una carga uniformemente distribuida que actúa a lo largo de la longitud total del sistema, o de la porción que está expuesta al viento. La diferencia con el peso muerto, es que mientras estas cargas están orientadas en la dirección vertical descendente, las cargas del viento están orientadas horizontalmente y pueden actuar en cualquier dirección arbitraria. Puesto que las cargas del viento están orientadas en la dirección horizontal los sistemas habituales para soportar el peso muerto (soportes colgantes y fijos) pueden tener poca o ninguna habilidad para resistir estas cargas. Por consiguiente, cuando la carga del viento sea un factor, se requiere una evaluación estructural separada con las cargas del viento soportadas por el sistema diseñado.

La determinación de la magnitud de la carga del viento se basa en procedimientos empíricos desarrollados para el diseño de edificios y otras estructuras al aire libre. El análisis de los esfuerzos de los sistemas de piping y las cargas soportadas por los sistemas es llevado a cabo usando técnicas que son similares a aquellas aplicadas para el diseño en base al peso muerto.

#### **1.4.5 Las Cargas de Hielo y Nieve.**

Las cargas de hielo y nieve, como las cargas del viento, necesitan ser consideradas en el diseño de un sistema de piping que será instalado al aire libre, particularmente si la instalación es hecha en latitudes extremas. Puesto que las cargas de hielo y nieve actúan en dirección vertical, ellas serán tratadas igual que las cargas de peso muerto. En el diseño, ellas son simplemente adheridas como cargas distribuidas en el análisis del peso muerto.

#### **1.4.6 Las Cargas Sísmicas.**

Bajo ciertas circunstancias es necesario, o deseable, diseñar un sistema de piping que resista los efectos de un terremoto. Aunque las aplicaciones no son extensas, la

tecnología de diseño sísmico de sistemas de piping esta bien desarrollada y accesible. Muchos de los programas computacionales actualmente disponibles para el análisis de esfuerzos en sistemas de piping son capaces de realizar un detallado análisis sísmico estructural y de esfuerzos, en adición al tradicional análisis de peso muerto y flexibilidad térmica.

Debido a costos de construcción más altos y complejidades de diseño introducidas por la aplicación del criterio de diseño sísmico, este tipo de trabajo es normalmente hecho en respuesta a regulaciones específicas, códigos o requerimientos contractuales.

Hay tres métodos de análisis comúnmente utilizados para el diseño sísmico de sistemas de piping: *el método del coeficiente estático, el método de análisis modal del espectro de respuesta y el método de análisis temporal*. El método del coeficiente estático es el más fácil de aplicar, pero debido a los supuestos simplificados, proporciona un diseño muy conservador. El método de análisis modal del espectro de respuesta es más complejo que el anterior y proporciona un diseño menos conservador, este es el método utilizado para el diseño y análisis de la mayoría de los sistemas de piping. El método de análisis temporal es el menos conservador y el más complejo de aplicar, este método se utiliza sólo cuando se requieren resultados más exactos y menos conservadores.<sup>1</sup>

Los costos de diseño asociados con el análisis de un sistema de piping van más allá del simple costo de analizar el sistema de piping “para una carga más”. Un sistema de piping es usualmente una parte secundaria de una gran estructura, típicamente un edificio. Antes de analizar el sistema para determinar su comportamiento sísmico, el analista debe primero desarrollar la función de excitación. Esta involucra un detallado

---

<sup>1</sup> Para mayor información recurrir a MOHINDAR L. NAYYAR. 2000. Piping Handbook. Séptima edición. McGraw-Hill.

análisis de la estructura del edificio, con la finalidad de determinar su respuesta al movimiento de la tierra, asociado con el terremoto postulado. El desarrollo de los postulados del movimiento de la tierra, normalmente requieren la consideración de terremotos actuales, u obtener información de sitios geológicos similares al lugar donde se ubica el sistema de piping que será analizado y donde los terremotos realmente han sido experimentados. Se puede ver que el análisis sísmico del sistema de piping es realmente solo la capa superior de las múltiples capas del ejercicio de diseño, que requieren la consideración de las interacciones dinámicas de un determinado número de complejas estructuras. Tal ejercicio requiere un considerable gasto de recursos humanos y tiempo de computación.

#### **1.4.7 Cargas Hidráulicas Transientes.**

De todas las condiciones de carga que un sistema de piping puede experimentar en servicio, las cargas hidráulicas transientes están entre las más dañinas. Los daños más comunes causados por las cargas hidráulicas transientes son la falla de los soportes de cañería y la estructura soportada.

Dos tipos frecuentes de cargas hidráulicas transientes son: el golpe de agua (*waterhammer*) y la descarga de la válvula de alivio<sup>1</sup>.

El uso de un espesor de pared de cañería, mayor que el requerido por la presión de integridad, ayudará a mitigar los efectos de las cargas transientes.

#### **1.4.8 El Movimiento Relativo de los Anclajes.**

Todos los sistemas de piping requieren algún tipo de sistema de soporte para funcionar apropiadamente. El sistema de piping puede ser sostenido de un edificio u

---

<sup>1</sup> Para mayor información recurrir a MOHINDAR L. NAYYAR. 2000. Piping Handbook. Séptima edición. McGraw-Hill.

otra estructura por tradicionales soportes colgantes de cañerías (*hangers*), o soportado por la tierra sobre pilares, incluso puede ser soportado por otro sistema de piping. Si todos los puntos de apoyo del sistema de piping permanecen inmóviles relativo al sistema de piping y entre sí, el sistema se mantendrá inalterable. Sin embargo, si alguno de los soportes del sistema de piping se desplaza con respecto a la cañería o algún otro punto de apoyo, el sistema de piping intentará seguir aquel movimiento y experimentará un cambio en su estado de esfuerzos. Esta condición es llamada movimiento relativo del anclaje.

El movimiento relativo de los soportes de un sistema de piping puede ser causado por varios fenómenos. Algunas de las causas más comunes comprenden:

- Movimientos relacionados a la expansión térmica de los puntos de conexión a lo largo de un sistema de piping.
- Movimientos relativos (provocados por terremotos) de varios puntos sobre un edificio o estructura, donde el sistema de piping se apoya.
- La expansión térmica o mecánica induce movimientos en la conexión del piping sobre una máquina (*nozzle*), vaso de presión, o un intercambiador de calor.

La cantidad de esfuerzos, o más propiamente el cambio de estado de esfuerzos, que un sistema de piping experimenta por los movimientos relativos del anclaje es función de dos variables: la magnitud del movimiento del anclaje y la rigidez del sistema. Como uno podría esperar, grandes movimientos resultarán en grandes cambios del estado de esfuerzos. También, para una magnitud de movimiento dada, los sistemas de piping más rígidos experimentarán mayores cambios en el estado de esfuerzos que aquellos menos rígidos.

### **1.4.9 Cargas Inducidas por Vibración.**

Las vibraciones en sistemas de piping pueden deberse principalmente a dos causas: flujo interno de la tubería (pulsaciones de presión), y por maquinas conectadas al sistema (compresores, bombas, motores, etc.).

La magnitud y naturaleza de la vibración del sistema dependen de la frecuencia y energía contenidas en la excitación.

Bajos a moderados niveles de excitación periódica, como la que produce el desplazamiento positivo o la velocidad constante de las bombas centrifugas, generalmente no producirán niveles significantes de respuesta en el sistema, siempre y cuando la frecuencia de excitación esté bien alejada de la frecuencia natural de la cañería. Sin embargo si la frecuencia de excitación coincide con la frecuencia natural del sistema puede ocurrir resonancia. Alcanzar el estado de resonancia podría conducir a daños inaceptables en el sistema de piping.

La fuente de excitación asociada al flujo interno del sistema, como la producida por la cavitación y las reducciones extremas, también pueden conducir a la vibración resonante y por consiguiente causar daños en el sistema.

La mitigación de esta clase de problemas usualmente requiere de la reducción del nivel de energía de excitación, o el “fortalecimiento” del sistema de piping.

El objetivo del fortalecimiento del sistema es la reducción de los esfuerzos del sistema a niveles donde las fallas por fatiga sean substancialmente eliminadas. Muchas reducciones de los niveles de esfuerzos pueden ser cumplidas por la eliminación de concentraciones de esfuerzos, a través de la remoción de discontinuidades geométricas. Adicionalmente donde los cambios en la sección sean necesarios, ellos deben efectuarse en forma gradual, con cambios de contorno uniformes y generosos radios de filete.

## Capítulo II

---

# ANALISIS DE ESFUERZOS DE UN SISTEMA DE PIPING

---

## 2.1 Análisis de Esfuerzos de un Sistema de Piping.

El análisis de esfuerzos de piping es una disciplina que está altamente interrelacionada con el layout del sistema de piping y el diseño de los soportes. El layout del sistema de piping debe ser realizado teniendo presente las necesidades de niveles de esfuerzo y soportes del sistema (por ejemplo, suficiente flexibilidad para la expansión térmica). Necesariamente, la solución al layout debe ser iterada hasta satisfacer el balance entre esfuerzos y layout. Una vez finalizado el layout del piping, el sistema de soportes debe ser determinado. La posible localización y tipos de soportes deben ser iterados hasta que todas las necesidades de esfuerzos y otras (por ejemplo, las cargas en las boquillas) sean satisfechas. Los soportes del sistema son entonces diseñados en base a la localización y tipo seleccionados, además de las cargas aplicadas.

## 2.2 Clasificación de las Cargas.

Las cargas pueden ser divididas en dos categorías basadas en la duración de las mismas. En la primera categoría se encuentran las cargas permanentes. Se espera que estas cargas estén presentes a través del funcionamiento normal de la planta. Típicas cargas permanentes son las cargas de presión y peso durante las condiciones de operación normal. La segunda categoría son cargas ocasionales. Estas cargas están presentes a intervalos poco frecuentes durante la operación de la planta. Ejemplos de cargas ocasionales son terremotos, vientos y fluidos transientes tales como golpes de agua (*waterhammer*<sup>1</sup>) o las descargas de válvulas de alivio.

Para efectos de diseño y/o análisis las cargas se pueden dividir en fuerzas externas y cargas por deformaciones térmicas que son aquellas cargas debidas a desplazamientos del piping.

---

<sup>1</sup> Esta es una fuerza de impacto debido a la propagación de ondas de presión producidas por repentinos cambios en el momentum del fluido.

### 2.3 Factor Intensificador de Esfuerzo (*SIF*).

El factor intensificador de esfuerzo es usado como un factor de seguridad para calcular el efecto de esfuerzos localizados sobre el sistema de piping bajo cargas repetitivas. Estos factores se incorporan en el cálculo, con el fin de considerar algunos efectos de cargas no incluidos en el cálculo, pero que no pueden ser evaluados con precisión. En el diseño de piping, este factor es aplicado a soldaduras, fittings, conexiones a ramales y otros componentes de piping donde la concentración de esfuerzos y posibles fallas por fatigas pueden ocurrir. Usualmente métodos experimentales son utilizados para determinar estos factores.

Es reconocido que algunos de los factores intensificadores de esfuerzos para un mismo componente difieren según el código aplicado. Por ejemplo, el código ASME B31.1 exige que el mismo *SIF* sea aplicado al momento flector independiente de la dirección que este tenga, mientras que el código ASME B31.3 necesita que diferentes factores sean aplicados a momentos en el plano y fuera del plano.

Por lo tanto, el analista de esfuerzos tiene que asegurar que apropiados factores intensificadores de esfuerzo del código aplicable sean utilizados.

### 2.4 Teorías de Fallas.

Las teorías de fallas más comúnmente utilizadas en la descripción de esfuerzos de los piping son la teoría del esfuerzo principal máximo y el criterio de Tresca<sup>1</sup>.

La teoría del esfuerzo principal máximo formula las bases para los sistemas de piping gobernados por el código ASME B31.

El criterio de Tresca es más exacto que la teoría del esfuerzo principal máximo para predecir las fallas por fluencia (*yielding*) y fatiga en metales dúctiles.

---

<sup>1</sup> Para mayor información recurrir a MOHINDAR L. NAYYAR. 2000. Piping Handbook. Séptima edición. McGraw-Hill.

## 2.5 Esfuerzos Solicitantes.

Los esfuerzos en la pared de una cañería se pueden clasificar de acuerdo a su dirección en:

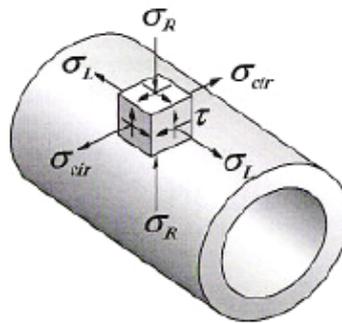
$\sigma_L$  = Esfuerzo longitudinal. Este esfuerzo tiende a romper la pared de la cañería a lo largo de una circunferencia (el código B31 lo designa por  $S_L$ ).

$\sigma_{cir}$  = Esfuerzo circunferencial. El cual tiende a romper la pared de la cañería a lo largo de una generatriz.

$\sigma_R$  = Esfuerzo radial. Cuyo valor es significativamente menor que los anteriormente nombrados, razón por la cual generalmente se desprecia.

$\tau$  = Esfuerzo de corte. Cuyo valor adquiere importancia en relación directa con el momento torsor ocasionado por las dilataciones térmicas.

La Fig. 2.5.1 ilustra los esfuerzos en la pared de una cañería.



**Fig. 2.5.1.** Cañería con prisma de esfuerzos.

### 2.5.1 Esfuerzo Longitudinal debido a la Expansión Térmica.

La dilatación de un tramo de cañería, debido a un cambio de temperatura, produce un momento flector  $M_{et}$  en los tramos perpendiculares a este. Para una cañería recta, el esfuerzo debido a  $M_{et}$  se calcula como:

$$S_{et} = \frac{M_{et}}{Z} \quad (2.5.1.1)$$

donde  $Z$  es el módulo resistente de la sección circular. Para una cañería curva, el esfuerzo se calcula según:

$$S_{et} = i \cdot \frac{M_{et}}{Z} \quad (2.5.1.2)$$

donde  $i$  es un factor de intensificación de esfuerzos.

### 2.5.2 Esfuerzo de Flexión debido al Peso Propio.

El peso propio de la cañería produce esfuerzos de flexión, sin embargo, se pueden despreciar cuando el sistema tiene la soportación adecuada. Este esfuerzo se calcula como:

$$S_{pp} = \frac{M_{pp}}{Z} \quad (2.5.2.1)$$

donde  $M_{pp}$  es el momento flector debido al propio peso.

### 2.5.3 Esfuerzo Longitudinal debido a la Presión Interna.

La fuerza que ejerce la presión interna  $p$  al actuar sobre un área  $A_i$  transversal al eje de la cañería, produce un esfuerzo longitudinal cuya expresión de cálculo es:

$$S_{lp} = p \cdot \frac{A_i}{A_m} \Rightarrow S_{lp} = \frac{pD_o}{4t_n} \text{ o } S_{lp} = \frac{pd_n^2}{D_n^2 - d_n^2} \quad (2.5.3.1)$$

donde:

- $D_o$  = Diámetro exterior de la cañería.
- $d_n$  = Diámetro interior, nominal, de la cañería.
- $t_n$  = Espesor de pared, nominal, de la cañería.

### 2.5.4 Esfuerzo Circunferencial.

La presión interna  $p$  al actuar sobre la pared de la tubería en la dirección radial produce un aumento en el diámetro de esta, lo que se traduce en la aparición de un esfuerzo circunferencial determinado por la expresión 2.5.4.1:

$$\sigma_{cir} = \frac{p(D - 2t)}{2t} \quad (2.5.4.1)$$

### 2.5.5 Esfuerzo de Corte por Torsión.

En los tendidos de cañerías espaciales, las fuerzas externas y las fuerzas debido a la dilatación térmica producen torsión  $T$ , esto lleva a la aparición de esfuerzos de corte, que se calculan como:

$$\tau_T = \frac{T}{2Z} \quad (2.5.5.1)$$

### 2.5.6 Esfuerzo de Corte Transversal.

En general, el esfuerzo de corte  $\tau_D$  debido a cargas transversales se puede despreciar, ya que se trata de sistemas esbeltos.

## 2.6 Códigos Requeridos.

Hay varios códigos ASME y ANSI que gobiernan el análisis de esfuerzos de diferentes tipos de piping. Estos códigos contienen datos de referencia básicos, formulas y ecuaciones necesarias para el diseño y análisis de esfuerzos de piping.

Para validar un diseño bajo las reglas del código correspondiente, el sistema de piping completo debe ser analizado entre anclajes para los efectos de expansión térmica, peso, otras cargas sostenidas y las cargas ocasionales.

A continuación se da una descripción del código ASME B31.3, con el objetivo de ilustrar la metodología y ecuaciones que utiliza en el diseño y análisis de sistemas de cañerías, ya que será este código el se utilizará en el análisis de los ejemplos posteriores:

El ASME B31.3 Process Piping Code proporciona sólo un medio de guía al diseñador para analizar el diseño de un sistema de piping, proporcionando las ecuaciones simplificadas para determinar los niveles de esfuerzos, espesores de pared, o la selección adecuada de componentes y los criterios de aceptación para las pruebas a

realizar en el sistema. El código no proporciona ninguna instrucción sobre como diseñar el sistema.

Los tipos de plantas para los cuales el código B31.3 es usualmente seleccionado son instalaciones que manejan fluidos tales como: sólidos fluidizados; químicos crudos, intermedios o finalizados; petróleo y sus derivados; gas; vapor; aire y refrigerantes (que no estén cubiertos por el código B31.5).

Los esfuerzos admisibles que establece el código B31.3 para el material de un sistema de piping o un componente de piping se basan en el límite de fluencia (*yield point*) o el esfuerzo último (*tensile strength*) para temperaturas frías a moderadas, o se basa en razones de creep o esfuerzo para ruptura en elevadas temperaturas de servicio<sup>1</sup>.

El termino “ $S_c$ ” es el esfuerzo admisible para un material a la condición *cold* (fría), que incluye a los sistemas de piping para servicios criogénicos, o la temperatura ambiente de instalación para piping destinados a servicios de alta temperatura.

Otro termino es “ $S_h$ ”, que representa el esfuerzo admisible para el material a la condición de operación *hot* (caliente), que puede ser la temperatura de diseño para sistemas que operen a alta temperatura, o la temperatura ambiente para servicios fríos o criogénicos.

Los valores para “ $S_c$ ” y “ $S_h$ ” están tabulados en el apéndice A, Tabla A-1, del código B31.3 para la mayoría de los materiales empleados en el montaje de sistemas de piping para refinerías.

El código también presenta una guía para verificar los niveles de esfuerzos cíclicos, que se basa en altos esfuerzos a bajo número de ciclos. En un sistema vibrando el esfuerzo de interés se produce a bajos esfuerzos y alto número de ciclos.

---

<sup>1</sup>Para mayor información consultar WOODS, GLYNN E. y BAGULEY, ROY B.. 2001. Casti Guidebook ASME B31.3. Tercera edición.

El rango de esfuerzos cíclicos admisibles por el código, “S<sub>A</sub>”, se basa en parte en el número de ciclos térmicos o equivalentes que el sistema experimentará en su vida operativa. La tabla 2.6.1 tabula un factor utilizado para determinar “S<sub>A</sub>”, llamado factor de reducción del rango de esfuerzos “f”.

**Tabla 2.6.1.** Rango factor de reducción de esfuerzos

Número de Ciclos	Factor <i>f</i>
0 – 7000	1.0
7000 – 14000	0.9
14000 – 22000	0.8
22000 – 45000	0.7
45000 – 100000	0.6
Sobre 100000	0.5

Un sistema de piping vibrando puede fácilmente experimentar más de 500.000 ciclos de esfuerzo en un solo día, por lo que la filosofía del factor de reducción de esfuerzos no es aplicable para sistemas de piping vibrando. El código no guía como analizar bajos esfuerzos y altos números de ciclos en sistemas de piping vibrando.

Para realizar estos análisis se recomienda lo siguiente:

1. Calcular el nivel de esfuerzos causado por el desplazamiento en la cañería vibrando, “S<sub>E</sub>”.
2. Estimar el número de ciclos de vibración esperados del sistema de piping durante la vida de la planta.
3. Entrar a las curvas de fatiga del código ASME BPV, y para el material de la cañería determinar si el punto de intersección esfuerzo/ciclo es menor que la

curva de fatiga. Las curvas de fatiga son presentadas en el apéndice 5-Mandatario del ASME BPV Sección VIII División 2<sup>1</sup>.

Para distintas condiciones de operación, el número de ciclos equivalentes se puede calcular con la expresión siguiente:

$$N_e = \left(\frac{S_1}{S_A}\right)^n \cdot N_1 + \left(\frac{S_2}{S_A}\right)^n \cdot N_2 + \dots + \left(\frac{S_D}{S_A}\right)^n \cdot N_D \quad (2.6.2)$$

donde:

- $n$  = constante del material.
- $N_1$  = número de ciclos produciendo una sobrecarga de esfuerzo  $S_1$ .
- $N_D$  = número esperado de ciclos de operación en la base de diseño normal.
- $S_D$  = esfuerzo calculado correspondiente.
- $S_A$  = rango de esfuerzo admisible para 7000 ciclos.

La seguridad de un sistema de piping sujeto a cambios de temperatura y que resultan en desplazamientos termal es determinado por el análisis de flexibilidad realizado para prevenir lo siguiente:

1. Sobretensión en componentes de piping.
2. Sobretensión en la estructura de apoyo.
3. Fugas en las uniones.
4. Sobretensión en las conexiones a equipos.

Las ecuaciones gobernantes del código ASME B31.3 son las siguientes:

*Esfuerzos debido a cargas sostenidas:*

La suma del esfuerzo longitudinal “ $S_L$ ” debido a la presión, peso y otras cargas sostenidas no debe exceder el esfuerzo máximo admisible a la temperatura del material de la cañería “ $S_h$ ”. Es decir:

---

<sup>1</sup>Para mayor información consultar WOODS, GLYNN E. y BAGULEY, ROY B.. 2001. Casti Guidebook ASME B31.3. Tercera edición.

$$S_L \leq S_h \quad (2.6.3)$$

*Esfuerzos debido a cargas ocasionales:*

La suma de los esfuerzos longitudinales debido a la presión, peso y otra carga sostenida más el esfuerzo producido por las cargas ocasionales como los terremotos o el viento no debe exceder  $1.33S_h$ . Las cargas producidas por terremotos y el viento necesitan no ser consideradas como actuando simultáneamente.

*Rango de esfuerzos debido a las cargas de expansión:*

El rango de esfuerzos por desplazamiento “ $S_E$ ” no debe exceder el rango de esfuerzos por desplazamiento admisible “ $S_A$ ”. Es decir:

$$S_E \leq S_A \quad (2.6.4)$$

Donde:

- $S_E = \sqrt{(S_b^2 + 4S_t^2)}$ .
- $S_b =$  esfuerzo flector resultante, psi.  

$$= \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{Z}$$
- $M_i =$  momento flector en el plano, in·lb.
- $M_o =$  momento flector fuera del plano, in·lb.
- $i_i =$  factor intensificador de esfuerzo en el plano.
- $i_o =$  factor intensificador de esfuerzo fuera del plano,
- $S_t =$  esfuerzo torsional, psi.  

$$= \frac{M_t}{2Z}$$
- $M_t =$  momento torsional, in·lb.
- $S_A =$  rango de esfuerzo admisible por desplazamiento.  

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

$$= f[1.25(S_c + S_h) - S_L] \text{ donde } S_h \geq S_L.$$
- $S_c =$  esfuerzo básico admisible a la temperatura mínima del metal, psi.
- $f =$  factor de reducción de esfuerzo, obtenido de la tabla 2.6.1.

## Capítulo III

---

# COMPONENTES DE UN SISTEMA DE PIPING

---

### 3.1 Soportes, Restricciones y Refuerzos de Sistemas de Piping.

La temperatura de servicio puede introducir suficiente esfuerzo termal o disminuir la resistencia del material de tal manera que el sistema requiera asistencia estructural suplementaria. Limitar la línea de movimiento a locaciones específicas puede ser deseable para proteger los equipos conectados al sistema, controlar la vibración, o resistir influencias externas como el viento, terremotos o cargas de golpe.

Para piping donde la temperatura de servicio introduce suficientes cambios de dimensión además de reducción en la resistencia del material, el diseño adecuado de soportes, restricciones y refuerzos, necesita un apropiado entendimiento de las cargas localizadas y los efectos de gradientes térmicos en condiciones de alta temperatura y alta presión de pared, y razonable entendimiento de los cambios térmicos atendiendo a las necesidades de servicio, incluyendo las situaciones de emergencia.

El diseño de los soportes de la cañería, las restricciones y los refuerzos, simultáneamente con el establecimiento del layout, ofrece la ventaja de una instalación más económica.

Una discusión de los problemas involucrados en la ubicación y diseño eficaz de soportes y restricciones se puede desarrollar solo si los términos utilizados para describirlos están claramente definidos y sus funciones se entienden claramente, por lo que a continuación se define una serie de términos que pueden ser de utilidad.

#### 3.1.1 Terminología<sup>1</sup>.

*Restraint (Restricción).* Cualquier artificio que previene, resiste o limita al libre movimiento termal del piping.

---

<sup>1</sup> Terminología obtenida de THE M.W. KELLOG COMPANY. 1958. Design of Piping System.

*Support (Soporte)*. Un artefacto usado específicamente para sostener una porción de peso del sistema de piping, además de cualquier carga vertical impuesta.

*Brace (Refuerzo)*. Un artificio primeramente destinado a resistir desplazamientos del piping debido a cualquier otra fuerza distinta a aquellas producidas por la expansión termal o la gravedad.

*Anchor (Anclaje)*. Una restricción rígida que proporciona plena fijación. Es empleada para propósitos de restricción, pero usualmente también es empleada como soporte o refuerzo.

*Stop*. Un artefacto que permite rotación pero impide el movimiento de traslación en por lo menos una dirección a lo largo de cualquier eje deseado. Si se impide el movimiento de traslación en ambas direcciones a lo largo del mismo eje, es preferible aplicar el término *double-acting stop*.

*Two-axis Stop*. Un artefacto que limita el movimiento de traslación en una dirección a lo largo de cada uno de los dos ejes.

*Limit stop*. Un artefacto que restringe el movimiento de traslación a una cantidad limitada en una dirección a lo largo de cualquier eje.

*Guide*. Un artefacto que impide la rotación alrededor de uno o más ejes debida a un momento flector o a la torsión.

*Hanger*. Un soporte por el cual el piping es suspendido de una estructura y cuya función es sostener el piping.

*Resting o Sliding Support*. Un artefacto que proporciona soporte al sistema, y se ubica bajo este, pero no ofrece otra resistencia que fricción al movimiento horizontal.

*Rigid Support*. Un soporte que proporciona rigidez en por lo menos una dirección.

*Resilient Support.* Un soporte que incluye uno o más miembros altamente elásticos (por ej.: resortes)

*Constant-effort Support.* Un soporte que es capaz de aplicar una, relativamente constante, fuerza a cualquier desplazamiento en su rango de operación útil (por ej.: contrapeso).

*Damping Device.* Un disipador de energía u otro artefacto friccional que aumenta el amortiguamiento del sistema, ofreciendo alta resistencia contra el rápido desplazamiento causado por cargas dinámicas, mientras permite esencialmente movimiento libre bajo desplazamientos muy gradualmente aplicados.

### **3.2 Los Elementos del Sistema de Soporte: su selección y su aplicación.**

#### **3.2.1 Restricción.**

Las restricciones a las expansiones térmicas son inevitables en las conexiones terminales del sistema de piping a equipos, vasos, etc., y pueden ser deseables restricciones adicionales para controlar la posición, esfuerzos o reacciones en localidades seleccionadas. Los resultados obtenidos de cada restricción adherida son función de su localización, la dirección y el grado de limitación impuesta.

En general, cada restricción adherida reduce la flexibilidad inherente del sistema; sin embargo, donde hay un margen suficiente en el rango de esfuerzos admisibles pueden ser deseables anclajes adicionales para definir el comportamiento de sistemas complejos bajo condiciones de operación alternas, para proteger la cañería de una disminución en la rigidez debido a la reducción de la sección o las altas temperaturas, o para aislar vibraciones mecánicas y para cambiar la frecuencia natural con el objetivo de minimizar la amplitud y evitar resonancia.

### 3.2.2 Soportes.

El sistema de piping con sus anclajes terminales y restricciones parciales ya establecidas, debe ahora ser explorado para comprobar su adecuado funcionamiento sin que lo pongan en problemas todas las cargas gravitacionales, incluyendo el peso de la cañería, el aislamiento, el contenido, los fittings, las válvulas, o cualquier peso que pueda ser involucrado.

El espaciamiento de soportes sobre una línea horizontal de cañería, en una región abierta, es dependiente solo de la resistencia de la cañería. Por otra parte, entre los límites de una unidad de proceso, el espaciamiento de soportes es ampliamente determinado por el espaciamiento de columnas localizadas convenientemente.

Las mayores cargas concentradas, como las producidas por las válvulas, se deben situar próxima a un punto de apoyo.

Una práctica común para piping pertenecientes a una unidad de proceso es una deflexión en el orden de 0.5 a 1 pulgada. Para piping en campo (*yards*) o para líneas de transmisión por tierra un valor alrededor de 1.5 pulgadas es generalmente aceptable. Para piping de poder (*power piping*) una deflexión límite tan pequeña como 1/8 de pulgada, es especificada por algunos diseñadores<sup>1</sup>.

La deflexión para un tramo dado puede ser aproximada por la ecuación (3.2.2.1) de deflexión para la viga relacionada:

$$\delta = 17.1 \cdot \left( \frac{w \cdot l^4}{E \cdot I} \right) \quad (3.2.2.1)$$

donde:

$I$  = Momento de inercia, in<sup>4</sup>.

$l$  = Span de la cañería, ft

$\delta$  = Deflexión, in.

<sup>1</sup> Información obtenida de THE M.W. KELLOG COMPANY. 1958. Design of Piping System.

$E$  = Módulo de elasticidad, psi.

$w$  = Peso total unitario, lb/ft.

Cuando una cierta cantidad de pendiente sea deseada, soportes tipo *hangers* son generalmente necesarios en orden a mantener una razonable uniformidad en la estructura soportada.

Los soportes rígidos (*tipo rigid*) son apropiados para sistemas que involucran largas cañerías horizontales con pequeña expansión vertical diferencial. Para condiciones donde un sustancial aumento o disminución de la reacción del soporte (bajo cambios en la posición de la línea) pueda ser tolerado, soportes tipo *resilient* ofrecen una económica elección. Donde la reacción uniforme del soporte debe ser mantenida sobre un rango de movimiento, aun cuando la carga sobrepase el límite establecido y esta condición no la pueda satisfacer el diseño elástico del sistema, soportes tipo *constant effort* deben ser utilizados.

### 3.2.3 Refuerzos.

Habiendo proporcionado una deseable restricción a la expansión termal y un adecuado sistema de soportes para los efectos gravitacionales, el próximo paso es proporcionar refuerzos adecuados para otras cargas que puedan ser previstas. Algunas fuentes de estas cargas incluye a: líneas expuestas al viento; vibraciones mecánicas o de flujo transmitidas por bombas, compresores, turbinas u otros equipos del proceso; terremotos; golpe de agua (*waterhammer*); impacto debido al establecimiento repentino de flujo (como sobre la válvula de alivio).

La protección de un sistema de piping contra tales influencias puede ser alcanzada a través de:

- Minimizar la influencia de estas fuerzas; por ejemplo la eliminación del desbalanceo.
- Controlar el movimiento resultante de la línea por medio de artefactos límite o restricciones variables.
- Controlar el movimiento resultante de la línea por amortiguamiento; por ejemplo disipación de energía.
- Oposición a la deflexión o rotación por medio de uniones rígidas.
- Modificación de la frecuencia natural de la línea o la estructura de soportes.

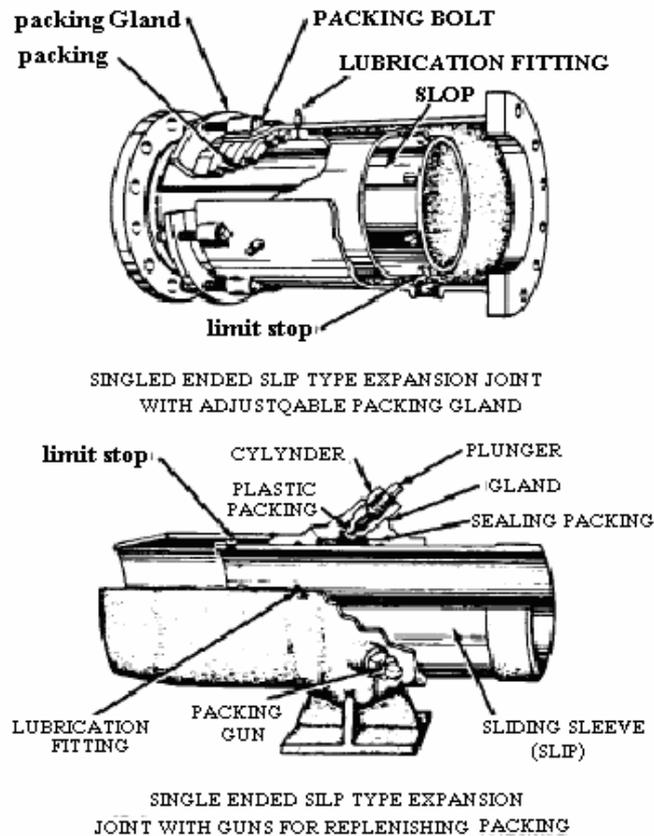
Las deflexiones y la rotación pueden ser prevenidas con la utilización de artefactos tipo *stops* y *guides* respectivamente o pueden ser mantenidas dentro de un rango deseable por medio de *stop limit*. *Stops* o *guides* pueden ser usadas para cambiar la frecuencia natural del tramo individual (*spans*). Una restricción moderada (y un menor grado de amortiguamiento) puede ser obtenida por el uso de *stops* elásticos, usualmente en pares opuestos. Estos dispositivos son menos efectivos para limitar la deflexión para cargas de corta duración como pulsos o terremotos.

### **3.3 Juntas de Expansión.**

Las juntas de expansión son usadas en los sistemas de piping para absorber la expansión termal donde el uso de las curvas (*loops*) de expansión es indeseable o impracticable. Las juntas de expansión están disponibles en configuraciones tipo *slip*, *ball*, *metal bellows* y *rubber bellows*.

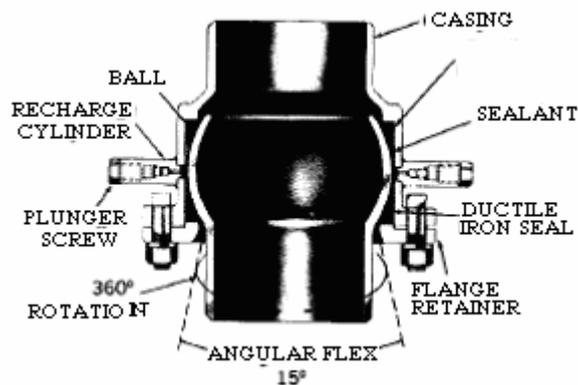
Las juntas de expansión tipo *slip* (ver Fig. 3.3.1) tienen una manga telescópica en el interior del cuerpo. Este tipo de juntas son particularmente preparadas para líneas que tienen movimientos axiales de gran magnitud. Las juntas *slip* no pueden tolerar

desplazamiento lateral o rotación angular puesto que esto causaría ligamiento (*binding*) y posiblemente fuga debido a la distorsión del empaque. Por consiguiente, el uso de guías de alineación de cañería apropiadas es esencial.



**Fig. 3.3.1.** Junta de Expansión tipo *Slip*.

Las juntas tipo *ball* (ver Fig. 3.3.2) constan de una cuenca (*socket*) y una bola con un mecanismo de sellado puesto entre ellos. Estas juntas son capaces de absorber la rotación angular y axial; sin embargo, ellas no pueden proveer movimiento a lo largo del eje longitudinal de la junta. Por consiguiente, una compensación debe instalarse en la línea para absorber el movimiento axial de la cañería.



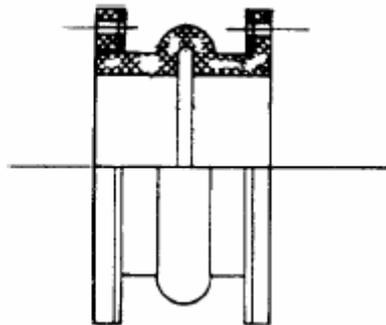
**Fig. 3.3.2.** Junta de Expansión tipo *ball*.

Las juntas de expansión tipo *bellows* (ver Fig. 3.3.3) no tienen empaque; así ellas no sufre de la potencial fuga o de los problemas de la contaminación del fluido que algunas veces se asocia a las juntas tipo *slip*. Las juntas *bellows* absorben la expansión y contracción por medio de un fuelle (*bellows*) flexible que es comprimido o extendido. Ellas también pueden proveer cambios de dirección por varias combinaciones de compresión sobre un lado y extensión sobre el lado opuesto. Así, ellas pueden ajustarse al desplazamiento lateral y la rotación angular del piping conectado. Sin embargo, ellas no son capaces de absorber movimiento torsional. Típicamente, la junta tipo *bellows* es metal corrugado y se suelda al final de la pieza. Para proporcionar la flexibilidad requerida, el metal del fuelle (*bellows*) es considerablemente más delgado que el piping asociado. Así estas juntas de expansión son especialmente susceptible a ruptura por sobre presión. Un fuelle puede también fallar debido a la fatiga del metal si los ciclos de flexión acumulados exceden el ciclo de vida diseñada del fuelle o si las flexiones extremas exceden los límites de compresión y extensión diseñados.



**Fig. 3.3.3.** Junta de Expansión tipo *bellows*.

Las juntas tipo *rubber bellows* (fuelle de caucho) (ver Fig. 3.3.4) son similares en diseño a las anteriores, excepto que ellas se construyen de tejido y alambre-reforzado plastificado. Este tipo de juntas de expansión son muy convenientes para el uso en servicios de agua fría donde grandes movimientos deben absorberse.



**Fig. 3.3.4.** Junta de Expansión tipo *rubber bellows*.

### 3.4 Válvulas.

Una válvula es definida como un elemento de una línea de cañerías, destinado a controlar de alguna forma el flujo de un fluido.

Existe una gran variedad de diseños de válvulas. La tarea de especificar una válvula para un uso particular, implica determinar su tipo y diseño de acuerdo a las necesidades y características de instalación, fijar sus dimensiones de acuerdo a la

presión de trabajo, elegir el tipo de ensamblaje a la línea de cañería de tal manera que facilite el montaje y servicio, además de proporcionar la menor posibilidad de fugas, puntos de corrosión u otros problemas y elegir los materiales de los diversos componentes (cuerpo y partes móviles) de acuerdo a la agresividad (corrosión, abrasión) del fluido, bajo las condiciones de presión y temperatura de operación.

Existen diferentes tipos de válvulas, entre los que se encuentran: válvulas de compuerta, de globo, de bola, de mariposa, de retención y de diafragma.

Dependiendo de la presión de trabajo se distingue dentro de cada tipo una clase, expresada en psi, por ejemplo: clase 150, clase 300, clase 600, clase 1500, clase 2500.

### **3.4.1 Selección del tipo.**

En la selección del tipo de válvula se debe tener presente el tipo de aplicación, considerando que las válvulas se utilizan para:

- a) Detener o iniciar un flujo.
- b) Regular un flujo.
- c) Evitar un retorno de fluido.
- d) Regular la presión de un fluido.

También se deben considerar los siguientes aspectos: tipo de medio (líquido, gas, líquido con sólidos suspendidos, líquido corrosivo o erosivo), presión y temperatura (considerar su valor y si es fijo o varía), aspectos del flujo (¿es importante una caída de presión?, ¿es para abrir y cerrar o para regular un flujo?, ¿es para evitar un retorno?), frecuencia de operación (¿normalmente en un estado o cambia frecuentemente de estado?, se relaciona con el desgaste).

Al elegir los materiales se parte por seleccionar el material del cuerpo y el bonete o tapa y luego el resto de las partes conocidas en conjunto como *trim*. Dependiendo del tipo de válvula el *trim* puede incluir vástago, bujes, asiento, compuerta, globo, etc., en general las partes sujetas a desgaste. Los *trim* se elijen resistentes a la corrosión, erosión y desgaste.

Además de las funciones primarias de la válvula (a, b, c, d) se consideran, para la selección de los materiales la resistencia a la corrosión, presión y temperatura, la presencia de shock térmico, shock físico, tensiones en la línea y riesgos de incendio.

Para la operación de abrir/cerrar se puede recurrir a los siguientes tipos de válvulas:

- Válvulas de compuerta.
- Válvulas de bola.
- Válvulas de diafragma.

Para operación de regulación de flujo se puede recurrir a los siguientes tipos de válvulas:

- Válvulas de globo.
- Válvulas de diafragma.
- Válvulas de mariposa.

Para evitar el retorno de un fluido se recurre a:

- Válvulas de retención.

### **3.4.2 Clasificación de las Válvulas.**

Existen varias formas de clasificar las válvulas, entre las cuales se encuentra la clasificación basada en los valores de presión-temperatura.

Los valores de presión-temperatura de las válvulas son designados por números de clases. Basado en el (o los) material (materiales) de construcción, los valores de presión-temperatura para cada clase son tabulados para proveer información sobre la máxima presión de trabajo aceptable, expresada como presión medida a la temperatura indicada. La temperatura indicada para un correspondiente valor de presión, es la temperatura de la cáscara (*shell*) del componente que contiene presión. Elementos como un sistema de piping o una porción de estos, una bomba, un estanque, un intercambiador de calor, una válvula, etc., son considerados componentes que contienen presión.

El ASME B16.34 es una de las normas de válvula más ampliamente usadas. Esta norma define tres tipos de clases: *standard*, *special* y *limited*. ASME B16.34 cubre las válvulas Clase 150, 300, 400, 600, 900, 1500, 2500 y 4500<sup>1</sup>. También permite válvulas para ser clasificadas como intermedias (*intermediate*), cuyo valor presión-temperatura puede caer entre aquellos listados para los tipos de clases de válvulas *standard* y *special*. Ver Tabla 3.4.2.1 para la clasificación de las válvulas y sus limitaciones cubiertas por ASME B16.34.

Class	150	300	400	600	900	1500	2500	4500
Standard	X	X	X	X	X	X	X	X
Special	X	X	X	X	X	X	X	X
Limited	X	X	X	X	X	X	X	X
Intermediate	X	X	X	X	X	X	X	X
Butt welding	X	X	X	X	X	X	X	X
Socket welding	X	X	X	X	X	X	X	X
Flanged	Std	Std	Std	Std	Std	Std	Std	
Threaded	X	X	X	X	X	X	X	

**Tabla 3.4.2.1.** Clasificación de válvulas y limitaciones según ASME B16.34.

<sup>1</sup> Consultar ASME B16.34 *Valves-Flanges, Threaded and Welding End* para obtener presiones límites para cada clase, dependiendo del material del cuerpo de válvula y la temperatura de trabajo.

### 3.5 Flanges.

Los flanges (bridas) son aquellos elementos de una línea de cañería destinados a permitir la unión o ensamblado de las partes, sean estas cañerías, válvulas, bombas u otro equipo que forme parte de la línea. Es un elemento que puede suministrarse como una parte separada o como una pieza que viene unida desde fábrica a un elemento como una válvula, bomba u otra pieza.

Las normas de flanges han sido estudiadas y publicadas por diferentes instituciones como ASTM (en lo referente a fabricación y materiales) y ASME/ANSI (en lo referente a medidas, tolerancias y presiones de trabajo).

Existe una gran diversidad de diseños, dimensiones, materiales y normas en relación a los flanges.

Respecto a las formas podemos mencionar:

- *Welding Neck* (con cuello para soldar de tope).
- *Slip-On* (deslizable).
- *Lap-Joint* (de traslape).
- *Threaded* (con hilo).
- *Socket Weld* (para soldar embutido).
- *Blind* (ciego).

#### 3.5.1 Welding Neck.

El cuello cónico proporciona un refuerzo beneficioso bajo condiciones de esfuerzos laterales originados por las



dilataciones y contracciones propias de una línea de cañería. La unión flange-cañería es tan resistente como una unión por soldadura de tope entre dos cañerías. Es

recomendable para usos a alta presión, alta o baja temperatura, alta carga y el transporte de líquidos inflamables o de alto costo en que las fugas deben mantenerse al mínimo.

### 3.5.2 Slip-On.

Favorito de muchos instaladores por su bajo costo  inicial, no requerir un corte muy exacto en la longitud de la cañerías y la gran facilidad para alinear las líneas. Un cálculo teórico indica una resistencia mecánica, al trabajar bajo presión de  $2/3$  y bajo condiciones de fatiga de solo  $1/3$  respecto a un flange *Welding Neck*. Se utiliza en cañerías de diámetro mayor 2.5 pulgadas (DN 65).

### 3.5.3 Lap-Joint.

Se usan junto con los terminales (*Stub-end*) soldados al  extremo de una cañería. Su costo inicial es  $1/3$  respecto al flange *Welding Neck*. Su resistencia bajo presión es similar a la del flange *Slip-On*, pero bajo condiciones de fatiga es solo  $1/10$  de la de este. Son convenientes en sistemas que requieren un desmantelamiento frecuente para una inspección por su facilidad para ser desplazados. El poder alinear los pernos de sujeción con gran facilidad, los hace atractivos para unir cañerías de gran diámetro o cañerías especialmente rígidas. No son recomendables en puntos de sujeción a constantes flexiones.

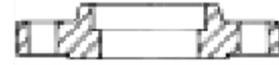
### 3.5.4 Threaded.

Su principal mérito está en poder ensamblar una línea sin  soldar. Se usan en líneas de alta presión a temperatura ambiente y en puntos donde no es posible un tratamiento térmico después de soldar. No son apropiados para aplicaciones a alta temperatura o condiciones de flexión lateral.,

especialmente cíclicas, donde conducirían a fugas por el hilo, después de unos pocos ciclos expansión-contracción.

### 3.5.5 Socket Weld.

Usados en cañerías de diámetros pequeños y aplicaciones de alta presión. Su costo inicial es un 10% superior al *Slip-On*. Si



se ensambla con soldadura interior, su resistencia estática es igual a la del *Slip-On* con doble soldadura, pero bajo condiciones de fatiga es 50% superior. Puede rebajarse el cordón de soldadura interior para tener un orificio liso, a diferencia del flange *Slip-On* que después de soldar exige reparar la cara del flange para asegurar un buen sello. Es muy popular en la industria de procesos químicos.

### 3.5.6 Blind.

Usados para cerrar un extremo de una línea de cañerías, válvulas u otro equipo. Están sujetos a una tensión muy superior



a la de los otros tipos de flanges, es un esfuerzo de flexión en el centro del flange, que puede ser tolerado sin peligro. Para servicios a alta temperatura o cuando se esperan golpes de ariete es preferible reemplazarlos por un flange *Welding-Neck* terminado en un tapagorro.

### 3.5.7 Clases.

El termino clase se utiliza para referirse a la presión nominal de diseño de un flange. De esta forma los flanges fabricados según dimensiones ASME/ANSI se dividen en clase 150, clase 300, clase 400, clase 600, clase 900, clase 1500 y clase 2500 psi.

La norma más frecuentemente usada es la ASME B16.5 y se refiere a flanges para cañerías y flanges integrados a fittings, válvulas, bombas, etc.

La norma también habla de los materiales utilizables para la fabricación de flanges, pero en referencia a las normas de fabricación ASTM recomendadas en cada caso. Los materiales se dividen en 34 grupos, existiendo en la norma para cada grupo una tabla temperatura-presión diferente que describe la máxima presión de trabajo recomendada para cada temperatura<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup> Consultar código ASME B16.5 Pipe Flanges & Flanges Fittings, para obtener presiones límites para cada clase, dependiendo del material.

## Capítulo IV

---

# EQUIPOS CONECTADOS A UN SISTEMA DE PIPING

---

#### 4.1 Bombas Horizontales.

El criterio de aceptación recomendado para las cargas impuestas sobre las boquillas de una bomba centrífuga es cubierto por la norma API 610, *Centrifugal Pumps for Petroleum, Heavy Duty Chemical and Gas Industry Service*.

La norma API 610 establece que una configuración aceptable de piping no debe causar excesiva desalineación entre la bomba y el conductor (*driver*). La configuración de piping que produce cargas en los componentes de la boquilla (*nozzle*) dentro de los rangos especificados en las Tablas 4.1.1 y 4.1.2, limitará la deformación del revestimiento (*casing*) a la mitad del criterio de diseño del vendedor de la bomba.

La configuración de piping que produce cargas fuera de los rangos especificados en las Tablas 4.1.1 y 4.1.2 son también aceptables sin consultar con el vendedor de la bomba, si se satisfacen las condiciones especificadas más abajo (*condición 1 y 2*). Si estas condiciones se cumplen se asegura que cualquier deformación de la cubierta de la bomba se encontrará dentro del criterio de diseño del vendedor (Nota: este criterio solamente para diseño de piping).

*Condición 1.* Los componentes de las fuerzas y momentos actuando sobre el flange de cada boquilla de la bomba no deben exceder el valor especificado en las Tablas 4.1.1 y 4.1.2 por un factor mayor a 2, es decir el valor de los componentes de la carga actuando deben ser menor al doble del valor obtenido de la tabla correspondiente.

*Condición 2.* La resultante de las fuerzas aplicadas ( $FRS_A$ ,  $FRD_A$ ) y la resultante de los momentos aplicados ( $MRS_A$ ,  $MRD_A$ ) actuando en el flange de cada boquilla de la bomba debe satisfacer la ecuación apropiada (ecuaciones (4.1.1) y (4.1.2)).

$$\frac{FRS_A}{1.5FRS_T} + \frac{MRS_A}{1.5MRS_T} \leq 2 \quad (4.1.1)$$

$$\frac{FRD_A}{1.5FRD_T} + \frac{MRD_A}{1.5MRD_T} \leq 2 \quad (4.1.2)$$

Los componentes de las fuerzas y momentos actuando sobre el flange de cada boquilla de la bomba deben ser trasladados al centro de la bomba. La magnitud de la fuerza aplicada resultante ( $FRC_A$ ), el momento resultante aplicado ( $MRC_A$ ), y el momento aplicado ( $MYC_A$ ) se limitarán por las ecuaciones (4.1.3), (4.1.4) y (4.1.5). (La convención de signos se muestra en las figuras 4.2.1 a 4.2.5 y la regla de la mano derecha debe ser usada en las evaluaciones de estas ecuaciones)<sup>1</sup>.

$$FRC_A \leq 1.5(FRS_T + FRD_T) \quad (4.1.3)$$

$$MYC_A \leq 2.0(MYS_T + MYD_T)^{0.5} \quad (4.1.4)$$

$$MRC_A \leq 1.5(MRS_T + MRD_T) \quad (4.1.5)$$

donde:

$$\blacksquare \quad FRC_A = \sqrt{(FXC_A)^2 + (FYC_A)^2 + (FZC_A)^2}$$

$$FXC_A = FXS_A + FXD_A$$

$$FYC_A = FYS_A + FYD_A$$

$$FZC_A = FZS_A + FZD_A$$

$$\blacksquare \quad MRC_A = \sqrt{(MXC_A)^2 + (MYC_A)^2 + (MZC_A)^2}$$

$$MXC_A = MXS_A + MXD_A - \left[ \frac{(FYS_A)(zS) + (FYD_A)(zD) - (FZS_A)(yS) - (FZD_A)(yD)}{1000} \right]$$

$$MYC_A = MYS_A + MYD_A + \left[ \frac{(FXS_A)(zS) + (FXD_A)(zD) - (FZS_A)(xS) - (FZD_A)(xD)}{1000} \right]$$

$$MZC_A = MZS_A + MZD_A - \left[ \frac{(FXS_A)(yS) + (FXD_A)(yD) - (FYS_A)(xS) - (FYD_A)(xD)}{1000} \right]$$

<sup>1</sup> El sufijo *A* significa “aplicada” y el sufijo *T* significa que es obtenida de las Tablas 4.1.1 o 4.1.2.

*Nota: cuando se utilicen unidades inglesas, la constante 1000 debe ser cambiada por 12. Esta constante es el factor de conversión para cambiar de milímetros a metros o pulgadas a pies.*

**Tabla 4.1.1.** Las cargas en las boquillas (Unidades en el SI)<sup>1</sup>.

Fuerza/Momento	Tamaño de flange nominal (NPS)								
	2	3	4	6	8	10	12	14	16
<i>Cada Boquilla Superior</i>									
FX	1070	1070	1420	2490	3780	5340	6670	7120	8450
FY	580	890	1160	2050	3110	4450	5240	5780	6670
FZ	890	1330	1780	3110	4890	6670	8000	8900	10230
FR	1280	1930	2560	4480	6920	9630	11700	12780	14850
<i>Cada Boquilla Lateral</i>									
FX	710	1070	1420	2490	3780	5340	6670	7120	8550
FY	890	1330	1780	3110	4890	6670	8000	8900	10230
FZ	580	890	1160	2050	3110	4450	5340	5780	6670
FR	1280	1930	2560	4480	6920	9630	11700	12780	14850
<i>Cada Boquilla Final</i>									
FX	890	1330	1780	3110	4890	6670	8000	8900	10230
FY	710	1070	1420	2490	3780	5340	6670	7120	8450
FZ	580	890	1160	2050	3110	4450	5340	5780	6670
FR	1280	1930	2560	4480	6920	9630	11700	12780	14850
<i>Cada Boquilla</i>									
MX	460	950	1330	2300	3530	5020	6100	6370	7320
MY	230	470	680	1180	1760	2440	2980	3120	3660
MZ	350	720	1000	1760	2580	3800	4610	4750	5420
MR	620	1280	1800	3130	4710	6750	8210	8540	9820

La configuración de piping que producen cargas mayores que aquellas admisibles según las condiciones citadas anteriormente deberán ser mutuamente aprobadas por el comprador y el vendedor.

<sup>1</sup> Cada valor mostrado indica un rango de menos a más el valor indicado; por ejemplo 710 indica un rango de -710 a +710. Ver figuras 4.2.1 a 4.2.5 para orientación de cargas de la boquilla (X, Y, Z); R = Resultante. El sistema de coordenadas ha sido extraído de Centrifugal Pumps for Petroleum, Heavy Duty Chemical, and Gas Industry Services. API 610, 1995.

**Tabla 4.1.2.** Las cargas en las boquillas (Unidades en el Sistema Inglés)<sup>1</sup>

Fuerza/Momento	Tamaño de flange nominal(NPS)								
	2	3	4	6	8	10	12	14	16
<i>Cada Boquilla Superior</i>									
FX	160	240	320	560	850	1200	1500	1600	1900
FY	130	200	260	460	700	1000	1200	1300	1500
FZ	200	300	400	700	1100	1500	1800	2000	2300
FR	290	430	570	1010	1560	2200	2600	2900	3300
<i>Cada Boquilla Lateral</i>									
FX	160	240	320	560	850	1200	1500	1600	1900
FY	200	300	400	700	1100	1500	1800	2000	2300
FZ	130	200	260	460	700	1000	1200	1300	1500
FR	290	430	570	1010	1560	2200	2600	2900	3300
<i>Cada Boquilla Final</i>									
FX	200	300	400	700	1100	1500	1800	2000	2300
FY	160	240	320	560	850	1200	1500	1600	1900
FZ	130	200	260	460	700	1000	1200	1300	1500
FR	290	430	570	1010	1560	2200	2600	2900	3300
<i>Cada Boquilla</i>									
MX	340	700	980	1700	2600	3700	4500	4700	5400
MY	170	350	500	870	1300	1800	2200	2300	2700
MZ	260	530	740	1300	1900	2800	3400	3500	400
MR	460	950	1330	2310	3500	5000	6100	6300	7200

#### 4.2 Bombas en Línea Vertical.

Las bombas en línea vertical que están soportadas solamente por la unión al piping pueden soportar cargas de componentes de piping que son mayores al doble de los valores mostrados en las Tablas 4.1.1 y 4.1.2, si estas cargas no causan un esfuerzo principal mayor que 41 MPa (5950 psi) en cualquier boquilla. Para propósitos de cálculo, las propiedades de la sección de las boquillas de la bomba serán basadas en cañerías Schedule 40 cuyo tamaño nominal es igual al de la boquilla de la bomba apropiada. Las ecuaciones (4.2.1 A y B), (4.2.2 A y B) y (4.2.3 A y B) pueden ser usadas para evaluar esfuerzos principales, esfuerzos longitudinales y esfuerzos de corte (*shear stress*) respectivamente en cada boquilla. En unidades métricas son las siguientes

<sup>1</sup> Las mismas observaciones hechas a la Tabla 4.1.1, son válidas para esta.

$$P = \left( \frac{\sigma}{2} \right) + \sqrt{\left( \frac{\sigma^2}{4 + \tau^2} \right)} < 41 \quad (4.2.1 A)$$

$$\sigma = \left[ \frac{1.27FY}{(D_o^2 - D_i^2)} \right] + \left[ \frac{1.02 \times 10^4 D_o \sqrt{(MX^2 + MZ^2)}}{D_o^4 - D_i^4} \right] \quad (4.2.2 A)$$

$$\tau = \left[ \frac{1.27 \sqrt{(FX^2 + FZ^2)}}{D_o^2 - D_i^2} \right] + \left[ \frac{0.51 \times 10^4 D_o (MY)}{D_o^4 - D_i^4} \right] \quad (4.2.3 A)$$

en unidades inglesas

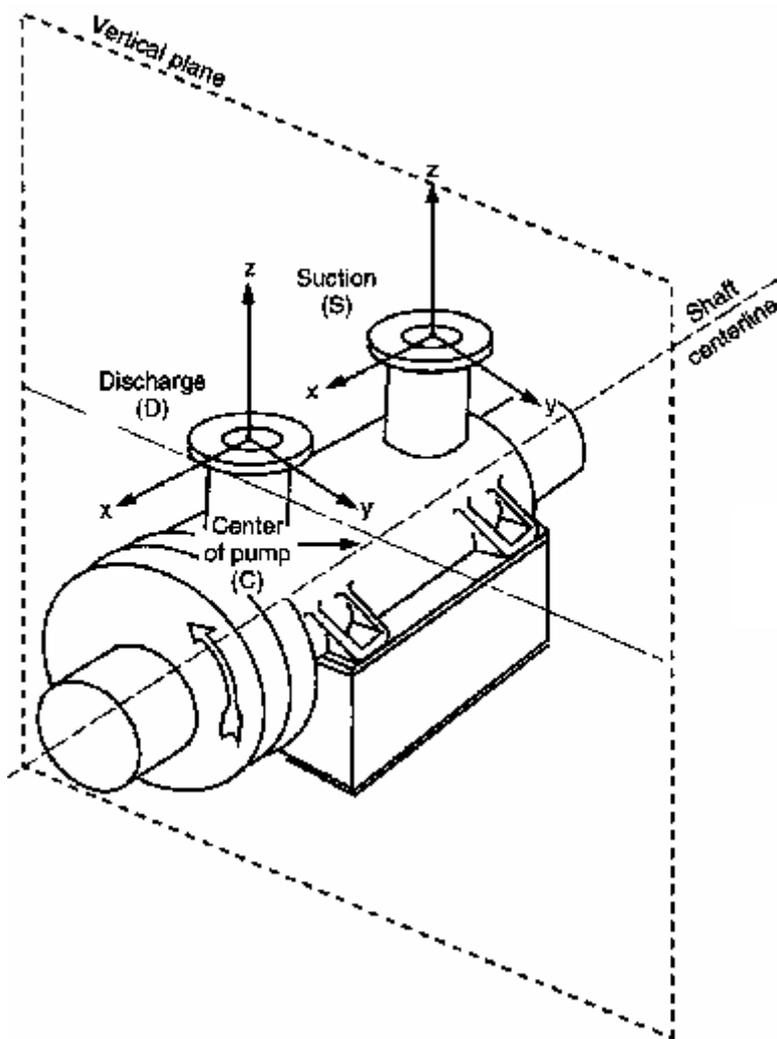
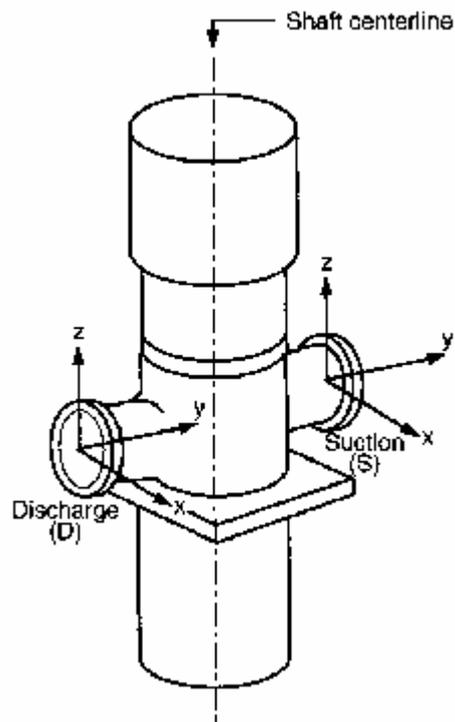
$$P = \left( \frac{\sigma}{2} \right) + \sqrt{\left( \frac{\sigma^2}{4 + \tau^2} \right)} < 5950 \quad (4.2.1 B)$$

$$\sigma = \left[ \frac{1.27FY}{(D_o^2 - D_i^2)} \right] + \left[ \frac{122D_o \sqrt{(MX^2 + MZ^2)}}{D_o^4 - D_i^4} \right] \quad (4.2.2 B)$$

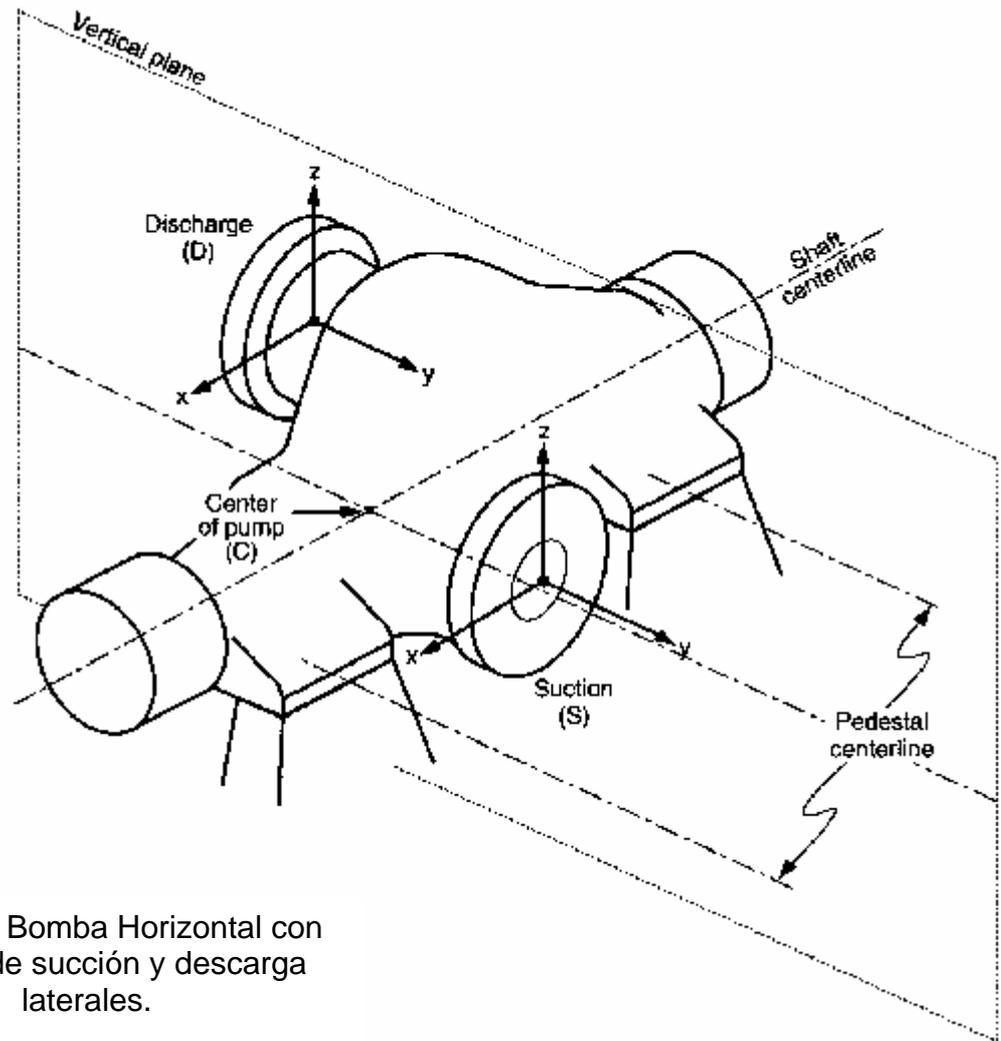
$$\tau = \left[ \frac{1.27 \sqrt{(FX^2 + FZ^2)}}{D_o^2 - D_i^2} \right] + \left[ \frac{61D_o (MY)}{D_o^4 - D_i^4} \right] \quad (4.2.3 B)$$

*Nota: FX, FY, FZ, MX, MY, MZ representan las cargas aplicadas actuando sobre las boquillas de succión o descarga; así, se han omitido los sufijos S<sub>A</sub> y D<sub>A</sub> para simplificar las ecuaciones. D<sub>O</sub> y D<sub>I</sub> representan el diámetro exterior e interior respectivamente. El signo de FY es positivo si las cargas ponen la boquilla en tensión y negativo si la ponen en compresión. Debe referirse a la figura 4.2.4 y a la boquilla donde se aplica la carga, para determinar si la boquilla está en tensión o compresión. En la ecuación 4.2.3A (4.2.3B) se debe usar el valor absoluto de MY.*

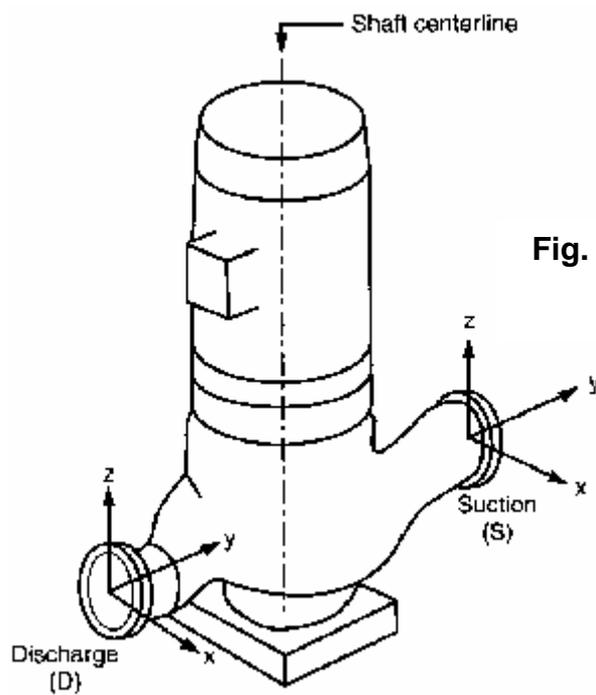
**Fig. 4.2.1.** Bomba doble cubierta Verticalmente Suspendeda.



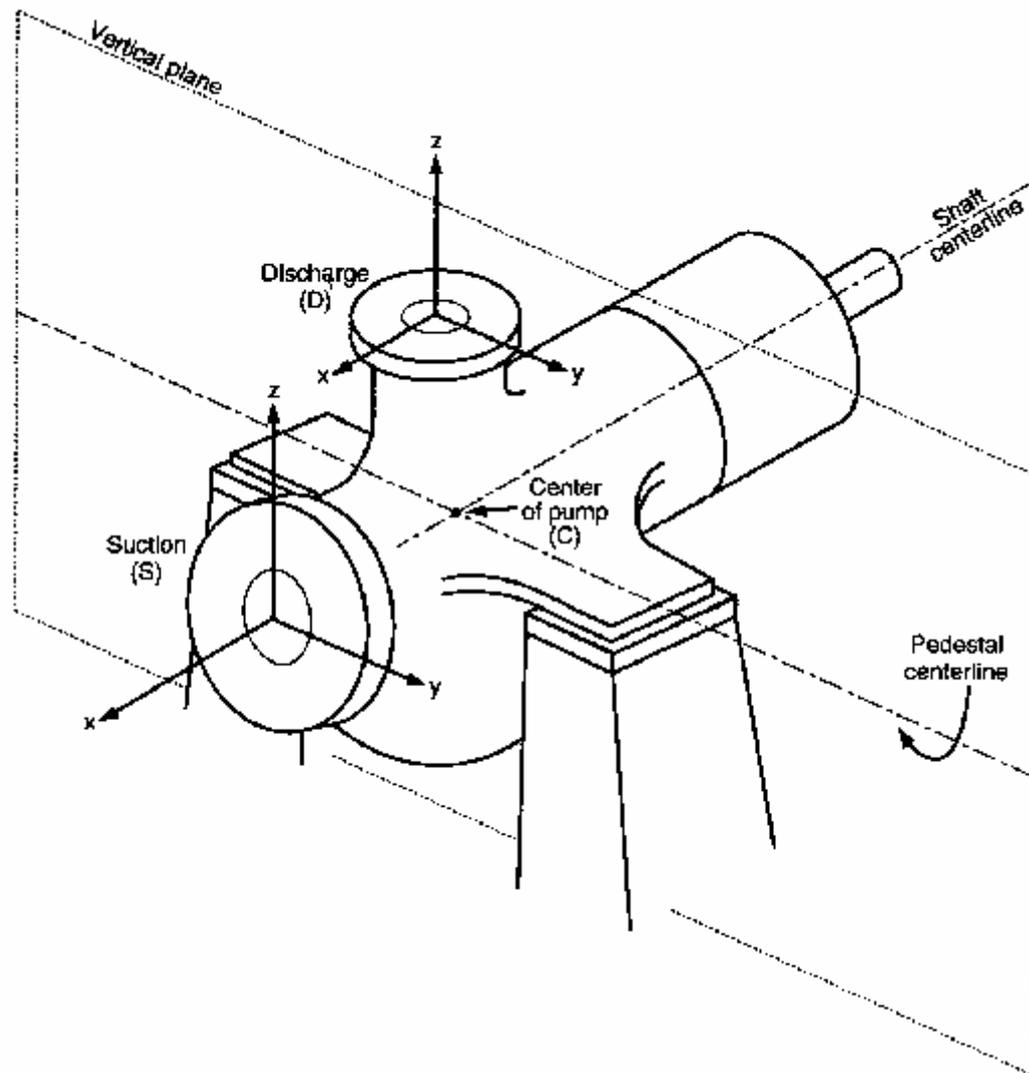
**Fig. 4.2.2.** Bomba Horizontal con boquillas encima.



**Fig. 4.2.3.** Bomba Horizontal con boquilla de succión y descarga laterales.



**Fig. 4.2.4.** Bomba en Línea Vertical.



**Fig. 4.2.5.** Bomba Horizontal con boquilla de succión final (*end suction*) y descarga por encima (*top discharge*).

### 4.3 Compresores.

El diseño de compresores debe permitir cargas del sistema de piping sobre las boquillas de éste. Para máxima confiabilidad del sistema, las cargas impuestas a las boquillas por el piping deben ser tan bajas como sea posible.

El análisis de flexibilidad será necesario para todo compresor centrífugo con el objeto de confirmar la aceptabilidad de las cargas combinadas impuestas sobre la boquilla del compresor de acuerdo con los requerimientos de la norma API 617, *Centrifugal Compressor for Petroleum, Chemical and Industry Services*. Esta norma también proporciona criterio de aceptación para el compresor axial.

Esta norma propone que las fuerzas y momentos actuando sobre el compresor deben limitarse por las siguientes condiciones:

- a) La fuerza total resultante y el momento total resultante, impuestos sobre el compresor, en cualquier conexión no deben exceder el valor mostrado en la ecuación 4.3.1. En unidades métricas la ecuación es

$$F_r + 1.09M_r \leq 54.1D_e \quad (4.3.1 A)$$

en unidades inglesas

$$3F_r + M_r \leq 927D_e \quad (4.3.1 B)$$

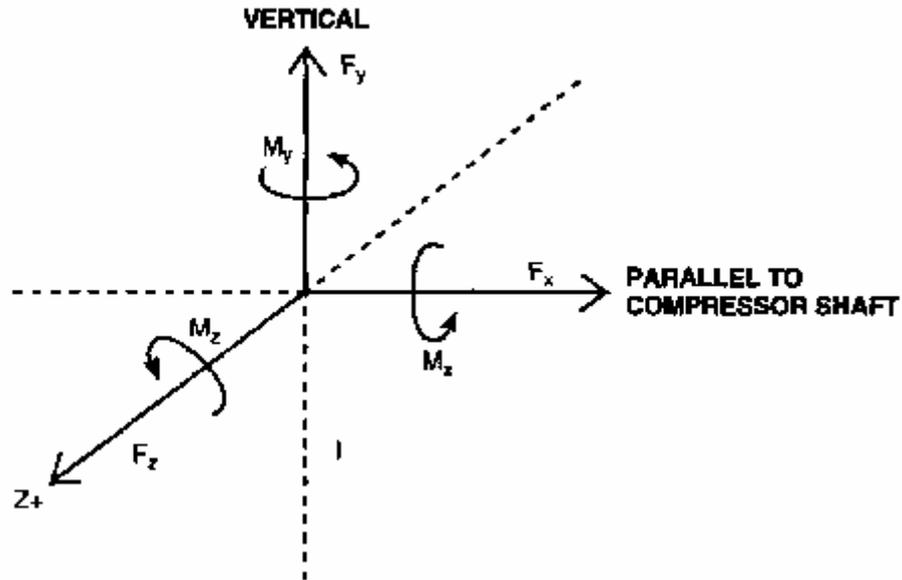
donde:

- $F_r$  = Fuerza resultante, en Newtons (libras). Ver Fig. 4.3.1.

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

- $M_r$  = Momento resultante, en N-m (libras·pie). Ver Fig. 4.3.1.

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



**Fig. 4.3.1.** Las resultantes combinadas de las fuerzas y momentos de corrección.

Para tamaños hasta 200 mm (8 in), utilizar un valor de:

$$D_e = \frac{400 + D_{nom}}{3} \quad (4.3.2 A)$$

en unidades inglesas

$$D_e = \frac{16 + D_{nom}}{3} \quad (4.3.2 B)$$

Donde:

- $D_e$  = Diámetro equivalente de la cañería de conexión, en mm (in).
- $D_{nom}$  = Diámetro nominal de la cañería, en mm (in).

b) La resultante combinada de las fuerzas y momentos en las conexiones, resueltas en la línea central más grande no debe exceder lo siguiente:

1.- La resultante no debe exceder

$$F_C + 1.64M_C \leq 40.4D_C \quad (4.3.3 A)$$

en unidades inglesas

$$2F_C + M_C \leq 462D_C \quad (4.3.3 \text{ B})$$

donde:

- $F_C$  = La resultante combinada de las fuerzas, en Newtons (libras).
- $M_C$  = La resultante combinada de los momentos, en Newtons·Metros (libras·pie).
- $D_C$  = Diámetro de una abertura igual al total de las áreas de abertura (de entrada y descarga), en mm (in).

Si el diámetro equivalente de la boquilla es mayor a 230 mm (9 in), usar un valor de:

$$D_C = \frac{460 + D_e}{3} \quad (4.3.4 \text{ A})$$

en unidades inglesas

$$D_C = \frac{18 + D_e}{3} \quad (4.3.4 \text{ B})$$

2.- Los componentes individuales (ver Fig. 4.3.1) de estas resultantes no deben exceder:

$$F_x = 16.1D_C \quad (4.3.5 \text{ A})$$

$$M_x = 24.6D_C \quad (4.3.8 \text{ A})$$

$$F_y = 40.5D_C \quad (4.3.6 \text{ A})$$

$$M_y = 12.3D_C \quad (4.3.9 \text{ A})$$

$$F_z = 32.4D_C \quad (4.3.7 \text{ A})$$

$$M_z = 12.3D_C \quad (4.3.10 \text{ A})$$

en unidades inglesas

$$F_x = 92D_C \quad (4.3.5 \text{ B})$$

$$M_x = 462D_C \quad (4.3.8 \text{ B})$$

$$F_y = 231D_C \quad (4.3.6 \text{ B})$$

$$M_x = 231D_C \quad (4.3.9 \text{ B})$$

$$F_z = 185D_C \quad (4.3.7 \text{ B})$$

$$M_x = 231D_C \quad (4.3.10)$$

Donde:

- $F_x$  = Componente horizontal de  $F_C$  paralela al eje del compresor, en Newtons (libras).
- $F_y$  = Componente vertical de  $F_C$ , en Newtons (libras).
- $F_z$  = Componente horizontal de  $F_C$  en ángulo recto al eje del compresor, en Newtons (libras).
- $M_x$  = Componente de  $M_C$  alrededor del eje horizontal, en N-m (lb-pie).
- $M_y$  = Componente de  $M_C$  alrededor del eje vertical, N-m (lb-pie).
- $M_z$  = Componente de  $M_C$  alrededor del eje en ángulo recto al eje del compresor, N-m (lb-pie).

c) Estos valores de fuerzas y momentos admisibles corresponden solamente a la estructura del compresor. Ellas no pertenecen a las fuerzas y momentos en las cañerías y flanges, que no deben exceder el esfuerzo admisible definido por el código aplicable.

Las cargas pueden ser incrementadas por mutuo acuerdo entre el comprador y el vendedor del compresor. Sin embargo, es recomendado que las cargas esperadas durante la operación se minimicen.

## Capítulo V

---

# ANALISIS ESTATICO DE UN PROBLEMA DE PIPING

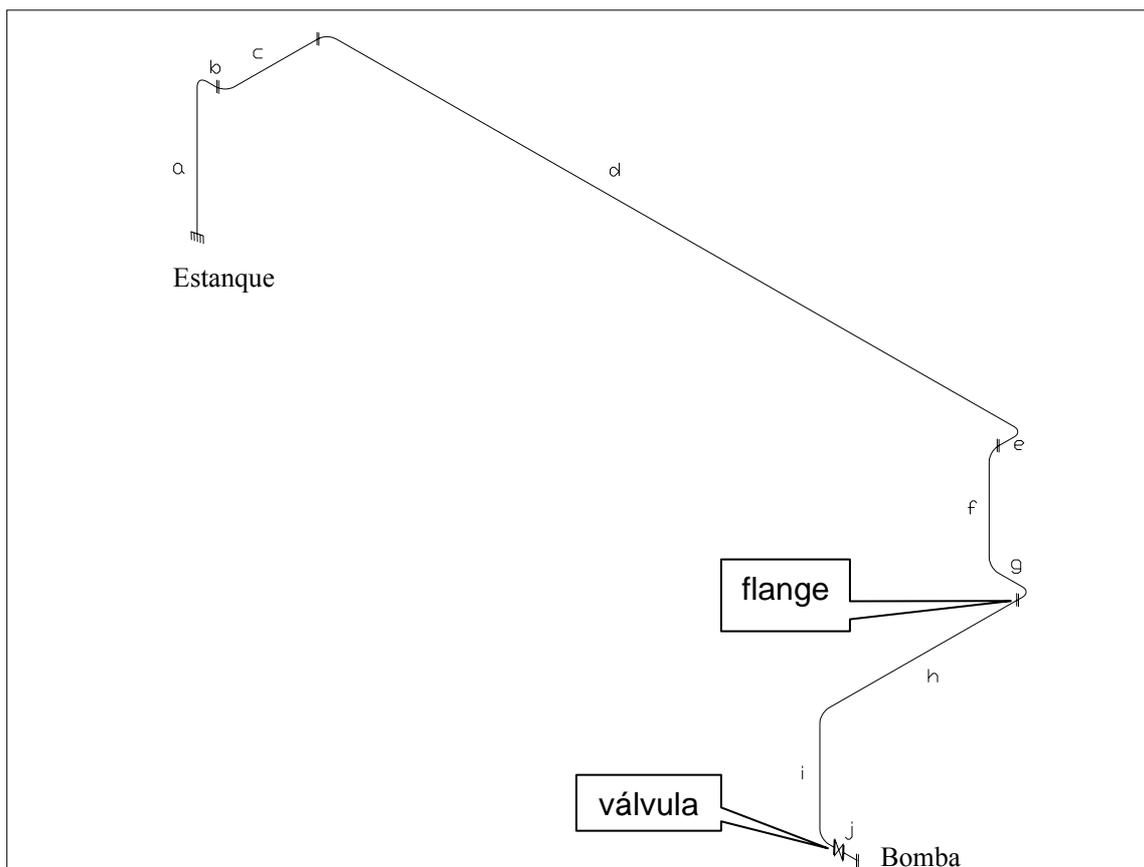
---

## 5.1 Ejemplo de Análisis Estático de un Sistema Piping.

### 5.1.1 Planteamiento del Problema.

El problema consiste en evaluar la configuración de piping que muestra la figura 5.1.1.1. La evaluación radica en realizar un análisis de los esfuerzos y desplazamientos producidos en el sistema por la acción de las cargas térmicas, el peso muerto y la presión, con la finalidad de verificar que el sistema cumpla con los requisitos establecidos por el código ASME B31.3. También se analizarán las cargas producidas sobre la boquilla de la bomba conectada al sistema para verificar que se encuentren dentro de los límites establecidos por la norma API 610.

En el caso de no cumplir con el código o la norma se agregaran dispositivos al sistema con la finalidad de corregir el problema.



**Fig. 5.1.1.1.** Isométrico Sistema de Piping.

Para realizar la evaluación el sistema será analizado bajo la acción de las siguientes combinaciones de cargas:

1. Peso Muerto + Presión + Carga Térmica.
2. Peso Muerto + Presión.
3. Carga Térmica.

La configuración representa una línea de tubería que transporta *Licor Negro* (utilizado como combustible para la caldera en una planta celulosa) desde una bomba hasta un estanque de almacenamiento, este sistema posee las siguientes características geométricas<sup>1</sup>:

- Diámetro de 12" (30.48 cm.).
- Espesor nominal de 0.9525 cm.
- Las longitudes de cada tramo, en centímetros, son: a = 495; b = 100; c = 366; d = 2500; e = 122; f = 366; g = 152; h = 760; i = 396; j = 135.166.
- Los radios de todas las curvas son igual a 32.38 cm.
- Una válvula clase 150, con un peso 310.27 kg., longitud de 35.166 centímetros y que está ubicada a una distancia de 50 centímetros de la boquilla de la bomba.
- Las conexiones al interior del sistema se realizan con flanges tipo slip-on clase 150; y las conexiones al estanque y la boquilla de la bomba con flanges tipo weld neck clase 150.
- El sistema esta cubierto por un aislante (lana mineral) de 5 cm. de espesor.

Las propiedades del material con que se construyo el sistema y las del fluido que transporta son las siguientes:

---

<sup>1</sup> Estas características son dadas arbitrariamente para este problema y no representan necesariamente la realidad.

- Material acero ASTM A53 Gr B, Shedule STD, con un límite elástico 35 ksi (2460.74 kg/cm<sup>2</sup>) y un esfuerzo último de 60 ksi (4218.42 kg/cm<sup>2</sup>).
- Densidad del licor negro igual a 1120 kg/m<sup>3</sup>.
- Densidad del aislante (lana mineral) de 136.1569 kg/m<sup>3</sup>.
  
- Las características de operación del sistema son las siguientes<sup>1</sup>:
- Temperatura de operación igual 100 °C.
- Presión de 5 kg/cm<sup>2</sup>.
- Se permite un porcentaje de corrosión del 50% del espesor de la cañería.

### 5.1.2 Modelación en Algor “Módulo Pipepak”.

El software Algor constituye un conjunto de herramientas para un variado campo de análisis mecánico o estructural, basado en el método de los elementos finitos. Este método se basa en transformar un cuerpo de naturaleza continua en un modelo discreto aproximado. El continuo se divide en un número finito de partes, “elementos”, cuyo comportamiento se especifica mediante un número finito de parámetros asociados a ciertos puntos característicos denominados “nodos”. Estos nodos son los puntos de unión de cada elemento con su adyacente.

Una de las herramientas que proporciona Algor es el módulo Pipepak, el cual proporciona a los diseñadores de sistemas de tuberías e ingenieros una herramienta para la completa definición de sistemas de tuberías y el desarrollo de análisis estructurales de acuerdo a estándares industriales. Esta extensión posibilita a los ingenieros la visualización gráfica de contornos de esfuerzo, desplazamientos y la creación de

---

<sup>1</sup> Valores obtenidos de MATAMALA R., WILLIAM. 2004. Estudio Comparativo de Ensayos no Destructivos en Tuberías de Celulosa Arauco y Constitución S.A., Planta Arauco. Memoria de Ingeniería Civil Industrial con Mención en Mecánica. Concepción, Universidad del Bio-Bio, Facultad de Ingeniería.

reportes en formato HTML o texto que resumen la información de entrada, los resultados del análisis, los datos del equipo y más.

Para comenzar la modelación del sistema de piping, el primer paso es ingresar al módulo Pipepak, aparecerá en la pantalla del computador una hoja de cálculo tal como se aprecia en la figura 5.1.2.1.

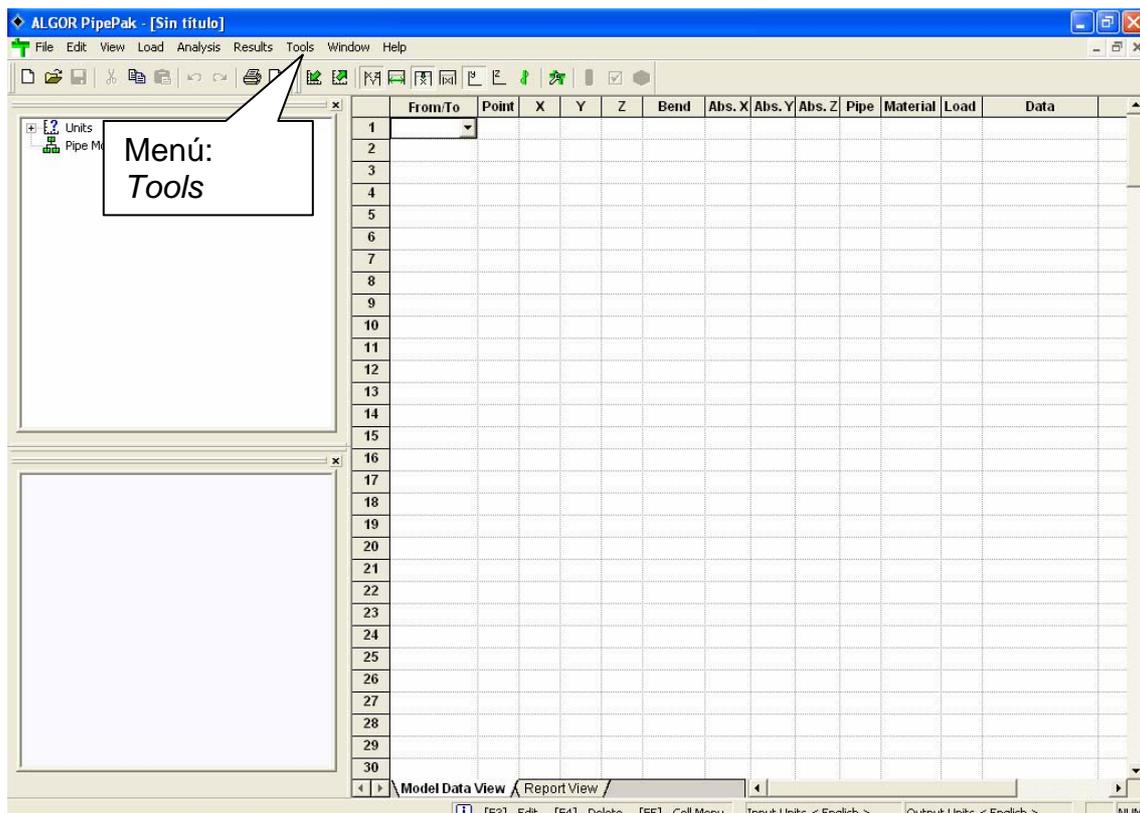


Fig. 5.1.2.1. Hoja de cálculo de Pipepak.

A continuación se definen las condiciones globales para el análisis del sistema, seleccionando del menú (señalado en la figura 5.1.2.1) la opción *Tools* y de la lista desplegada la opción *Global Settings*. Aparecerá el cuadro de diálogo que muestra la figura 5.1.2.2.

Global Settings	
Version	9.10
Piping Code	ASME B31.3 - 2002
Ambient Temp	20 deg.C
F-Factor	1
E-Factor	1.33
Dynamic Modes	8
Cutoff Frequency	33
Max Iterations	12
Convergence Tol.	3
Force Tol.	5

**Fig. 5.1.2.2.** Escenario Global para el análisis.

Donde el término “*F-Factor*” corresponde al factor de reducción del rango de esfuerzo, tomado de la tabla 302.3.5 del código B31.3, o de la Tabla 2.6.1 de este trabajo. Este factor es tomado como 1 debido a que se consideró un número de ciclos esperado para el sistema inferior a 7000; se utiliza para el cálculo de los esfuerzos y determinar su aceptabilidad.

El término “*E-Factor*” es un factor de carga ocasional, que también es utilizado en los cálculos de esfuerzos y determinar si son aceptables o no. Para mayores detalles referirse al párrafo 302.3.6(a) del código B31.3, o a la sección *Esfuerzo debido a cargas ocasionales* de este trabajo (pág. 23). Se considera 1.33 debido a que el código establece que la suma de los esfuerzos longitudinales producto de las cargas sostenidas más los esfuerzos producidos por las cargas ocasionales no debe exceder  $1.33S_h$ .

“*Dynamic Modes*” especifica el máximo número de modos a ser considerados en el análisis dinámico. El cálculo modal termina si el número de modos es excedido. Se mantiene el valor dado por defecto, 8.

“*Cutoff Frequency*” especifica la frecuencia significativa más alta a ser considerada en un análisis dinámico. El cálculo modal finaliza si este término es excedido. Se mantiene el valor por defecto dado por el programa, 33.

“*Max Iterations*”, “*Convergence Tol.*” y “*Force Tol.*” son utilizados para controlar el proceso de iteración. El primer parámetro controla el límite de la iteración (valor por defecto 12). Los otros dos parámetros son criterios utilizados para determinar la convergencia de fricción. Después de cada iteración, una diferencia de fuerza y una diferencia de porcentaje son calculadas para cada apoyo friccional. Luego si se cumple una de las situaciones siguientes, se considera que el soporte ha convergido:

1. El valor absoluto de la diferencia de fuerza es más pequeño que la tolerancia de fuerza (el valor por defecto es 5).
2. El valor absoluto de la diferencia de porcentaje es más pequeño que la tolerancia de la convergencia (el valor por defecto es 3).

El proceso es considerado convergente solamente si todos los soportes individuales convergen.

Una vez definido el escenario global, se comienza a ingresar en la hoja de cálculo las coordenadas de la configuración de piping a evaluar. En la primera fila al llegar a la columna *Pipe*, se debe definir la cañería, ingresando lo valores que se muestran en la figura 5.1.2.3; en la columna siguiente *Material* se define el material y los valores de esfuerzos admisibles, tal como se aprecia en la figura 5.1.2.4; y en la columna *Load* se definen las cargas de presión y temperatura tal como se muestra en la figura 5.1.2.5.

En la definición de la cañería además se introducen los valores de corrosión admisible (0.47625 cm.), el espesor y densidad del material de aislamiento (5 cm. y 136.1569 kg/m<sup>3</sup> respectivamente), y la gravedad específica del fluido transportado (1.12).

Los valores ingresados en la definición del Material y Esfuerzos Admisibles (Fig. 5.1.2.3) fueron obtenidos del apéndice A del código B31.3, ya que el material considerado en el problema (A53 Gr B) no se encuentra en la base de datos del programa.

Los valores ingresados como cargas de Presión y Temperatura (Fig. 5.1.2.4), corresponden a la presión y temperatura de trabajo del sistema (5 kg/cm<sup>2</sup> y 100 °C, respectivamente).

Pipe Definition		
Pipe Label	12	
Pipe Identifier	12 - NPS: 300 - DN	
Custom Nominal		cm
Schedule	STD	
Outside Diam	32.385	cm
Wall Thick.	0.9525	cm
Corrosion	0.47625	cm
Insulation Thick.	5	cm
Insulation Dens.	136.1569	Kg/m3
Wind Area O.D.		cm
Specific Gravity	1.12	
Bend Schedule		
Bend Wall Thick.		cm

Fig. 5.1.2.3. Definición de la Cañería.

Material Information				
User Defined Allowable Stress Data				
Index	Temper	Allowab	Temper	Rupture
1	37.77780	1406.140		
2	93.33329	1406.140		
3	148.8890	1406.140		
4	204.4440	1406.140		
5	260.0000	1328.800		
6	315.5560	1216.310		
7	343.3330	1195.219		
8	371.1109	1160.060		

Fig. 5.1.2.4. Definición del Material y Esfuerzos Admisibles

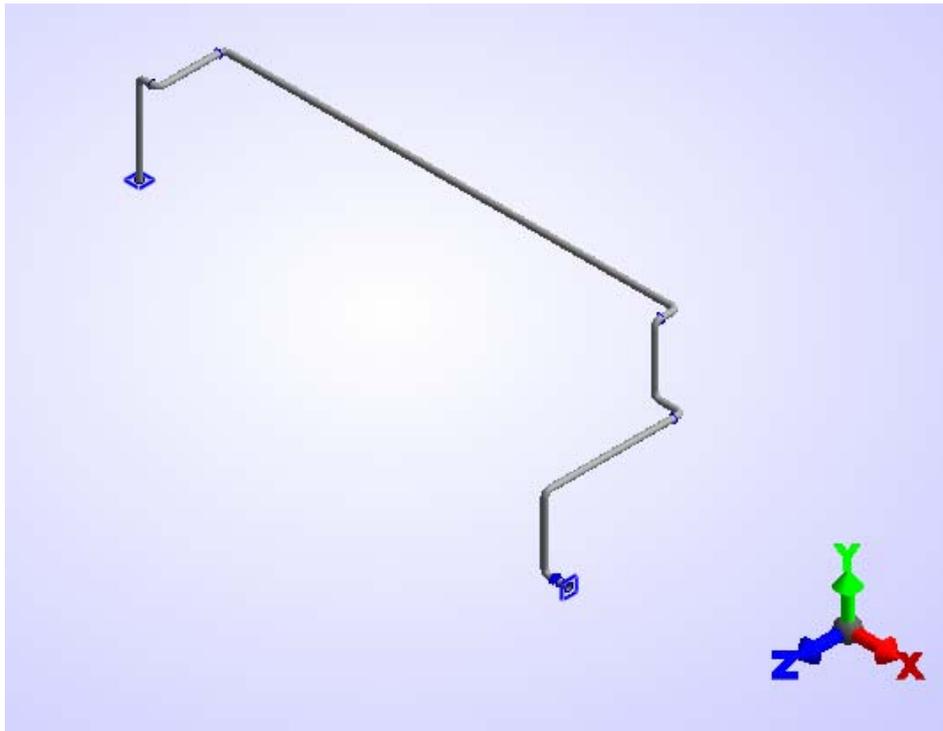
Pressure / Temperature Load Data		
Load Label	100	
Case	Temperature (	Pressure (Kg/c
1	100	5
2		
3		
4		
5		
6		
7		

Fig. 5.1.2.5. Definición de la carga de Presión y Temperatura

A continuación se ingresan las coordenadas restantes y los componentes del sistema en la hoja de cálculo, cuyo resultado se aprecia en la figura 5.1.2.6 y el isométrico de la configuración a evaluar se puede observar en la figura 5.1.2.7.

	From/To	Point	X	Y	Z	Bend	Abs. X	Abs. Y	Abs. Z	Pipe	Material	Load	Data	Data
1	From	1					0	0	0	12	A53	100	Anchor	Flange
2	To	2		495		Short	0	495	0					
3	To	3	100			Short	100	495	0				Flange	
4	To	4			-366	Short	100	495	-366				Flange	
5	To	5	625				725	495	-366					
6	To	6	625				1350	495	-366					
7	To	7	625				1975	495	-366					
8	To	8	625			Short	2600	495	-366					
9	To	9			122	Short	2600	495	-244				Flange	
10	To	10			-366	Short	2600	129	-244					
11	To	11	152			Short	2752	129	-244					
12	To	12			50		2752	129	-194				Flange	
13	To	13			710	Short	2752	129	516					
14	To	14			-396	Short	2752	-267	516					
15	To	15	50				2802	-267	516				Flange	Valve
16	To	16	35.166				2837.166	-267	516				Flange	
17	To	17	50				2887.166	-267	516				Anchor	Flange
18														
19														
20														
21														
22														
23														
24														
25														
26														
27														
28														
29														
30														

Fig. 5.1.2.6. Hoja de Cálculo, con todas las coordenadas y componentes ingresados.

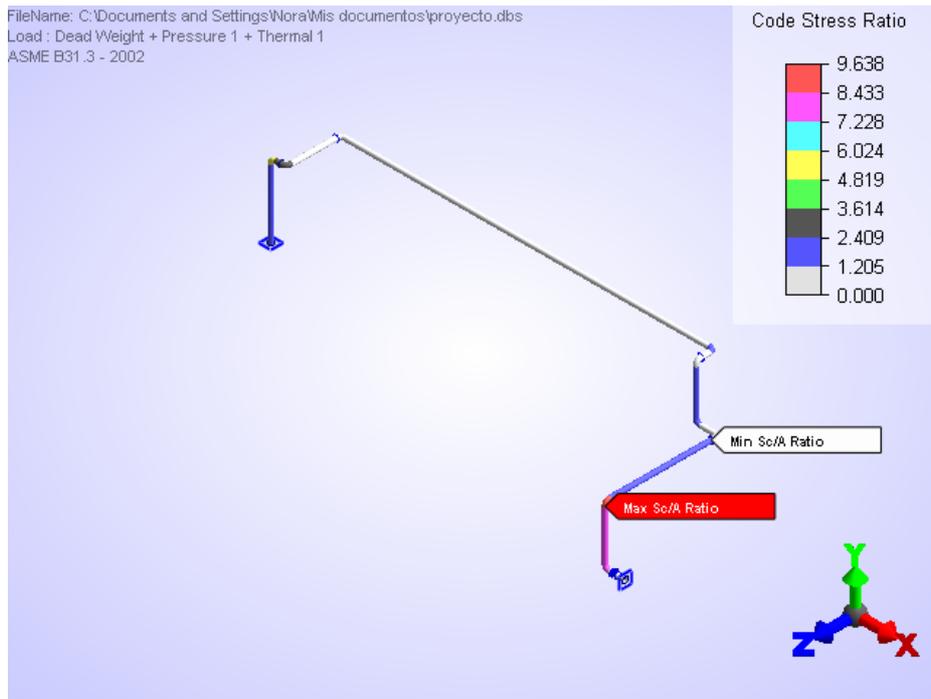


**Fig. 5.1.2.7.** Isométrico del Sistema en Pipepak, resultante de las coordenadas y componentes ingresados.

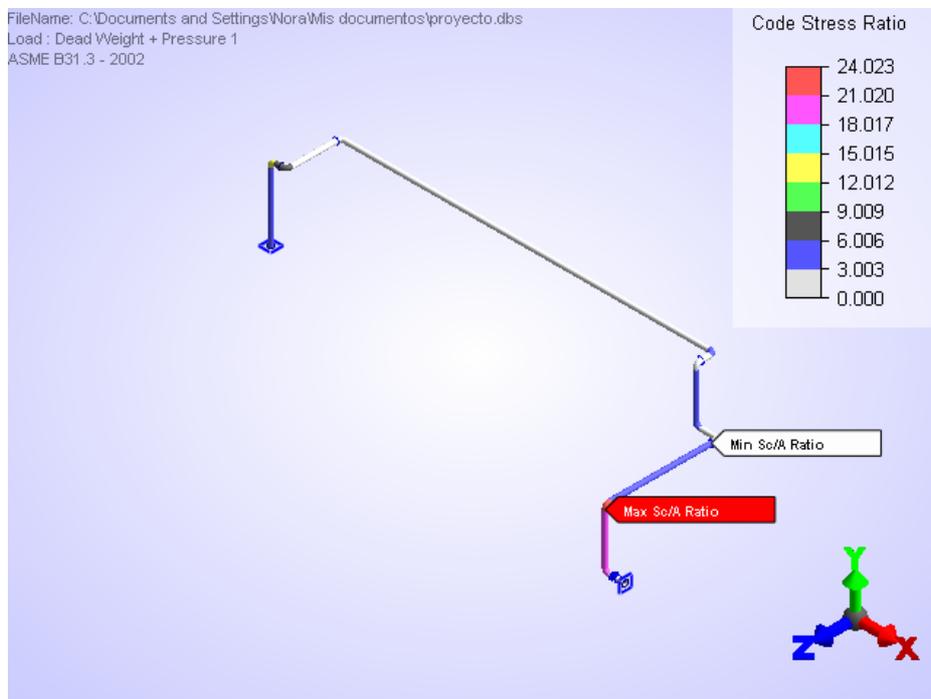
Después que el programa ha ejecutado todos los cálculos, basándose en el código ASME B 31.3, se obtienen las razones entre los esfuerzos calculados y los esfuerzos admisibles (*Code Stress Ratio*<sup>1</sup>) para las diferentes combinaciones de cargas. Estos valores se aprecian en las figuras 5.1.2.8; 5.1.2.9 y 5.1.2.10. La ubicación de los valores máximos de las razones de esfuerzo, para cada caso de combinación de cargas, se encuentran señalados por el indicador rojo y la ubicación de los valores de las razones de esfuerzo mínimos, también para cada caso de combinación de cargas, se encuentran señalados con el indicador de color blanco.

---

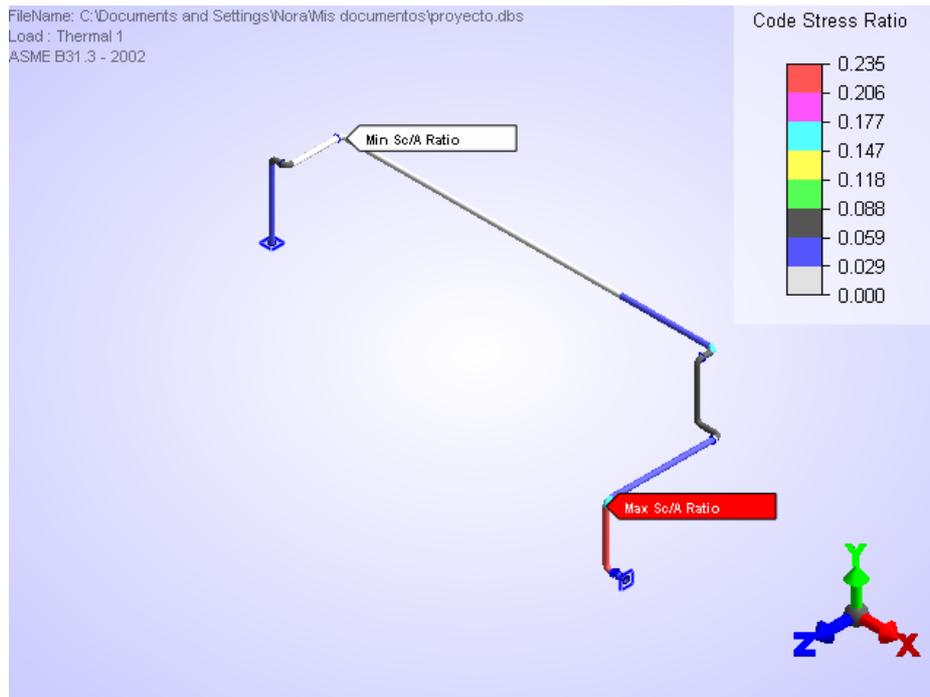
<sup>1</sup> Este valor corresponde a la razón entre el valor de esfuerzo calculado por Pipepak y el valor de esfuerzo admisible dado por el código aplicado en el análisis, en este caso el ASME B31.3.



**Fig. 5.1.2.8.** Razones de esfuerzos bajo la acción de las cargas:  
Peso Muerto, Presión y Carga Térmica.



**Fig. 5.1.2.9.** Razones de esfuerzos bajo la acción de las cargas:  
Peso Muerto y Presión.



**Fig. 5.1.2.10.** Razones de esfuerzos bajo la acción de la Carga Térmica.

Para que el sistema cumpla con los requisitos del código ASME B31.3, todas las razones de esfuerzo deben ser menores a 1, lo que se cumple cuando actúa solamente la Carga Térmica. Se puede apreciar que para la combinación de las cargas de Peso Muerto y Presión existen razones de esfuerzo de hasta 24.023, por lo que se deben introducir componentes al sistema con la finalidad de disminuir estas razones a niveles aceptables.

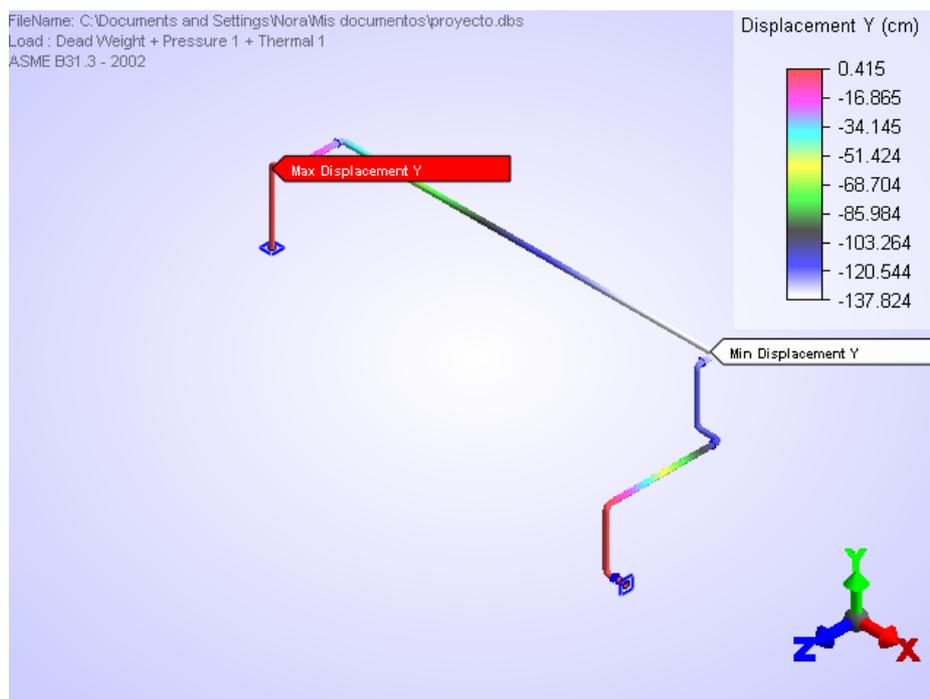
Una ayuda para determinar que componentes introducir en el sistema es observar los desplazamientos que este sufre bajo la acción de las cargas combinadas cuyos niveles de esfuerzos producidos en el sistema no cumplen con la condición de que todas las razones de esfuerzos deben ser menores a 1, es decir en los casos de combinación de cargas mostrados en las figuras 5.1.2.8 y 5.1.2.9.

Los máximos desplazamientos ocurren en el eje Y, y sus magnitudes se pueden apreciar en las figuras 5.1.2.11 y 5.1.2.12.

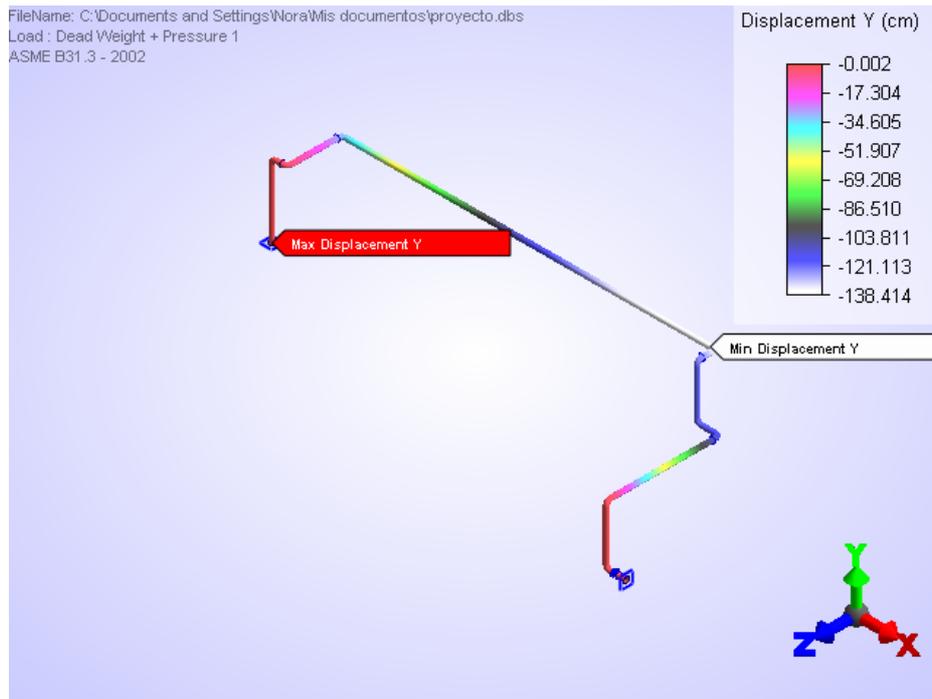
Como se puede ver el máximo desplazamiento tiene similar magnitud, dirección y ubicación (en este caso como las magnitudes de los desplazamiento máximos son negativas, su ubicación la señala el indicador blando) para ambas combinaciones de cargas, por lo que la introducción de un dispositivo que restrinja este desplazamiento seguramente producirá cambios en las razones de esfuerzos del sistema.

Pipepak permite modelar una barra rígida (Support-Rigid) que restringe el movimiento vertical de la cañería.

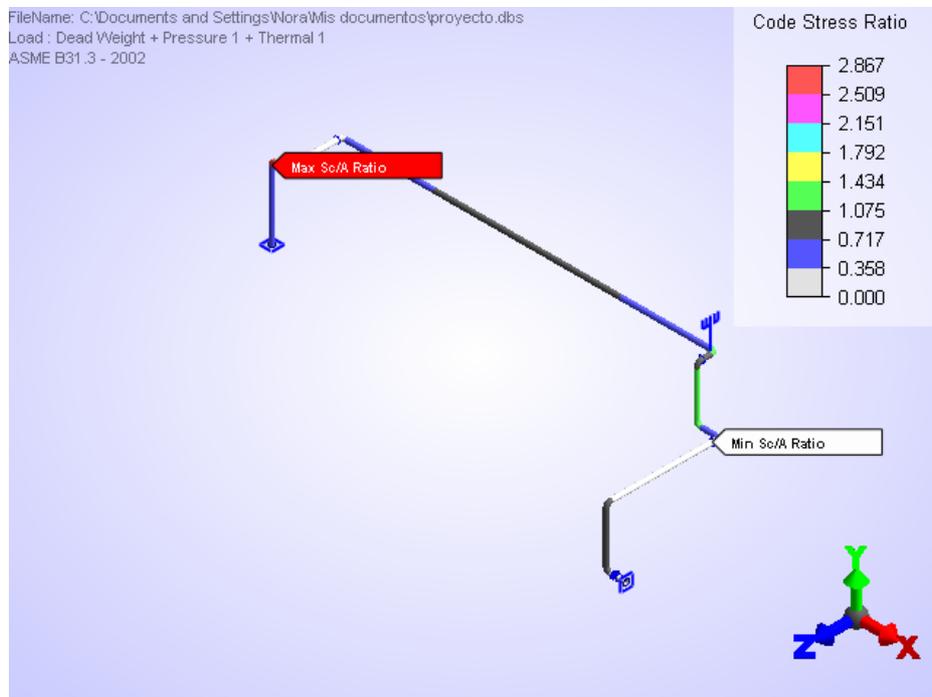
Los cambios producidos en las razones de esfuerzos y en los valores de los desplazamientos máximos con la introducción del soporte en el sistema se pueden observar en las figuras 5.1.2.13; 5.1.2.14; 5.1.2.15 y 5.1.2.16.



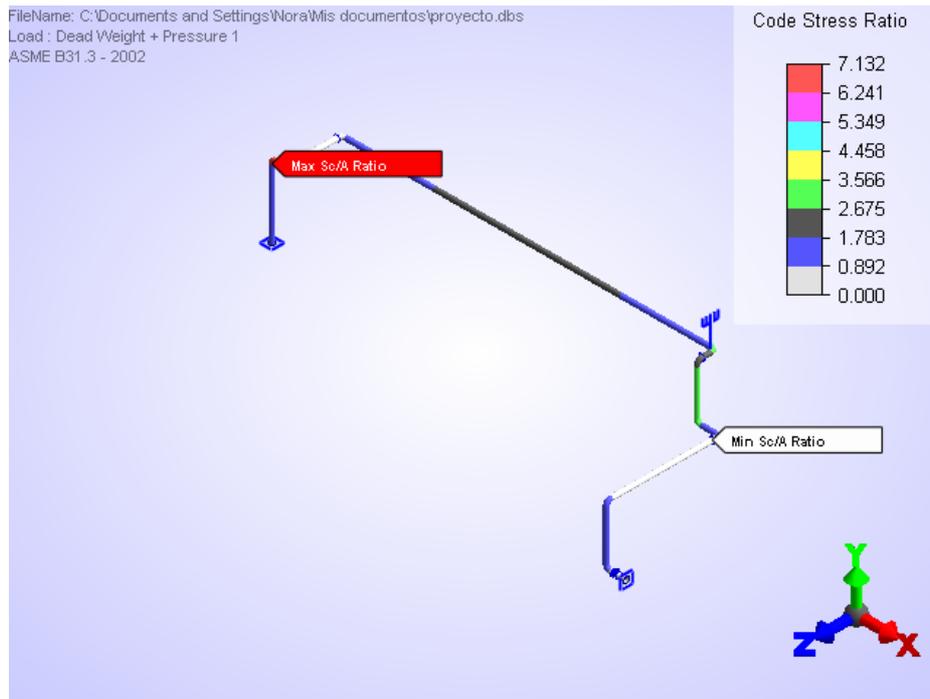
**Fig. 5.1.2.11.** Desplazamientos en el eje Y debido a las cargas:  
 Peso Muerto, Presión y Carga Térmica.



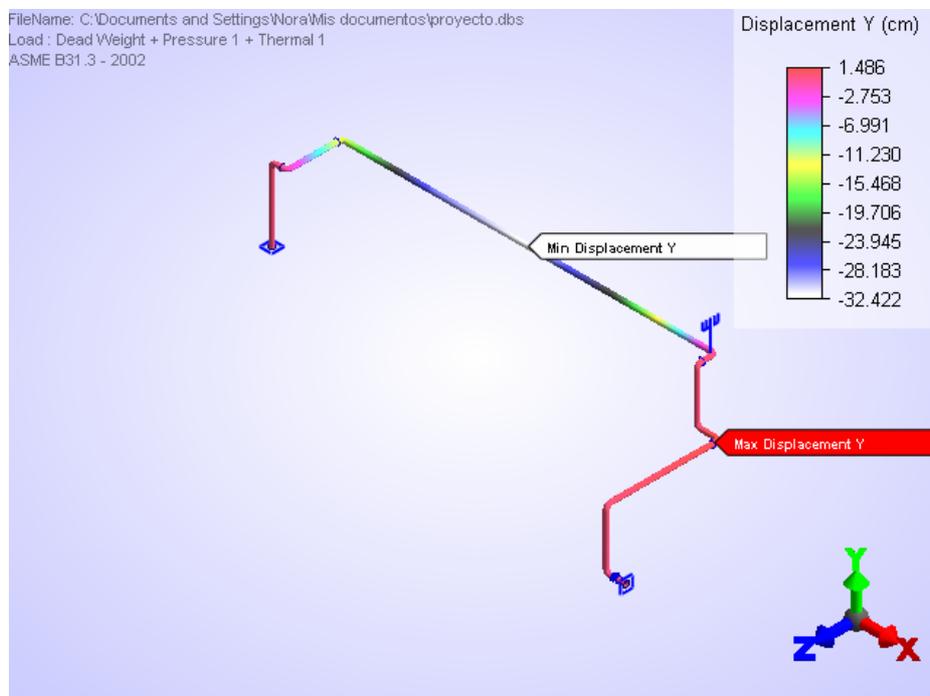
**Fig. 5.1.2.12.** Desplazamientos en el eje Y debido a las cargas:  
 Peso Muerto y Presión.



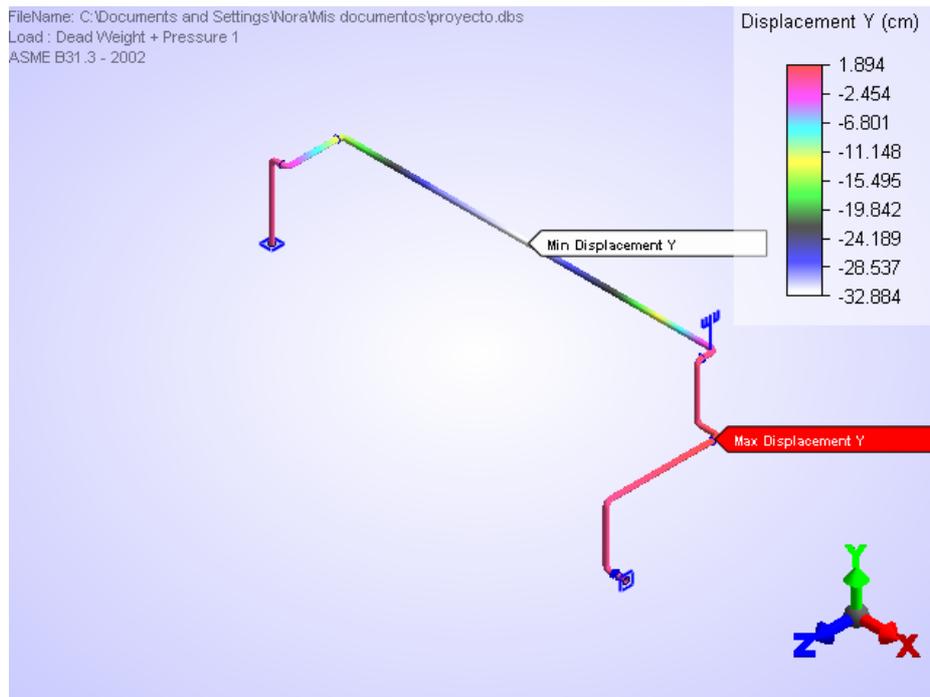
**Fig. 5.1.2.13.** Razones de esfuerzos producidas por la acción de las cargas Peso Muerto, Presión y Térmica; con la introducción del soporte rígido al sistema.



**Fig. 5.1.2.14.** Razones de esfuerzos producidas por la acción de las cargas Peso Muerto y Presión; con la introducción del soporte rígido al sistema.

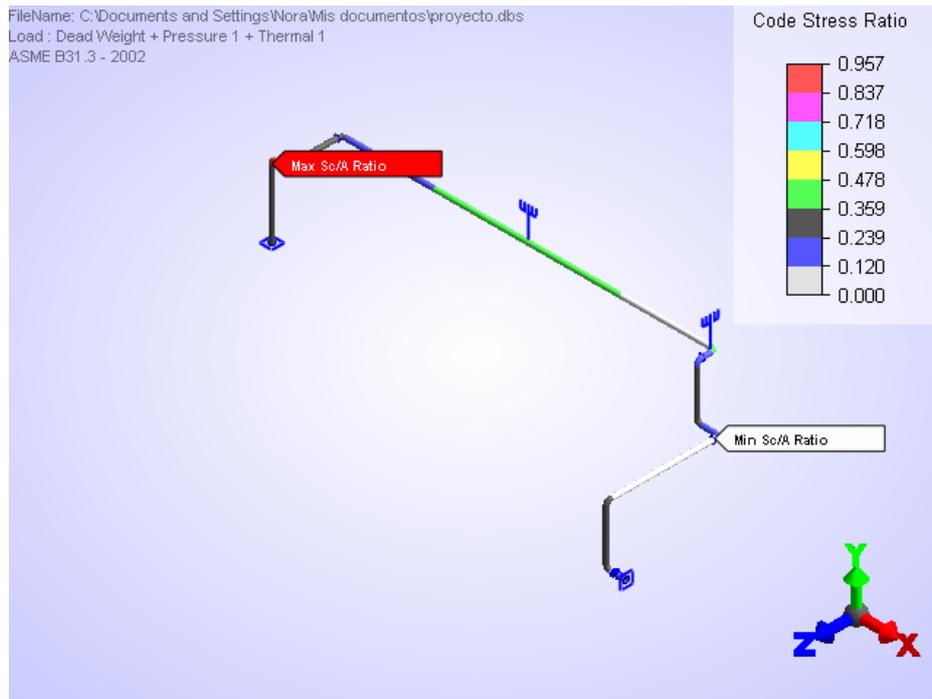


**Fig. 5.1.2.15.** Desplazamientos en el eje Y producidos por la acción de las cargas Peso Muerto, Presión y Térmica; con la introducción del soporte rígido al sistema.

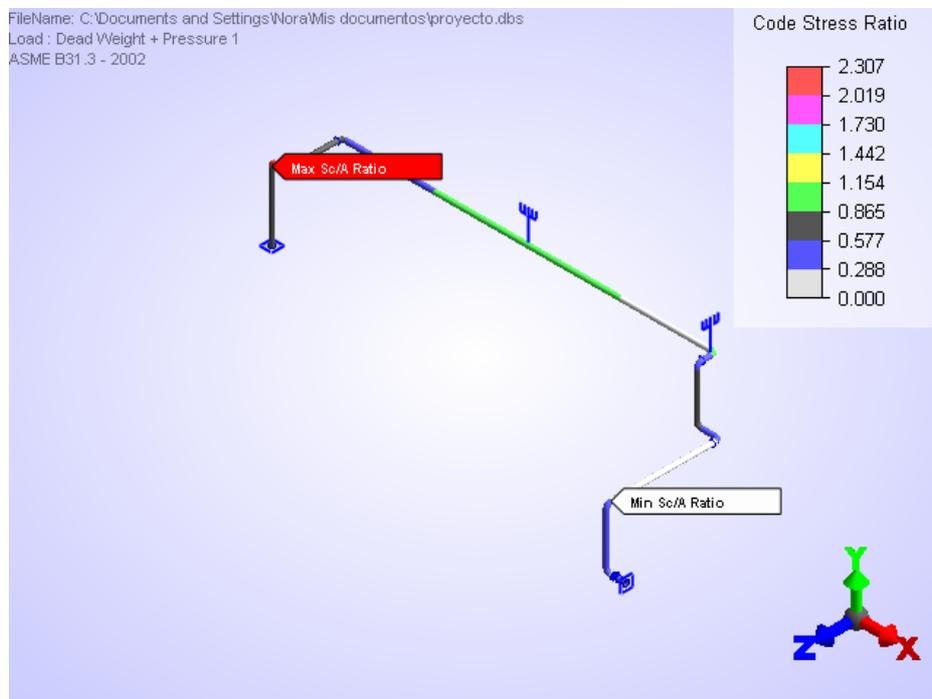


**Fig. 5.1.2.16.** Desplazamientos en el eje Y producidos por la acción de las cargas Peso Muerto y Presión; con la introducción del soporte rígido al sistema.

Se percibe que el efecto producido por la introducción la barra rígida en el sistema fue positivo, ya que los valores de las razones de esfuerzos máximos y la cantidad máxima de desplazamiento disminuyeron considerablemente. Sin embargo hay que recordar que todas las razones de esfuerzos deben ser menores a 1. Empleando el mismo razonamiento (observando los desplazamientos) se introduce otra barra rígida en el centro del tramo d (para identificar tramo d ver figura 5.1.1.1). Los resultados obtenidos se muestran en las figuras 5.1.2.17 y 5.1.2.18.



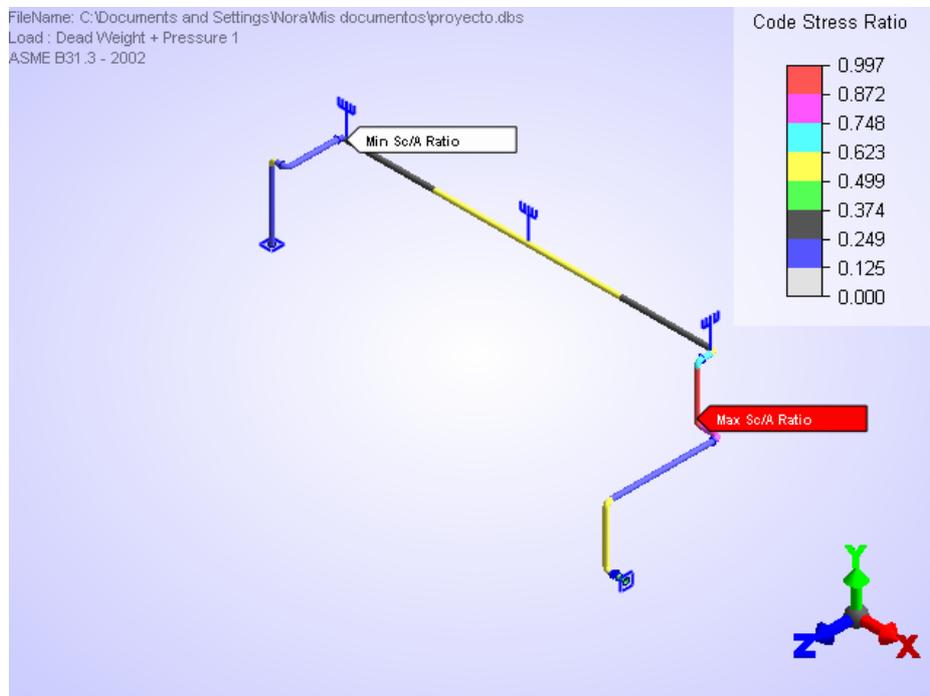
**Fig. 5.1.2.17.** Razones de esfuerzos producidas por la acción de las cargas Peso Muerto, Presión y Térmica; con la introducción de dos soportes rígidos al sistema.



**Fig. 5.1.2.18.** Razones de esfuerzos producidas por la acción de las cargas Peso Muerto y Presión; con la introducción de dos soportes rígidos al sistema.

Con esta segunda barra se ha solucionado el problema para cuando actúan las tres cargas combinadas (Peso Muerto, Presión y Térmica) sobre el sistema, pero aún existen razones de esfuerzo mayores a 1 cuando están actuando las cargas combinadas del Peso Muerto y Presión sobre el sistema por lo que otra vez se realiza el mismo procedimiento, para finalmente llegar a la solución que muestra la figura 5.1.2.19.

Ahora todas las razones de esfuerzo son menores a 1, independiente de la combinación de cargas, con lo que el sistema cumple con el código ASME B31.3.

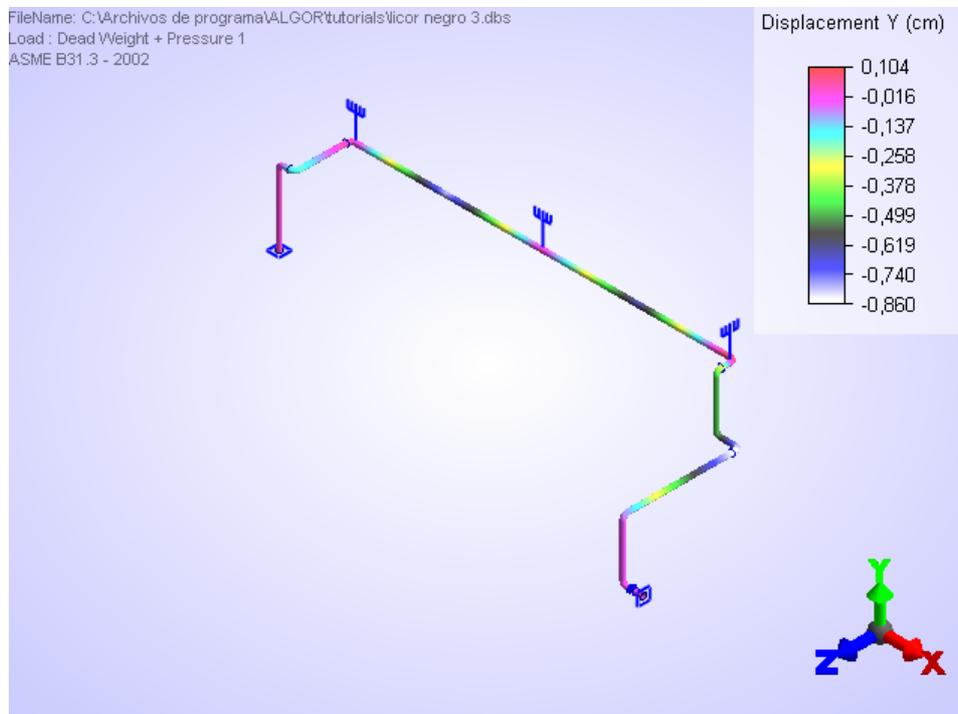


**Fig. 5.1.2.19.** Razones de esfuerzos producidas por la acción de las cargas Peso Muerto y Presión; con tres soportes rígidos en el sistema.

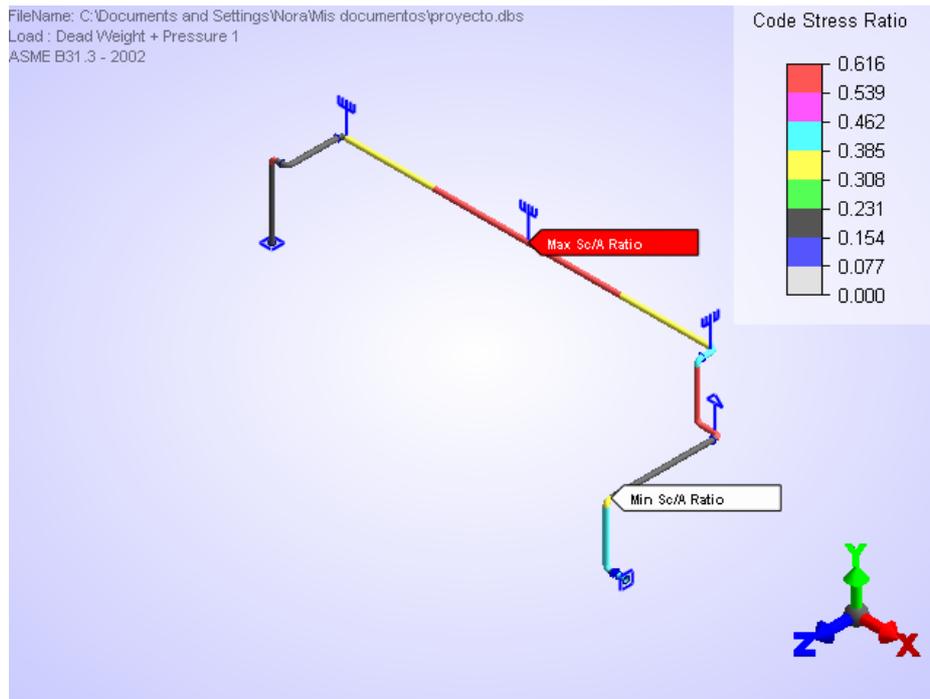
Como la razón 0.997 es muy cercana a 1, puede ser conveniente disminuir el valor de esta razón. Analizando los desplazamientos del sistema que se muestran en la figura 5.1.2.20, se observa que todos los desplazamientos son pequeños por lo que no es necesario disminuirlos, lo que se debe hacer es disminuir el esfuerzo producido en el

tramo f cuyo componente más influyente corresponde a  $F_y$  (el valor de  $F_y$  es 766 kg en la zona de máxima razón de esfuerzos).

Considerando lo anterior en el tramo g se puede ubicar un Hanger de carga constante (500 kg) con el propósito de disminuir el esfuerzo en el tramo f y facilitar las actividades de mantenimiento del sistema, como puede ser, por ejemplo, un cambio de empaquetaduras. El resultado obtenido se puede apreciar en la figura 5.1.2.21.



**Fig. 5.1.2.20.** Desplazamientos en el eje Y producidos por la acción de las cargas Peso Muerto y Presión; con tres soportes rígidos en el sistema.



**Fig. 5.1.2.21.** Resultado derivado de la introducción del Hanger en el sistema.

Como se observa, con la introducción del Hanger, la razón de esfuerzos máxima disminuyó de 0.997 a 0.616, además su ubicación sufrió un cambio.

A continuación verificaremos si las cargas impuestas por el sistema de piping sobre la boquilla de la bomba centrífuga conectada a él, cumplen con el criterio de aceptación recomendado por la norma API 610<sup>1</sup>.

Se iniciará el análisis utilizando la última configuración obtenida en el proceso iterativo realizado para determinar la ubicación de los soportes del sistema.

Para obtener los resultados de los cálculos realizados por Pipepak se debe seleccionar del menú el comando “Results”, en la tabla desplegada seleccionar “Output Reports” y finalmente “Pump”, tal como se aprecia en la figura 5.1.2.22.

<sup>1</sup> Pipepak utiliza las ecuaciones que gobiernan esta norma para calcular las fuerzas sobre las boquillas de bombas centrífugas conectadas al sistema de piping.



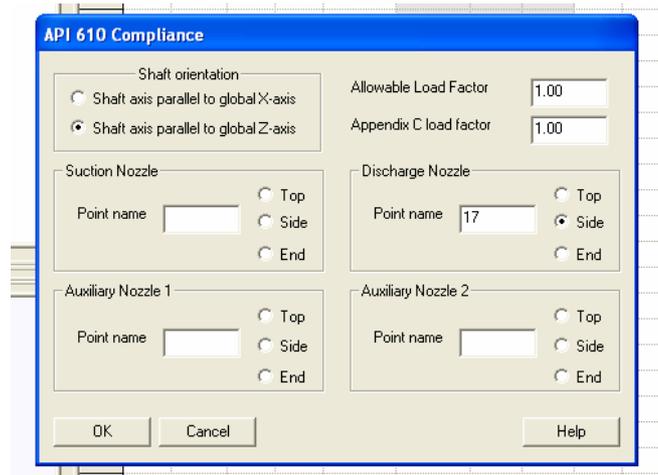


Fig. 5.1.2.23. Información solicitada por Pipepak.

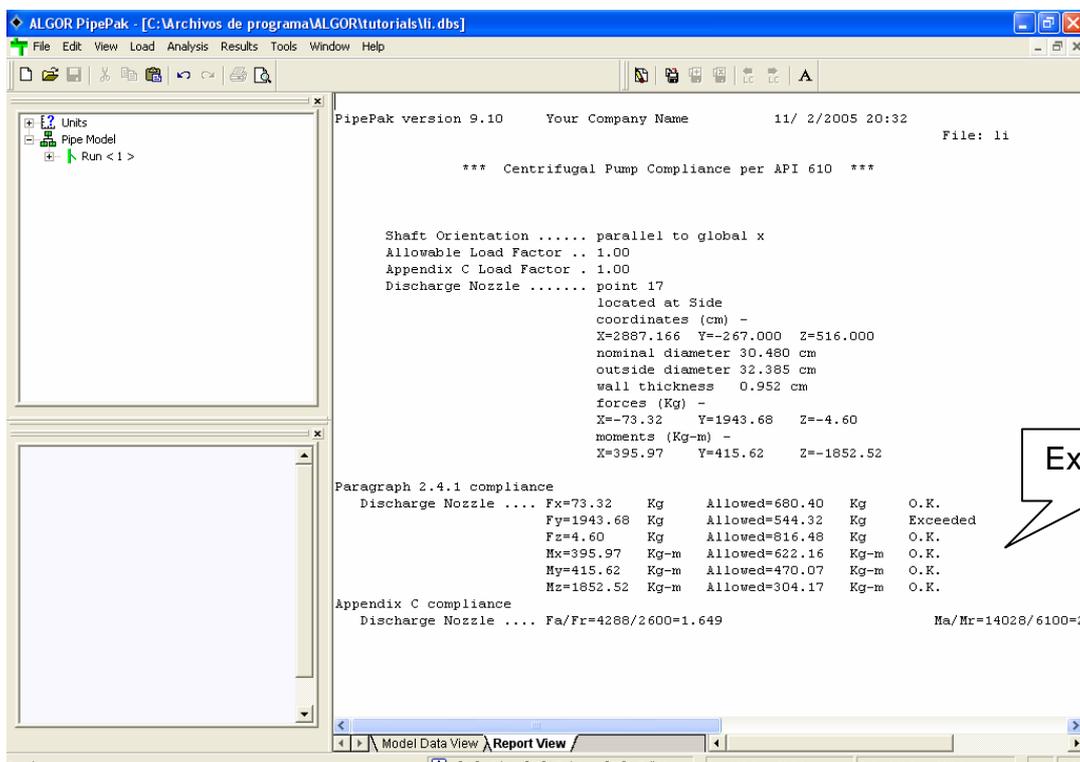


Fig. 5.1.2.24. Cargas sobre la boquilla de la bomba.

Se puede apreciar en la figura 5.1.24 que la componente Y de la fuerza actuando sobre la boquilla ( $F_y = 1943.7 \text{ kg.}$ ) excede el límite permitido por la norma, por lo que se deberán agregar dispositivos al sistema con la finalidad de disminuir este valor hasta un nivel aceptable.

Como todas las razones de esfuerzos en el sistema son menores que 1 y los desplazamientos son pequeños, se necesita información más detallada de la sección del sistema de piping cercana a la bomba (tramo j) para tomar las medidas más adecuadas para disminuir el valor de esta fuerza sobre la boquilla. Esta información se puede obtener de las figuras 5.1.2.25 y 5.1.2.26.

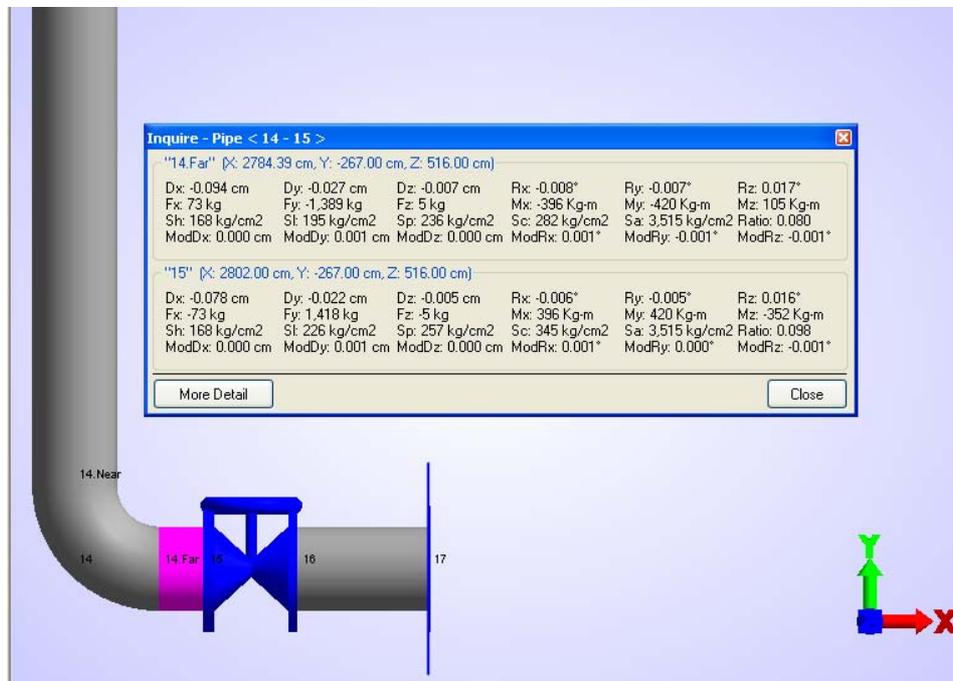


Fig. 5.1.2.25. Información del tramo j al lado izquierdo de la válvula.

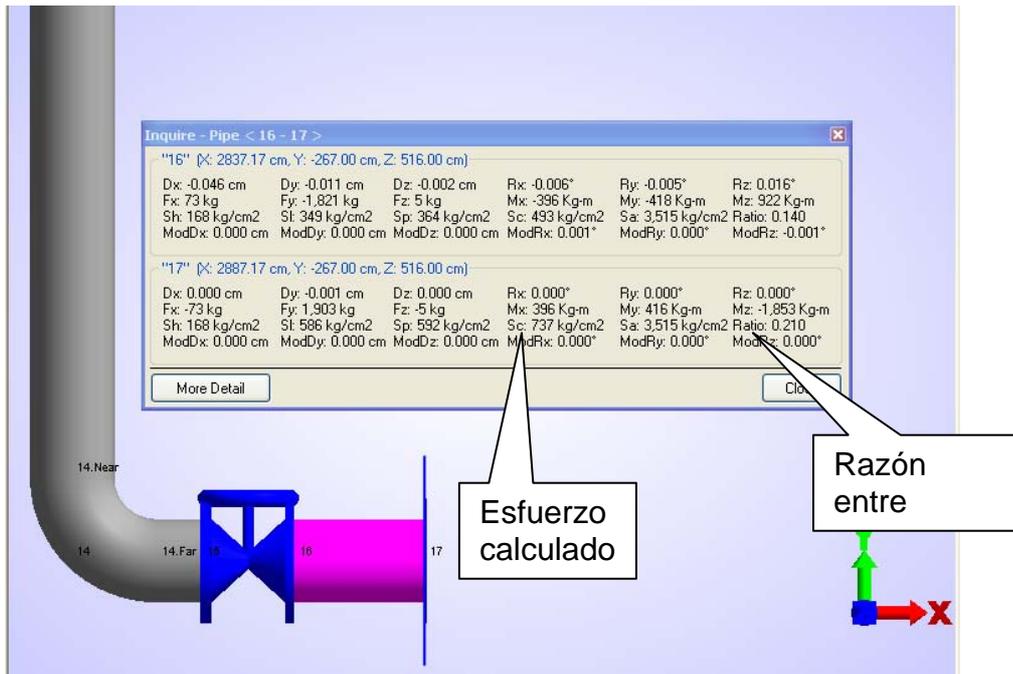


Fig. 5.1.2.26. Información del tramo j al lado derecho de la válvula.

De las figuras se concluye que el tramo de cañería que va de la válvula al anclaje soporta mayores esfuerzos que la sección anterior a la válvula (siendo máximo en el punto 17, con un esfuerzo calculado “ $S_c$ ” de  $737 \text{ kg/cm}^2$  y una razón entre esfuerzos de 0.21) por lo que el actuar sobre este tramo produciría mayor efecto en las fuerzas que actúan sobre la boquilla de la bomba.

Como los desplazamientos son pequeños, la idea no es disminuir los desplazamientos, sino disminuir la componente  $F_y$  de las fuerzas que actúan en este tramo. Para lograr esto se ubicará un Hanger de carga constante (1900 kg) en el centro de este tramo y sus resultados se muestran en la figura 5.1.2.27.

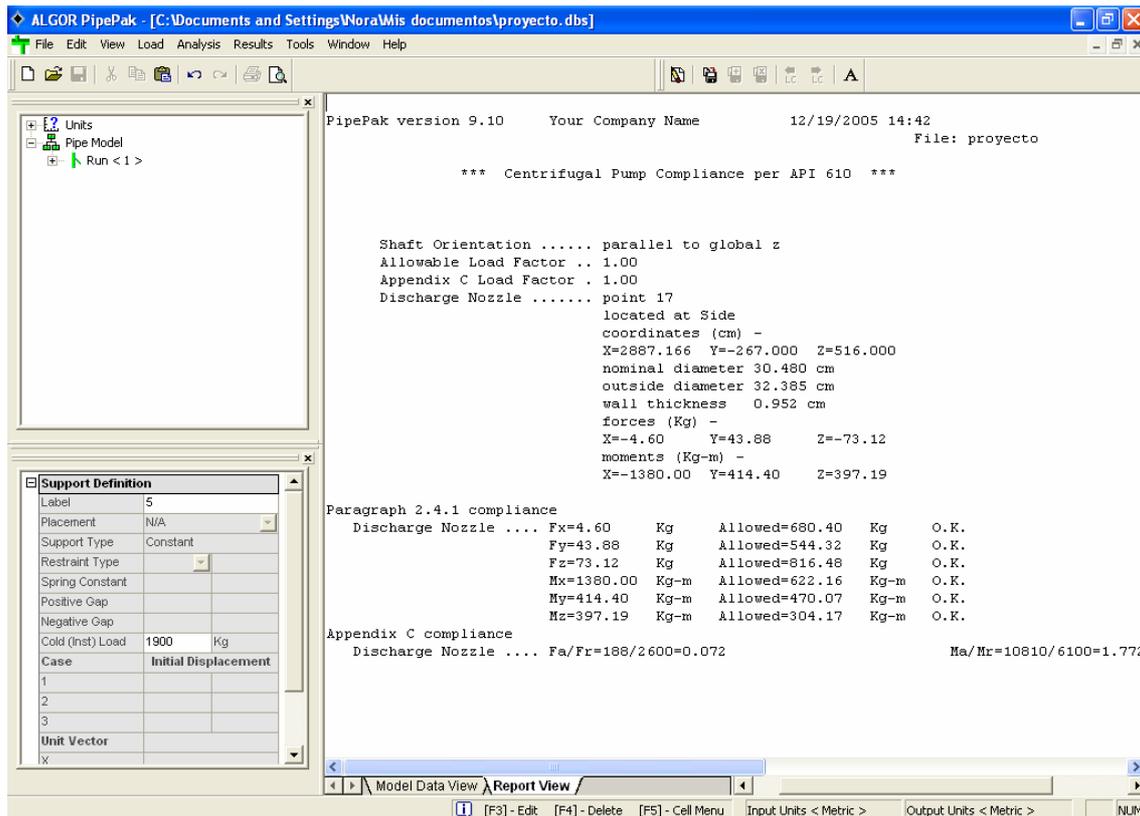


Fig. 5.1.2.27. Resultado de la aplicación del Hanger.

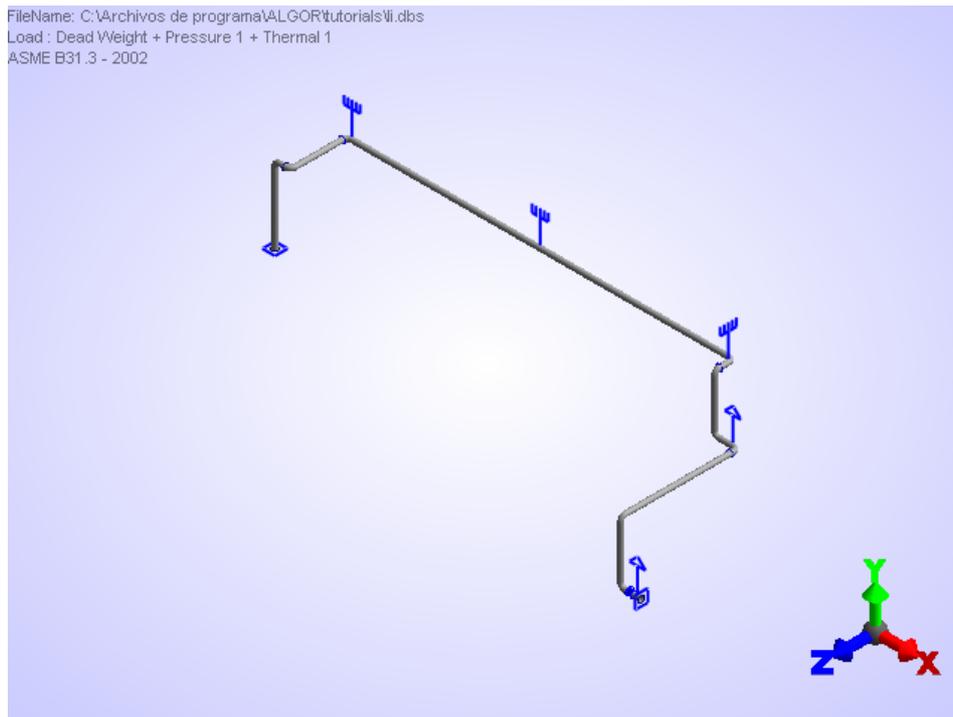
Con la introducción del Hanger, la componente  $F_y$  ha disminuido notablemente y se cumplen todas las ecuaciones que exige la norma API 610, con lo que la configuración del sistema quedaría como muestra la figura 5.1.2.28<sup>1</sup>.

Hay que mencionar también que la introducción de este último Hanger (en el tramo j) no afecta mayormente el estado de esfuerzos presentes en el sistema antes de la adición este dispositivo al sistema, ya que el objetivo era disminuir las cargas sobre la boquilla de la bomba conectada al sistema de piping en estudio.

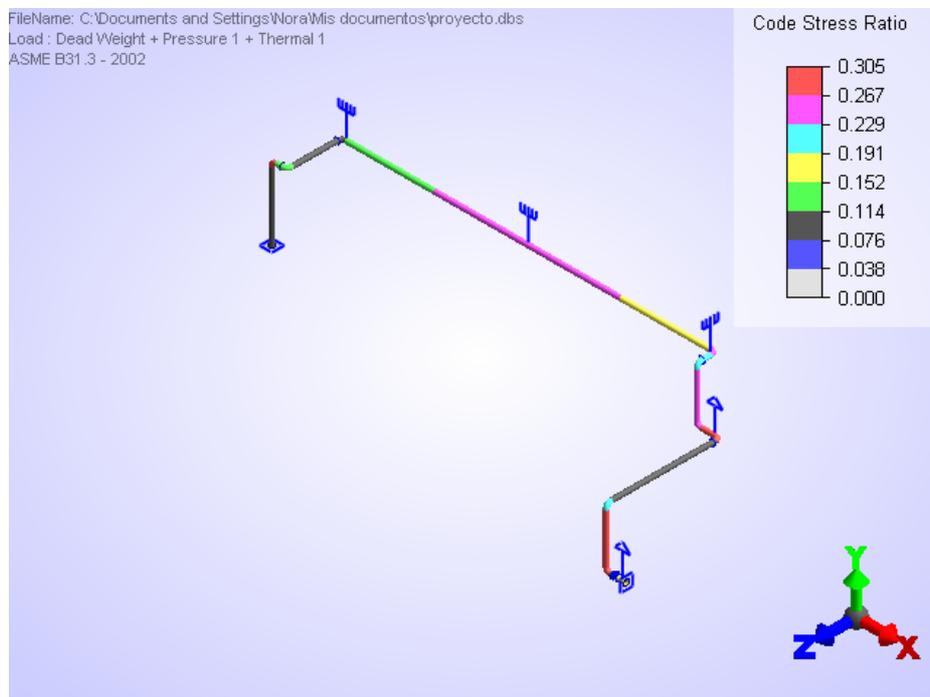
Las razones de esfuerzos y la magnitud de los desplazamientos, producidos en la configuración final del sistema por los diferentes casos de combinación de cargas se pueden apreciar en las figuras 5.1.2.29 a 5.1.2.34.

La hoja de cálculo final se muestra en la figura 5.1.2.35.

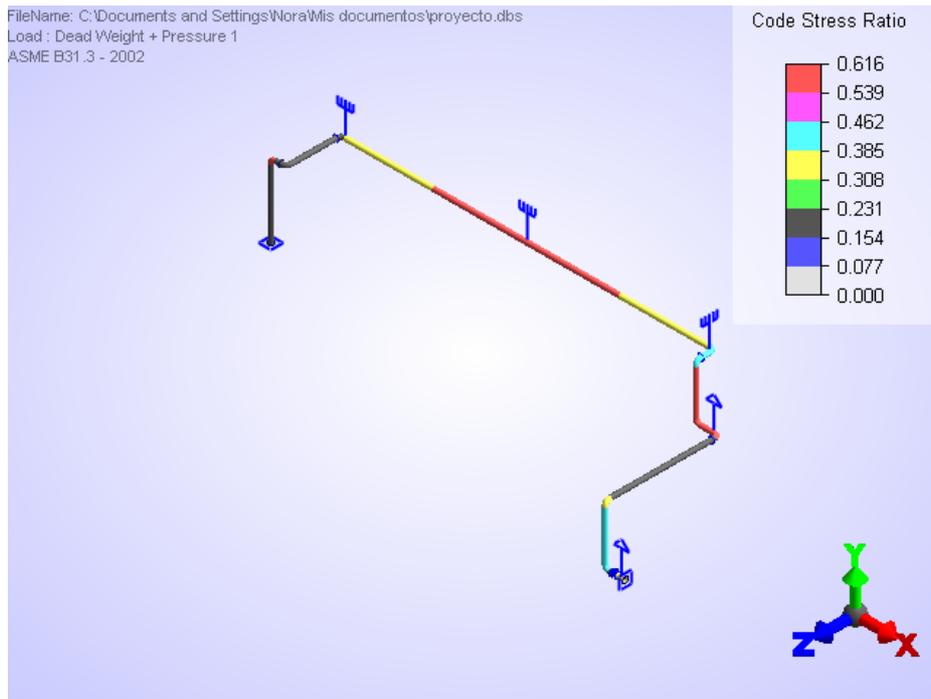
<sup>1</sup> El reporte con los resultados finales obtenidos se encuentra en el apéndice A de este trabajo.



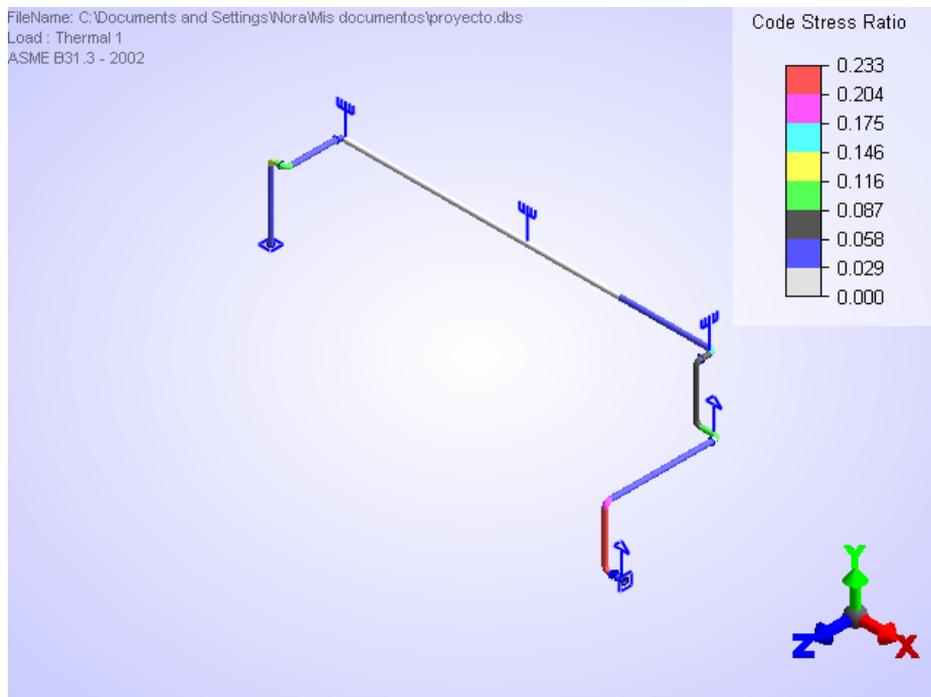
**Fig. 5.1.2.28.** Configuración final del Sistema de Piping.



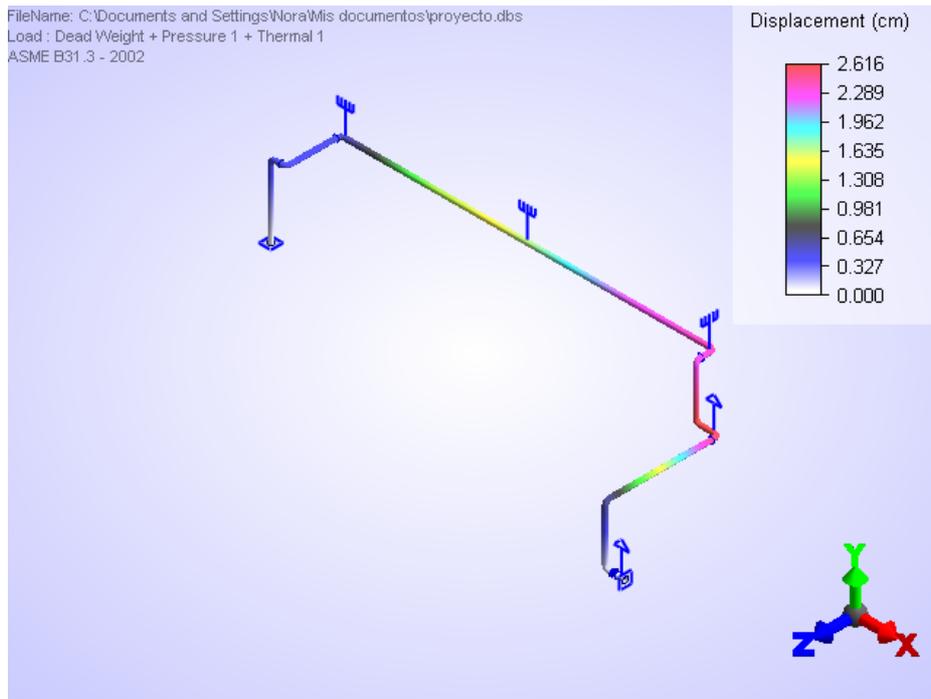
**Fig. 5.1.2.29.** Razones de esfuerzos, para la configuración final, bajo la acción de las cargas Peso Muerto, Presión y Térmica.



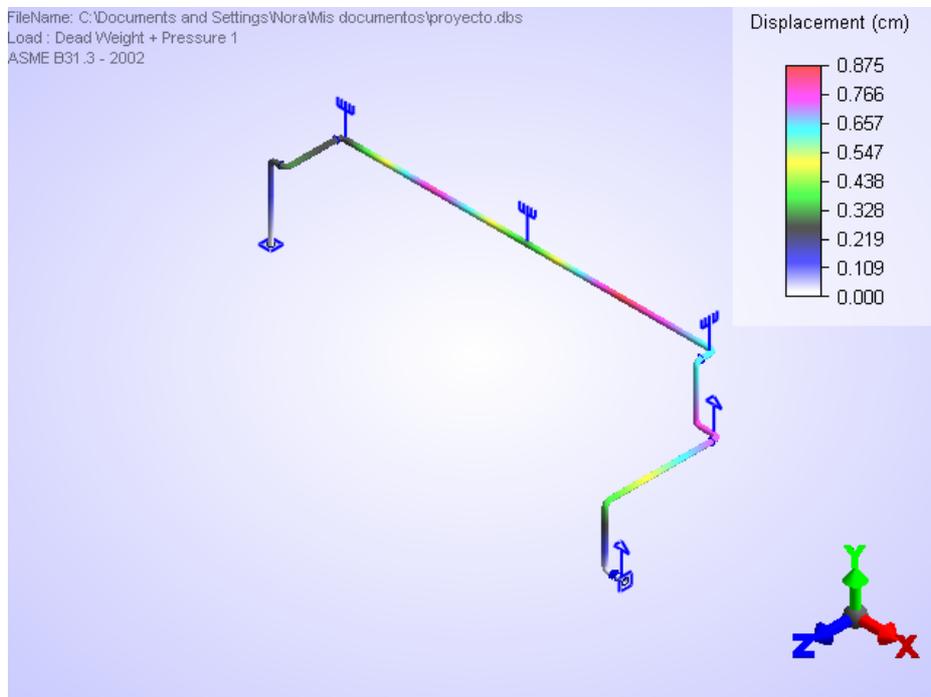
**Fig. 5.1.2.30.** Razones de esfuerzos, para la configuración final, bajo la acción de las cargas Peso Muerto y Presión.



**Fig. 5.1.2.31.** Razones de esfuerzos, para la configuración final, bajo la acción de la carga Térmica.



**Fig. 5.1.2.32.** Magnitud de desplazamientos, para la configuración final, bajo la acción de las cargas Peso Muerto, Presión y Térmica.



**Fig. 5.1.2.33.** Magnitud de desplazamientos, para la configuración final, bajo la acción de las cargas Peso Muerto y Presión.

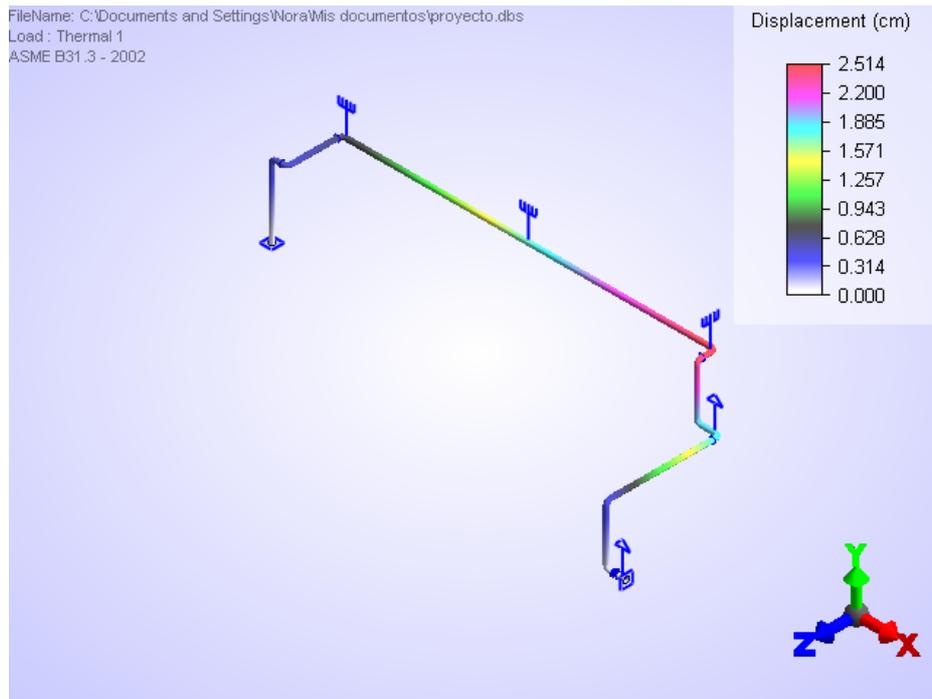


Fig. 5.1.2.34. Magnitud de desplazamientos, para la configuración final, bajo la acción de la carga Térmica.

ALGOR PipePak - [C:\Documents and Settings\Nora\Mis documentos\proyecto.dbs]

File Edit View Load Analysis Results Tools Window Help

	From/To	Point	X	Y	Z	Bend	Abs. X	Abs. Y	Abs. Z	Pipe	Materi	Load	Data	Data
1	From	1					0	0	0	12	A53	100	Anchor	Flange
2	To	2		495		Short	0	495	0					
3	To	3	100			Short	100	495	0				Flange	
4	To	4			-366	Short	100	495	-366				Flange	Support-Rigid
5	To	5	625				725	495	-366					
6	To	6	625				1350	495	-366				Support-Rigid	
7	To	7	625				1975	495	-366					
8	To	8	625			Short	2600	495	-366				Support-Rigid	
9	To	9			122	Short	2600	495	-244				Flange	
10	To	10			-366	Short	2600	129	-244					
11	To	11	152			Short	2752	129	-244				Support-Constant	
12	To	12			50	Short	2752	129	-194				Flange	
13	To	13			710	Short	2752	129	516					
14	To	14			-396	Short	2752	-267	516					
15	To	15	50				2802	-267	516				Flange	Valve
16	To	16	35.166				2837.166	-267	516				Flange	
17	To	18	25				2862.166	-267	516				Support-Constant	
18	To	17	25.000				2887.166	-267	516				Anchor	Flange
19														
20														
21														
22														
23														
24														
25														
26														
27														
28														
29														
30														

Model Data View Report View

Ready [F3] - Edit [F4] - Delete [F5] - Cell Menu Input Units < Metric > Output Units < Metric > NUM

Fig. 5.1.2.35. Hoja de cálculo final, obtenida con todos los cambios hechos en la configuración.

## Capítulo VI

---

# VIBRACIONES EN UN SISTEMA DE PIPING

---

## 6.1 Introducción.

La experiencia demuestra que el comportamiento de un sistema mecánico o estructural es muy diferente cuando las cargas aplicadas varían con el tiempo que cuando no lo hacen, aunque el orden de magnitud de dichas cargas sea similar.

En los métodos de análisis que se podrían llamar “tradicionales” se ignora este carácter variable de las cargas y se realiza un cálculo estático, afectando a la magnitud de las cargas o al esfuerzo admisible del material con el correspondiente coeficiente de seguridad. Cuando el carácter variable o “dinámico” de las cargas es importante, o cuando hay fenómenos tales como choques, estos coeficientes de seguridad tienen valores muy elevados, hasta 10 ó 15, en previsión de lo que pudiera suceder.

Si el sistema mecánico o estructural que se trata de diseñar es de cierto compromiso, el desconocimiento de la seguridad real que el método de cálculo utilizado permite, obliga a construir un prototipo o un modelo a escala y realizar ensayos que simulen las condiciones reales de funcionamiento. Estos ensayos determinan modificaciones en el diseño inicial tanto más profundas y costosas cuanto menos racionalmente haya sido realizado el diseño. Por esta razón, dar conocer las principales causas y efectos de las fuentes vibratorias puede ser de gran ayuda en el momento de diseñar un tendido o intervenirlo durante su operación, de manera de mitigar o corregir los efectos no deseados que pudieran aparecer debido a estas fuentes de excitación. Dicho conocimiento nos permitirá identificar las causas, en forma mas expedita, si estas tuvieran presente durante la etapa de operación.

Es recomendable que durante la etapa de diseño, se tomen medidas para mitigar los efectos vibratorios no deseados, ya que corregirlos durante la etapa operativa, generalmente implica un mayor costos en la producción.

## 6.2 Fuentes de Excitación Vibratoria.

Las vibraciones de sistemas piping son más frecuentemente excitadas por fuerzas de pulsación dentro del piping, es por esta razón que mas adelante ahondaremos mas sobre este tema. Por otra parte, y en forma secundaria, se encuentran las excitaciones mecánicas producto de las fuerzas y momentos de maquinaria desbalanceada.

Potenciales fuentes de excitación se incluyen en la lista siguiente:

- La energía mecánica de las fuerzas y momentos de la maquinaria desbalanceada.
- Pulsaciones generadas por compresores y bombas reciprocas.
- Pulsaciones generadas por compresores y bombas centrifugas.
- Pulsaciones generadas por el flujo a través de, o sobre objetos.
- Pulsaciones generadas por caídas de presión en restricciones.
- Pulsaciones generadas por cavitación y flashing.

### 6.2.1 Máquinas rotatorias.

Este tipo de mecanismos constituyen una fuente importante de vibraciones mecánicas, debido a su desbalanceamiento inevitable. Debido a esto, aparecerán en las estructuras cercanas o adyacentes, vibraciones forzadas con una frecuencia igual a la velocidad de rotación. El problema aparecerá, cuando la frecuencia vibratoria producida por la maquina, se encuentre cercana a la frecuencia natural del tendido contiguo. Esto podría inducir a lo que se conoce como resonancia, que tiene como característica que para una pequeña fuerza de excitación se produce una vibración de amplitud muy grande, lo que conlleva a posibles fallas por fatiga tanto de la cañería, como de los elementos que la componen, como por ejemplo uniones por flange, lo cual amerita un estudio mas profundo para su análisis.

### 6.2.2 Máquinas con movimientos alternativos.

En este tipo de maquinarias, las vibraciones son producidas por movimientos alternativos, generando pulsaciones del flujo y de las presiones de trabajo.

Las frecuencias de pulsaciones generadas por los compresores serán de:

- Compresor de acción simple

$$f = \frac{nN}{60} \cdot m [cps] \quad (6.2.2.1)$$

- Compresor de doble acción

$$f = \frac{2nN}{60} \cdot m [cps] \quad (6.2.2.2)$$

Donde:  $n = 1, 2, 3, \dots$

$m =$  Numero de cilindros

$N =$  Revoluciones por minuto

Para el caso de bombas centrifugas generalmente ocurren a 1x las RPM de operación o al número de aspas del impulsor por las RPM. Ellas son función de la vibración radial, la tolerancia radial del impulsor, tolerancia de sellos y anillos utilizados, la simetría del impulsor y las características del difusor, caja y voluta. Como las condiciones de operación generalmente difieren del diseño o del punto de mayor eficiencia, una variedad de modelos de flujo secundarios puede producir fluctuaciones de presión adicionales.

También pueden producirse pulsaciones de baja frecuencia, significantes, como resultado de la interacción dinámica de la respuesta acústica del piping, el amortiguamiento dinámico del flujo y la ubicación de la unidad (compresor o bomba centrifuga) en la geometría del piping.

Para que ocurra vibración, debe existir una fuente generadora de energía más un mecanismo de acoplamiento para convertir las fuerzas de presión en fuerzas de vibración. Por lo tanto, en la evaluación de la vibración característica de un sistema de

piping, es esencial entender los mecanismos de acoplamiento que causan la vibración del sistema.

Las pulsaciones de presión se acoplan para producir vibración en las curvaturas del piping, extremos cerrados de vasos, discontinuidades o cambios de diámetros en el sistema y en restricciones como orificios, válvulas y reducciones. En una cañería recta de diámetro constante, las pulsaciones no producirán una fuerza de excitación de vibración significativa.

En consecuencia, para sistemas de piping normales, el punto más común de acoplamiento son las curvaturas del sistema. La fuerza de vibración actuando sobre una curvatura resulta del cambio en el momentum, debido al cambio en la dirección. Una indicación de la fuerza vibratoria real asociada a una curvatura del sistema con una pulsación dada, puede calcularse considerando el sistema acústico como un sistema conservador (la máxima energía cinética es igual a la máxima energía potencial y la energía dinámica total es la misma en cualquier punto del sistema). La magnitud de la fuerza vibratoria, a cualquier frecuencia, puede obtenerse de la expresión 6.2.2.3<sup>1</sup>:

$$F_d = 2 \cdot P_d \cdot A \cdot \cos \frac{\theta}{2} \quad (6.2.2.3)$$

Donde  $P_d$  es la máxima amplitud del pulso de presión a la frecuencia que marcha el sistema,  $A$  es el área de la cañería, y  $\theta$  es el ángulo entre los brazos de la curvatura. En consecuencia, para una curvatura de  $90^\circ$ , la fuerza vibratoria puede ser obtenida de la expresión 6.2.2.4:

$$F_d = 1.414 \cdot P_d \cdot A \quad (6.2.2.4)$$

Si la frecuencia de pulsación esta cercana a la frecuencia natural acústica del sistema, se producirá una resonancia acústica que tiene como característica que

---

<sup>1</sup> Para mayor información consultar ENGINEERING DYNAMICS INCORPORATED. 1993. Vibrations in Reciprocating Machinery and Piping Systems.

pequeñas fluctuaciones de presión provocarán grandes amplitudes de la presión fluctuante, que trae como consecuencia una fuerza desbalanceadora que traerán consigo vibraciones estructurales forzadas de amplitudes grandes.

Para intervenir sobre estas vibraciones, lo podemos hacer en un sistema mecánico o sobre el sistema acústico.

El sistema mecánico nos permite variar la frecuencia natural del tendido, esto se puede hacer por ejemplo, agregando soportes.

La intervención en el sistema acústico, nos permitirá disminuir la magnitud de la presión del flujo fluctuante en cuestión, esto lo lograremos mediante:

- Variación en la configuración del sistema de cañerías, variación de diámetros y largos.
- Inserción de estanques amortiguadores en la salida y entradas de los compresores.
- Inserción de filtros y resonadores en las líneas.

El análisis de las pulsaciones, se realizará en forma más detallada más adelante.

### **6.3.3 Válvulas de control.**

Este tipo de elementos, amerita un comentario especial, en comparación con otros elementos, que componen un sistema de piping, debido a que en su funcionamiento existen caídas de presión relativamente severas. Las altas velocidades del flujo que pasan por estas válvulas, generan energías de pulsación significativas que podrían acercarse a las respuestas vibratorias mecánicas y acústicas del sistema. Además de este posible problema, las válvulas de control de presión de líquidos, que generan turbulencias de bajas frecuencias, pueden producir bastante a menudo, cavitaciones en las regiones de baja presión de la válvula. Para sistemas reguladores de

presión de gases que a menudo operan bajo condiciones de flujo estrangulado, se genera energía de pulsación de frecuencia considerablemente alta, sobre 1000 (Hz). Aunque un espectro de pulsación generada es de banda relativamente ancha, se encuentra característicamente alrededor de un máximo que corresponde a un número de Strouhal de 0.2 aproximadamente.

La expresión de la frecuencia de Strouhal para un fluido que pasa a través de restricciones u obstrucciones esta dada por la expresión 6.3.3.1<sup>1</sup>:

$$f = S \cdot \frac{V}{D} \quad (6.3.3.1)$$

Donde:

S = número de Strouhal, en un rango de (0.2-0.5), siendo 0.2 usado para una obstrucción simple.

V = velocidad del flujo. ( $\frac{ft}{sec}$ )

D = diámetro de la obstrucción. (ft)

Para terminar con las fuentes de excitación, se presenta a continuación la tabla 6.3.3 la cual resume las causas vibratorias en un sistema de piping.

---

<sup>1</sup> Para mayor información consultar ENGINEERING DYNAMICS INCORPORATED. 1993. Vibrations in Reciprocating Machinery and Piping Systems.

Generation Mechanism	Description of Excitation Forces	Excitation Frequencies	Piping Response	Typical Problems	
<b>1. MECHANICAL INDUCED</b>					
<b>A. Machinery Unbalanced Forces &amp; Moments</b>	High Level, Low Frequency	$f_1 = \frac{1N}{60}$ $f_2 = \frac{2N}{60}$	Mechanical and/or Piping Resonance of Piping System	Foundation Resonances	
<b>B. Structure -- Bourne</b>	Low Level	$f = \frac{N}{60}$		Vents & Drains Instrumentation Lines	
<b>2. PULSATION INDUCED</b>					
<b>A. Reciprocating Compressors</b>	High Pressure Pulsations, Low Frequency	$f = \frac{nN}{60}$	$n = 1,2,3, \dots$ (modes) $N =$ Speed, rpm	Mechanical and/or Acoustic Resonance of Piping System	Piping System Fatigue Failures, Excessive Loads to Rotating Equipment, Damaged Supports/ Restraints
<b>B. Reciprocating Pumps</b>	High Pressure Pulsations, Low Frequency	$f = \frac{nNP}{60}$	$P =$ Number of Pump Plungers	Mechanical and/or Acoustic Resonance of Piping Systems	Cavitation on Suction Piping Fatigue Failures
<b>C. Centrifugal Compressors &amp; Pumps</b>	Low Pressure Pulsations, High Frequency	$f = \frac{nN}{60}$  $f = \frac{nBN}{60}$ $f = \frac{nvN}{60}$	$B =$ Number of Blades $v =$ Number of Volute or Diffuser Vanes	Complex Vibration Modes	High Acoustic Energies (Noise) Piping System Failures, Excessive Loads to Rotating Equipment, Small Branch Connection Failures
<b>3. GASEOUS FLOW EXCITED</b>					
<b>A. Flow Through Pressure Letdown Valves or Restrictions/Obstructions</b>	High Acoustic Energy, Mid to High Broad Band Frequencies	$f = S \frac{V}{D}$	$S =$ Strouhal Number 0.2 - 0.5 $V =$ Flow Velocity ft/sec $D =$ Restriction Diameter, ft.	Complex Vibration Modes in Both Longitudinal and Circumferential Directions	Fatigue Failures of Large Diameter Piping Downstream of High Capacity Pressure Letdown Valves, Small Branch Connection Failures, Flange Leakage
<b>B. Flow Past Stubs</b>	Moderate Acoustic Energy Mid to High Frequencies	$f = S \frac{V}{D}$	$S = 0.2 - 0.5$ $D =$ Stub Diameter, ft.	Acoustic Resonance of Short Stubs	Fatigue Failure of Stub Connection to Main Run, Valve Chatter
<b>4. LIQUID (OR MIXED PHASE) FLOW EXCITED</b>					
<b>A. Flow Turbulence Due to Quasi Steady Flow (e.g. Fluid Solids Lines)</b>	Random Vibrations, Low Frequency	$f = 0 - 30$ Hz	(Typically)	Low Frequency Line Movements at Mechanical Natural Frequencies	Excessive Loads on Piping Supports and Restraints
<b>B. Cavitation and Flashing</b>	High Acoustic Energy, Mid to High Frequencies	Broad Band		Complex Vibration Modes in Both Longitudinal and Circumferential Directions	Fatigue Failures, Small Branch Connection Failures
<b>5. PRESSURE SURGE/ HYDRAULIC HAMMER</b>	Transient Shock Loading	Discrete Events		High Impact Loads to Piping and Restraints	Excessive Piping/Structure Loads Due to Quick Valve Closures or Rapid Pump Starts/Stops

Tabla 6.3.3 Orígenes de excitación y vibraciones.

## Capítulo VII

---

# CALCULO DE FRECUENCIAS EN UN SISTEMA DE PIPING

---

## 7.1 Cálculo de frecuencia natural mecánica.

El primer requerimiento en el estudio de un tendido en su parte vibratoria, es el cálculo de su frecuencia natural. Este cálculo nos dará un parámetro para cuando se realice el estudio de fuentes vibratorias por acústica, esto no pueda producir resonancia.

Aquí procederemos a mostrar los resultados más importantes, pertenecientes a las frecuencias estructurales o varias configuraciones simples.

Para asegurar que los sistemas sean libres de vibraciones excesivas, es necesario revisar que los tramos individuales conectados no sean resonantes con frecuencias de excitación generadas por bombas, compresores, mecanismos de excitación del flujo, etc.

### 7.1.1 Tramos rectos de cañerías.

Actualmente la frecuencia natural de los tramos de cañerías, derivan de la teoría de frecuencia naturales en vigas, o bien, conocido como "*Principio de conservación de Energía*", donde no se consideran las fuerzas de amortiguamiento.

Existen configuraciones típicas en las plantas, las cuales tienen condiciones de bordes que difieren de valores ideales, no obstante la teoría de vigas idealizadas, entrega un valioso punto de partida para la comprensión de la conducta de vibraciones.

La frecuencia natural de cualquier tramo de ducto puede calcularse si el factor de frecuencia, la longitud del tramo, el diámetro, espesor de la pared y el peso por la longitud son conocidos.

Una buena aproximación es considerar la deformación de estas estructuras debido al peso muerto, siempre y cuando el movimiento de vibración fundamental esté en la dirección vertical, correspondiente a la dirección de la aceleración de gravedad. Por lo cual una formulación matemática correcta es la siguiente (7.1.1):

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta_{st}}}, \text{ Hz} \quad (7.1.1)$$

Donde  $g$  es la velocidad de gravedad y  $\delta_{st}$  es el desplazamiento estático.

La ecuación 7.1.1 tendrá el valor exacto de frecuencia, siempre y cuando el sistema pueda ser simplificado al análisis de un sistema con un solo grado de libertad. Para los casos contrarios donde el movimiento fundamental no se encuentra en la dirección vertical se puede orientar al sistema con el objetivo de poder determinar la frecuencia del modo fundamental.

También se puede mejorar los resultados obtenidos con este método a través del procedimiento iterativo llamado "*Método de Rayleigh Mejorado*" (ver Clough and Penzien Cap 8; 1993).

### 7.1.2 Evaluación de la frecuencia natural.

Se ha encontrado una manera fácil y aplicable de evaluar la frecuencia fundamental por medio de la aproximación del Método de Rayleigh, donde se realizó el trabajo de formar tablas de valores que contienen estas "*Funciones de Forma*" para ciertas condiciones de apoyo (Ver Kellogg, Cap. 9, 1957).

La frecuencia natural se evalúa en [Hz]. De este modo la frecuencia natural es obtenida de la siguiente expresión:

$$f_n = \alpha \sqrt{\frac{EI}{WL^3}} \quad (7.1.2)$$

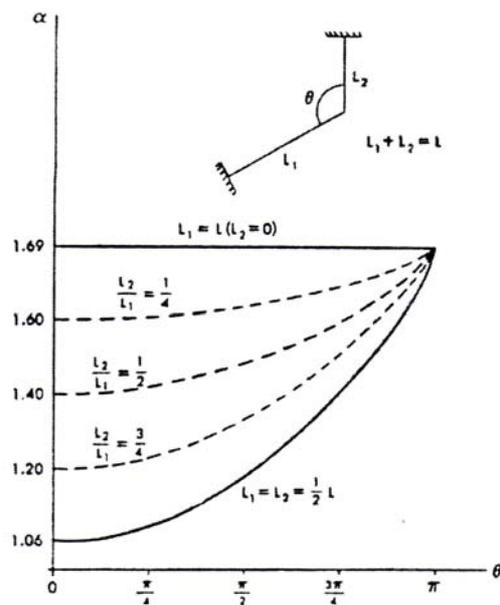
Donde:

- E = Módulo de Young
- I = Momento de inercia
- W = Peso del trecho de cañería
- L = Longitud del trecho de cañería

$\alpha$  = Coeficiente de frecuencia, que esta en función de las condiciones de apoyo, como se muestra en las Figuras 7.1 y 7.2.

Condiciones de Apoyo	Modo de Vibración	Coeficiente de Frecuencia $\alpha$ para Cañería Uniforme
Viga en Voladizo	Modo Fundamental	0.265
	Segundo Modo	1.66
Los extremos simplemente apoyados	Modo Fundamental	0.743
	Segundo Modo	2.97
Un extremo simplemente apoyado, otro extremo fijo.	Modo Fundamental	1.16
	Segundo Modo	3.76
Ambos extremos fijos.	Modo Fundamental	1.69
	Segundo Modo	4.64

**Figura 7.1.** Coeficiente de frecuencia  $\alpha$  para distintas condiciones de apoyo de cañerías rectas.



**Figura 7.2** Coeficiente de frecuencia  $\alpha$  para cañerías de dos miembros.

## 7.2 Frecuencia natural acústica.

La determinación rigurosa de la frecuencia natural acústica de un sistema de piping es generalmente dificultosa. Sin embargo se pueden hacer estimaciones aproximadas en base a los resultados aplicados a algunas configuraciones simples.

La importancia del cálculo de la frecuencia natural acústica es evitar la resonancia acústica, que implica una amplificación en la presión transiente, esta amplificación implica factores de amplificación en el rango de 10 a 300, que implica a su vez una amplificación en las fuerzas de pulsación resultante las que interactúan con el sistema mecánico a través de discontinuidades y curvaturas en las redes de cañerías.

### 7.2.1 La cañería de órgano y el resonador.

La cañería de órgano es un tubo con una gran razón largo/diámetro, de modo que el movimiento del fluido dentro del tubo es esencialmente unidimensional. El desconocimiento principal son las condiciones de bordes. En un extremo cerrado la variación de presión es un máximo y tal punto se denota como un nodo. En extremos abiertos la velocidad es un máximo y tal punto se denota como lazo. El hecho de que el extremo de una cañería sea geoméricamente abierto no significa que exista siempre un lazo en tal extremo. Las designaciones abiertas y cerradas son, en general, en el sentido acústico solamente.

La frecuencia natural acústica, para un ducto con ambos extremos cerrados forma una escala armónica.

$$\text{Periodo (sec)} = \frac{2L}{C}; \frac{1}{2} \frac{2L}{C}; \frac{1}{3} \frac{2L}{C}; \text{etc...} \quad (7.2.1.1)$$

$$\text{Frecuencia} = f \text{ (cps)} = \frac{C}{2L}; \frac{2C}{2L}; \frac{3C}{3L}; \text{etc...} \quad (7.2.1.2)$$

Donde C es la velocidad de sonido en el fluido  $\frac{ft}{sec}$ , y L es el largo del tubo, ft.

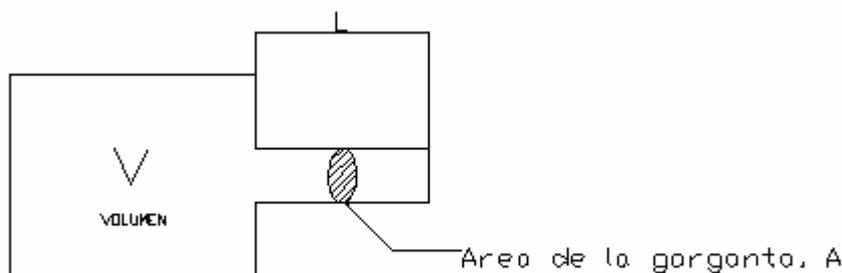
La frecuencia natural para un tubo con extremo cerrado y otro abierto forma una escala impar.

$$f_n = \frac{C}{4L}; \frac{3C}{4L}; \frac{5C}{4L}; etc... \quad (7.2.1.3)$$

Para un tubo abierto a ambos extremos, la frecuencia natural es la misma que para un tubo cerrado a ambos extremos. Como se indicó anteriormente, no es fácil decidir si un extremo físicamente abierto puede ser considerado abierto en consideraciones acústicas. En vista de esto, el valor del largo L en las ecuaciones anteriores puede diferir un poco del largo físico real.

### 7.2.2 RESONADOR DE HELMHOLTZ.

Un resonador es esencialmente una cámara con una garganta, el volumen de la cámara es grande comparado con el de la garganta como se muestra en la figura (7.2.2.1):



**Figura 7.2.2.1** Resonador de Helmholtz.

Se considera un resonador como un sistema simple masa-resorte. Se supone que el fluido en la garganta vibra como una masa sólida mientras que el fluido en la cámara

es alternadamente comprimido. Basado en estas suposiciones, se encontró que la frecuencia natural expresada en (7.2.2.2), es:

$$f_n = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{VL}} \quad (7.2.2.2)$$

Donde:

C = Velocidad del sonido en el fluido,  $\frac{\text{ft}}{\text{sec}}$

V = volumen de la cámara,  $\text{ft}^3$

L = longitud de la garganta, ft

A = área sección transversal de la garganta,  $\text{ft}^2$

La ecuación 7.2.2.2, es válida para:

$$L \gg \frac{1}{2} \sqrt{\pi A} \quad (7.2.2.3.a)$$

El resultado más general es dado por Rayleigh<sup>1</sup>:

$$f_n = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{\mu}{V}} \quad (7.2.2.4)$$

Donde:

$$\mu = \frac{A}{L + \frac{1}{2} \sqrt{\pi A}} \quad (7.2.2.4a)$$

Ha sido designado por Rayleigh como una “*conductividad acústica*”. Por lo tanto, la frecuencia natural queda expresada en la ecuación (7.2.2.5)<sup>2</sup>:

$$f_n = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{V \left( L + \frac{1}{2} \sqrt{\pi A} \right)}} \quad (7.2.2.5)$$

<sup>1</sup> Para mayor información ve ( cf. Rayleigh [3], vol ii, ch. xvi)

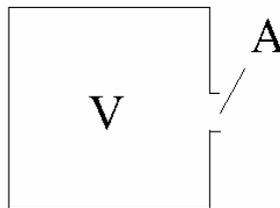
<sup>2</sup> Información obtenida de THE M.W. KELLOG COMPANY. 1958. Design of Piping System.

Si  $L \gg \frac{1}{2}\sqrt{\pi A}$  entonces la frecuencia natural se reduce a la ecuación 7.2.2.2. Si

$L \ll \frac{1}{2}\sqrt{\pi A}$  entonces:

$$f_n = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{2}{V}} \sqrt{\frac{A}{\pi}} \tag{7.2.2.6}$$

Entonces este es el caso de un resonador hueco como se muestra en la figura (7.2.2.7).



**Figura (7.2.2.7)** Resonador hueco de Helmholtz

En general, en un resonador de Helmholtz, una dimensión representativa de la garganta se supone que es mucho más pequeña que una representativa de la cámara.

Una cantidad importante relación con los resultados es la longitud de onda, dada por:

$$\lambda = \frac{C}{f_n} = 2\pi \sqrt{\frac{V}{\mu}} \tag{7.2.2.8}$$

Todos los resultados dados anteriormente deben cumplir con la longitud de onda  $\lambda$  sea mayor (por un factor de a lo menos 2 ó 3), que una dimensión representativa de la cámara, es decir, la mayor dimensión lineal. De otro modo los resultados dados a través de las ecuaciones 7.2.2.2 a la 7.2.2.8 serán erróneos.

**7.2.3 Casos especiales de formulas de resonadores múltiples.**

Un sistema de piping con ensanchamiento (amortiguadores de pulsos, recipientes, etc.) constituyen un sistema resonador múltiple. Se consideraran ahora un tipo simples de resonadores múltiples. Sobre la base de los resultados que atañen a los

resonadores simples y múltiples es posible estimar, con menor aproximación la frecuencia acústica pertinente al tipo de resonador de un sistema de cañerías relativamente complejo con ensanches.

La figura 7.2.3.1 muestra un resonador múltiple siendo  $\mu$  “la conductividad acústica”.

$$\mu_1 = \frac{A_1}{L_1 + \frac{1}{2}\sqrt{\pi A_1}}, \mu_2 = \frac{A_2}{L_2 + \frac{1}{2}\sqrt{\pi A_2}}, \mu_3 = \frac{A_3}{L_3 + \frac{1}{2}\sqrt{\pi A_3}}$$

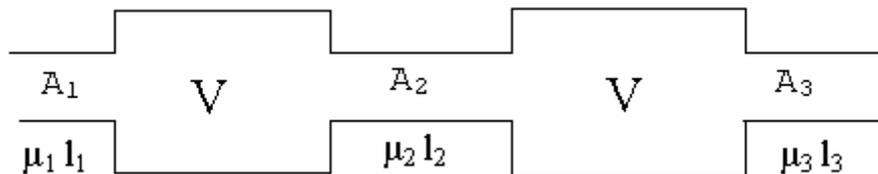
Mientras que L, A y V son el campo y área de la garganta y volumen de la cámara respectivamente.

Los sistemas anteriores poseen dos grados de libertad y pueden resonar de dos modos distintos. La frecuencia correspondiente esta dada por la expresión (7.2.3.2)<sup>1</sup>:

$$f_n = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{2} \left[ \frac{\mu_1 + \mu_2}{V_1} + \frac{\mu_2 + \mu_3}{V_2} \pm \sqrt{\left( \frac{\mu_1 + \mu_2}{V_1} + \frac{\mu_2 + \mu_3}{V_2} \right)^2 + \frac{4\mu_2^2}{V_1 V_2}} \right]} \quad (7.2.3.2)$$

La frecuencia menor o fundamental esta dada por el signo (-) bajo el radical, la frecuencia mayor corresponde al signo (+).

A continuación se dan casos especiales que pueden ser de importancia para la aplicación a sistemas reales de piping.



**Figura 7.2.3.1** Resonador con dos cámaras y abierto en sus extremos

<sup>1</sup> Expresiones desarrolladas en apéndice B, de THE M.W. KELLOGG COMPANY. 1958. Design of Piping System.

**7.2.4 Resonador múltiple Consistente de dos resonadores completamente separados.**

Este caso se da cuando  $\mu_2= 0$ ,  $A_2=0$ . Las expresiones para la frecuencia se reducen a las expresiones de resonadores simples, como lo expresa las ecuaciones (7.2.4.1).

$$f_1 = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{\mu_1}{V_1}} ; f_2 = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{\mu_2}{V_2}} \tag{7.2.4.1}$$

**7.2.5 Resonador múltiple con dos cámaras y un lazo cerrado**

En este caso  $\mu_3= 0$  ( $A_3=0$ );  $\mu_1 = \mu_2 = \mu$  ;  $V_1 = V_2 = V$  , mostrada en figura 6.9

Entonces de la ecuación (7.2.3.2) la frecuencia natural acústica esta dada por:

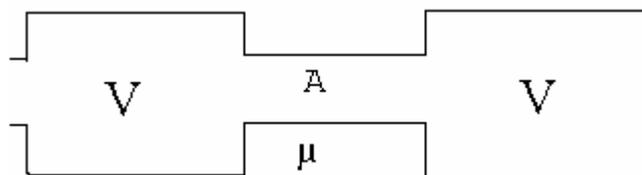
$$f = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{3 \pm \sqrt{5}}{2}\right) \frac{\mu}{V}} \tag{7.2.5.1}$$

O bien:

$$f_1 = 0.62 \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{\mu}{V}} \quad f_2 = 1.62 \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{\mu}{V}}$$

de donde:

$$\frac{f_1}{f_2} = 2.6$$



**Figura 7.2.5.2 Resonador múltiple con dos cámaras y un extremo cerrado**

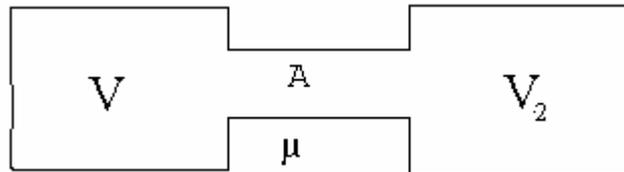
**7.2.6 Sistema resonador con dos cámaras cerradas.**

$A_1 = A_3 = 0$ , por lo cual  $\mu_1 = \mu_3 = 0$ ;  $\mu_2 = \mu$ . Ver figura 7.2.6.1

Apartir de la ecuación (7.2.3.2).se llega a que la frecuencia que para este caso es:

$$f = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{\mu}{V_1} + \frac{\mu}{V_2}} \tag{7.2.6.2}$$

El significado de estos resultados es que si el resonador es llenado con fluido y se introduce entonces una perturbación a través de una abertura de una cámara, y se cierra luego, el fluido vibrara en el resonador cerrado con una frecuencia dada por la ecuación (7.2.6.2).



**Figura 7.2.6.1** Resonador con dos cámaras cerradas

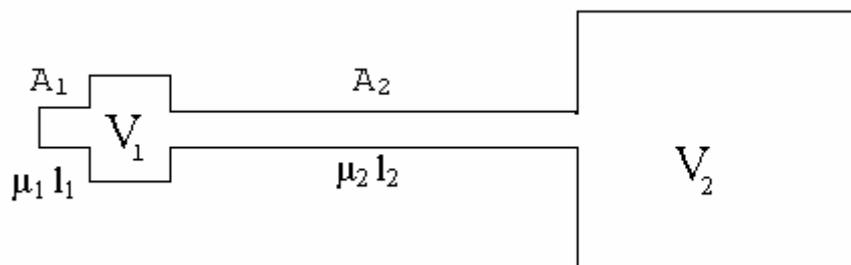
**7.2.7 Sistema resonador de garganta larga**

$A_3 = 0, \mu_3 = 0 ; \mu_1 \gg \mu_2 ; V_2 \gg V_1$  .Ver figura 7.2.7.1

De la ecuación 7.2.3.2 se encuentra que las frecuencias naturales principales y mayor están dadas aproximadamente por las siguientes relaciones 7.2.7.2

$$f_1 = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{\mu_1}{V_1}} \text{ y } f_2 = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{\mu_2}{V_2}} \tag{7.2.7.2}$$

En este caso la frecuencia fundamental es  $f_2$ , es decir,  $f_2 \ll f_1$ .



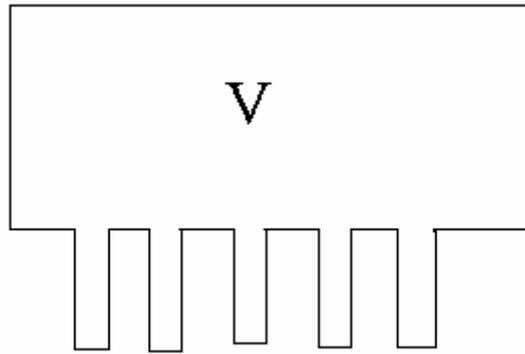
**Figura 7.2.7.1** Sistema resonador de garganta larga

Este resultado es de interés práctico, para poder aplicarlo a un sistema de cañerías con un número de terminales ensanchados relativamente pequeños con una cañería larga que termina en un gran recipiente. El resultado deducido muestra que la frecuencia resonadora más baja del sistema se puede encontrar considerando la cañería larga y el recipiente grande como un resonador simple de garganta larga y, para propósitos de cálculo su frecuencia más baja, desentendiéndose del resto del sistema. Del mismo modo la frecuencia resonadora más alta se puede calcular desentendiéndose de la cañería larga y del recipiente grande. En otras palabras el sistema es esencialmente desacoplado en los sistemas de altas y bajas frecuencias resonadoras. Este procedimiento se justifica, si la frecuencia baja es lo suficientemente baja comparada con la frecuencia más alta del sistema.

### 7.2.8 Cámara con gargantas múltiples.

Finalmente, se considera el caso de una cámara de varias gargantas figura 7.2.8.1. Considerando que el número de gargantas es **n** con conductividades  $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_n$ . Entonces, la frecuencia esta dada por:

$$f = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{\mu_1 + \mu_2 + \dots + \mu_n}{V}} \quad (7.2.8.2)$$



**Figura 7.2.8.1** Cámara con gargantas múltiples

### 7.2.9 Sistemas de cañerías con ramificaciones y ensanches.

La terminología usada en relación con cálculo de frecuencias acústicas de sistemas de cañerías ramificadas (ver figura 7.2.9.1), es la siguiente:

Una rama de un sistema de cañería es una cañería continua, recta o curva, con área constante o variable.

Una junta es punto donde se reúnen varias ramas o un punto donde el área de la cañería cambia abruptamente.

Un segmento es la parte de una rama con sección transversal constante.

De la teoría acústica clásica se pueden verificar los resultados siguientes:

**Donde:**

$f_0 = \frac{C}{4L}$  = Frecuencia fundamental acústica, cps, de una cañería de órgano simple de

largo L con un nodo a un extremo y un lazo en el otro extremo

$L_s$  = Largo de la cañería medida desde el origen de cada rama separada.

a = Área de una unión de segmento a una junta.

$\beta$  = Ángulo de fase correspondiente al segmento, (rad).

Si se tienen n segmentos unidos en una junta; el área, el largo y el ángulo de pase del i-ésimo segmento sería:  $L_i$ ,  $e_i$ ,  $\beta_i$  y  $f$  es una de las frecuencias naturales acústicas del sistema de cañerías total al que puede consistir de cinco juntas. Entonces, se tiene la relación 7.2.9.2 para la junta:

$$\sum_{i=1}^n \pm a_i \tan\left(\frac{\pi f L_{si}}{2 f_0 L} + \beta_i\right) = 0 \quad (7.2.9.2)$$

Tal relación es válida para toda junta. L es cualquier largo de referencia, pero preferentemente es un largo dado por un valor razonable de  $f_0$  (tal como un largo de un brazo de cañería principal) como una primera aproximación de la frecuencia del sistema.

El signo (+) se usa para los segmentos con flujo hacia la junta. El signo (-) se usa para segmentos con flujo desde la junta.

Se deben también satisfacer las siguientes condiciones extremas adicionales:

En puntos de entrada:

Para nodo  $\beta = 0$

Para lazo  $\beta = \frac{\pi}{2}$

En puntos de descarga:

$$\text{Para nodo } \beta = \frac{\pi}{2} \left| 2m - \left( \frac{f}{f_0} \right) \right| \dots (7.2.9.3)$$

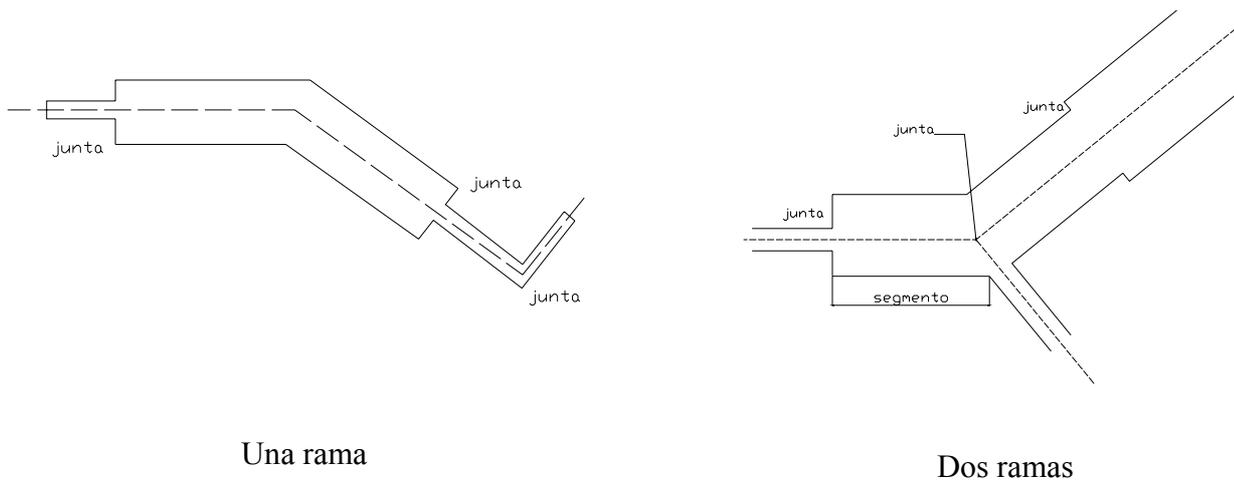
$m = 1$  para frecuencia fundamental

$m = 2, 3, 4, \dots$  para las armónicas simples.

$$\text{Para lazo } \beta = \frac{\pi}{2} \left| 2m - \left( \frac{f}{f_0} \right) \right|$$

$m = 1$  para la frecuencia fundamental.

$m = 3, 5, 7, 9, \dots$  para las armónicas simples.



**Figura 7.2.9.1**

Las relaciones 7.2.9.2 para cada junta más las relaciones 7.2.9.3 son suficientes para determinar todo el ángulo de fase beta al igual que la frecuencia  $F$ , la fundamental o la frecuencia acústica mayor del sistema, que es interés mayor.

En relación a la aplicación, la teoría anterior es válida en cualquier sistema de cañerías, considerando como que el sistema consta de una rama principal de largo  $L$  con un punto de entrada y uno de descarga y cada brazo secundario adicional con una estrada. El sistema general así considerado consta de varios puntos de descarga pero solo un punto de entrada.

### 7.10 Resonancia acústica y factor de amplificación (F.A.)

En la resonancia en estructura, la estructura responde con oscilaciones de amplitud grande, cuando es excitado por variaciones de presión periódica de amplitud relativamente pequeña pero con una frecuencia en la vecindad de alguna frecuencia natural acústica, particularmente los fundamentos.

Para un modelo de cañería de órgano prototipo, el F.A., en ausencia de cualquier amortiguamiento es de la forma:

$$F.A. = \left| \sec \left( \frac{\pi \omega}{2 \omega_n} \right) \right| \tag{7.10.1}$$

El factor de amplificación en este caso, representa la razón de la amplitud de respuesta de presión a algún punto en los sistemas acústicos a la amplitud de excitación de presión

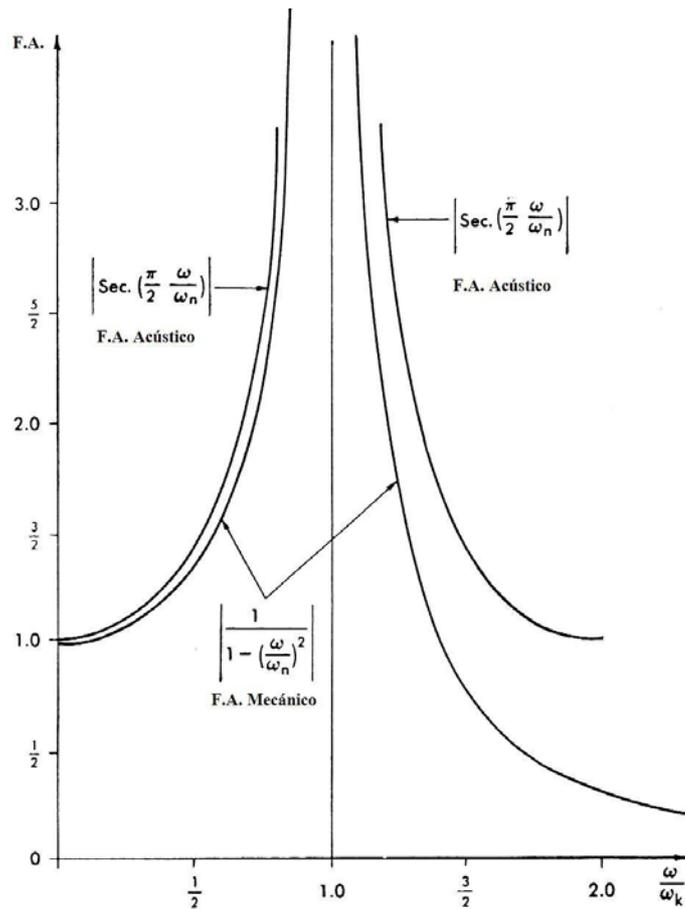


Figura 7.10.2 Factores Comparación del F.A. mecánico y acústico.

Puesto que  $\left| \sec \left( \frac{\pi \omega}{2 \omega_n} \right) \right|$  representa el F.A. de un sistema con un número

infinito de grados de libertad, por lo tanto, tiene un número infinito de puntos máximos.

Sin embargo, para algún rango arbitrario, por ejemplo,  $0 < \frac{\omega}{\omega_n} < \frac{3}{2}$  que incluye la

vecindad del primer máximo se ve que el FA del sistema masa-resorte es sin embargo, representativa.

En vista del hecho que la amortiguación en sistema acústico es en general bastante pequeña, se tratara entonces de evitar el rango de frecuencias  $\frac{1}{2} < \frac{\omega}{\omega_n} < \frac{3}{2}$ .

Esto es, si la frecuencia de excitación externa esperada se conoce, se tratara entonces de diseñar el sistema con una frecuencia natural fundamental de modo que la razón  $\frac{\omega}{\omega_n}$  no caiga dentro del rango indicado anteriormente.

## Capítulo VIII

---

# SOLUCIONES DE PROBLEMAS VIBRATORIOS

---

## **8.1 Soluciones a los Problemas de Vibración en Piping.**

Las soluciones para la mayoría de los problemas de vibración en piping involucra la reducción de las fuerzas de excitación, eliminación de los mecanismos de acoplamiento, o eliminación de las resonancias mecánicas o de pulsación. Las más efectivas soluciones son aquellas que eliminan las resonancias, puesto que los factores de amplificación (factores en que aumenta la amplitud de los desplazamientos) para resonancias mecánicas son típicamente 10 – 30. Los factores de amplificación para resonancias por pulsaciones pueden ser tan altos como 50, aunque el rango de 10 – 30 es más típico.

En general existen dos formas para solucionar los mayores problemas de vibración y en especial de resonancia. La primera consiste en intervenir directamente el sistema mecánico, es decir, sus fuentes vibratorias o bien el sistema de piping en sí. Otra forma de evitar la resonancia es, logrando variar la geometría de las cañerías, o incorporando en la línea dispositivos atenuadores de pulsos.

## **8.2 Modificaciones debido a vibraciones mecánicas.**

### **8.2.1 Variación de la frecuencia natural estructural del sistema.**

Esta solución es necesaria cuando la frecuencia natural de la fuente excitada está en la vecindad de alguna de las frecuencias naturales de la estructura, especialmente de la fundamental, o de las primeras armónicas.

La variación se logra como se mencionó anteriormente, modificando el diseño inicial, en relación con el tipo de soportes, número de soportes y distancias entre estos, aumentando el diámetro de las cañerías.

### 8.2.2 Inserción de elementos adicionales en las líneas.

Este método es muy útil en el caso de vibraciones que se están produciendo en la etapa de operación, y se logra aislar la perturbación de la fuente excitadora del resto del sistema.

Algunas de las guías generales que pueden ser utilizadas en la selección de las modificaciones para detener las resonancias mecánicas son delineadas a continuación:

- Los apoyos y abrazaderas deben ser instalados en un costado de cada curvatura, de todas las masas concentradas pesadas (por ejemplo las válvulas) y de todas las discontinuidades del piping.
- La rigidez de todos los soportes y abrazaderas debe ser adecuada para restringir las fuerzas de excitación en el piping a las amplitudes deseadas y debe ser mayor que dos veces la rigidez básica del span en orden a efectivamente dar fuerza a un nodo<sup>1</sup> en la ubicación del apoyo.
- Descargas, drenajes, bypass e instrumentos de piping deben ser reforzados para la cañería principal con la finalidad de eliminar la vibración relativa entre el piping de pequeño diámetro y la cañería principal.
- Restricciones y apoyos no deben ser directamente soldados a los vasos de presión o a los piping, a menos que ellos estén sujetos al adecuado tratamiento térmico. Es más deseable adherir una abrazadera tipo silla de montar alrededor de la cañería y soldar los refuerzos a la abrazadera.
- Guías de cañerías son utilizadas como dispositivos para controlar la expansión térmica y son generalmente ineficaces en el control de la vibración del piping.
- Para resistir la vibración, las abrazaderas del piping deben estar en contacto con la cañería por sobre los 180° de la circunferencia. Material tipo caucho o una

---

<sup>1</sup> **Nodos:** conjunto de puntos empleados para llevar a cabo la discretización de un sistema continuo.

empaquetadura puede ser utilizado entre la abrazadera y la cañería para perfeccionar el contacto.

- Juntas de expansión. Se pueden utilizar para impedir la propagación de vibraciones.

Cualquier junta de expansión debe ser obligatoriamente colocada entre dos puntos fijos del sistema de cañerías, entendiéndose como puntos fijos los anclajes propiamente tales y las bocas de unión de los equipos que tiene fundación propia. Entre cada dos puntos fijos deberá haber una única junta de expansión.

La desventaja importante de la junta de expansión es el desgaste, que se acentúa en el caso de vibraciones, pudiendo dar origen a serios accidentes, lo que hace necesario una constante mantención e inspección.

Probablemente la filosofía más importante que el ingeniero de piping puede utilizar en la etapa de diseño para prevenir problemas de vibración es simplemente eliminar todas las curvaturas innecesarias, ya que ellas proporcionan un fuerte punto de acoplamiento entre las pulsaciones de excitación y el sistema mecánico. Donde tengan que ser utilizadas curvaturas, incluir el más grande ángulo posible, y situar abrazaderas tan cerca como sea posible a un costado de la curvatura.

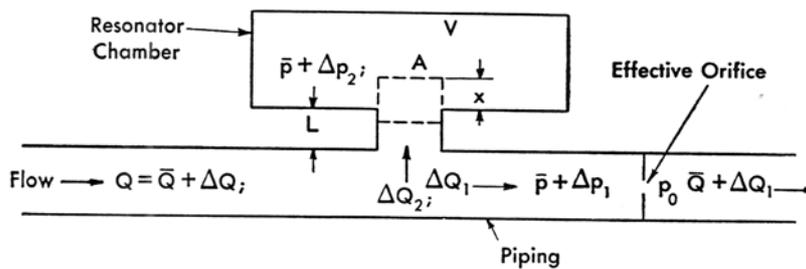
### **8.3 Vibración debido a una fuente de excitación acústica**

En este punto estudiaremos los alisadores de pulso, que tienen como objetivo disminuir las pulsaciones de gases en cañerías, particularmente aquellas debidas a la acción de compresores recíprocos.

**8.3.1 Resonadores sintonizados.**

En principio es posible suavizar las pulsaciones de flujo de gas vía resonadores sintonizados. Estos resonadores no son prácticos para los propósitos de suavizar los pulsos de flujo de gases asociados con compresores recíprocos de bajas velocidades. En estos casos son más efectivos los dispositivos de refrenamiento o botellas de refrenamiento.

Los resonadores sintonizados son bastante efectivos en el caso de excitación de alta frecuencia. La figura 8.3.1.1 muestra un resonador sintonizado con un orificio en la línea.



**Figura 8.3.1.1** Resonador sintonizado.

El factor de amplificación<sup>1</sup> para un flujo de salida  $(\bar{a} + Va_1)$ , esta dado por:

$$F.A. = \left| \frac{\Delta Q_1 / \bar{Q}}{\Delta Q / Q} \right| = \frac{1}{\sqrt{1 + \left[ \frac{\tau \omega}{1 - (\omega / \omega_n)^2} \right]^2}} \tag{8.3.1.2}$$

F.A. tiende a 0 si  $(\omega / \omega_n)$  tiende a 1, ocurriendo en este caso el fenómeno llamado sintonización.

Además, si el F.A. para el flujo hacia el resonador  $\Delta Q_2$  esta dado por:

<sup>1</sup> Expresión obtenida del apéndice B, de THE M.W. KELLOG COMPANY. 1958. Design of Piping System.

$$F.A._2 = \frac{\left| \frac{\Delta Q_2}{\bar{Q}} \right|}{\left| \frac{\Delta Q}{\bar{Q}} \right|} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left[ \frac{1 - (\omega/\omega_n)^2}{\tau\omega} \right]^2}} \quad (8.3.1.3)$$

El grafico 8.3.1.4, muestra la variación de los factores de amplificación de pulsaciones de salida del flujo y del resonador.

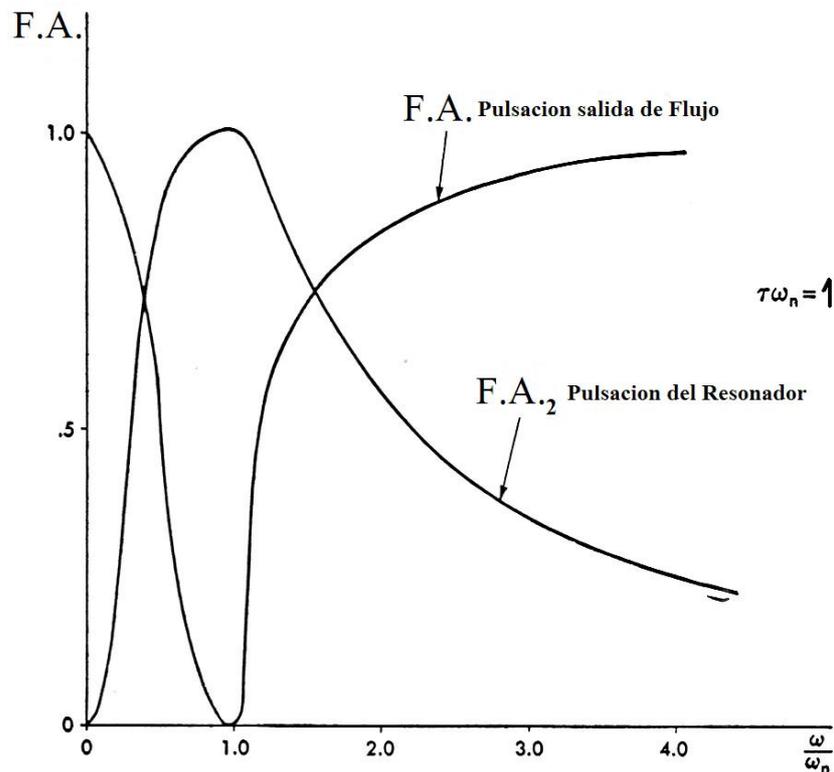


Gráfico 8.3.1.4.

### 8.3.2 Tanque de Oscilación.

El tanque de oscilaciones usado para reducir las pulsaciones de la presión y oscilaciones del fluido.

La figura 8.3.2.1 muestra una familia de curvas que muestran el factor de atenuación (fa) v.s. capacidad de volumen como una caída de presión como parámetro

desde el tanque de oscilación hacia el sistema de cañerías. Específicamente, el F.A., es el valor absoluto de la razón de pulsación de flujo promedio relativo al porcentaje de flujo promedio fuera del tanque 'hacia el sistema de cañerías. Así, un factor de atenuación de 100 significa que la amplitud de la pulsación ha sido reducida por el tanque al 1% del valor inicial. La abscisa de la figura 8.3.2.1 es la razón de volumen del tanque versus volumen de flujo relativo a la densidad promedio en el tanque por carrera del pistón, en el caso de un compresor alternativo, que descarga hacia el tanque de oscilación. Finalmente, el parámetro de la familia de curvas es la caída de presión real entre el tanque y el sistema de cañería expresada como porcentaje de la presión promedio en el tanque.

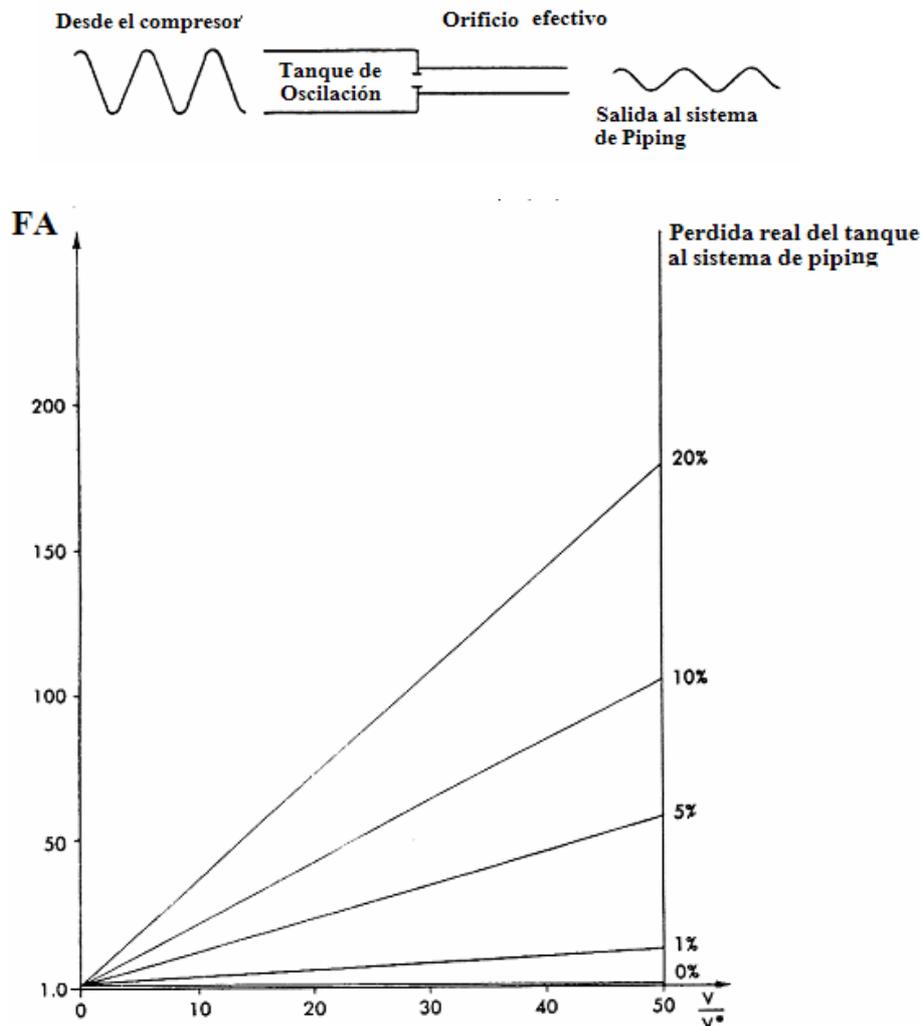


Figura 8.3.2.1

Las curvas señaladas en la Figura 8.3.2.1, pueden ser también aplicadas a filtros en la línea de succión de un compresor multietapas. En este caso  $V^*$  se refiere a la razón de flujo volumétrico por carrera del pistón de la etapa precedente.

### 8.3.3 Tanque de expansión acústica

Un filtro acústico típico basado en el fenómeno de reflexión acústica es el llamado tanque de expansión acústica cuya nomenclatura se muestra en la figura 8.3.3.1.

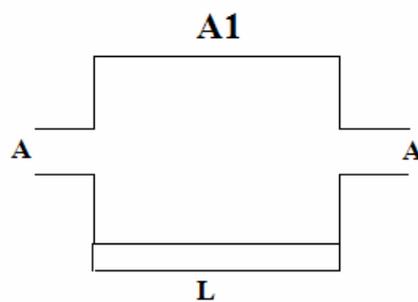


Figura 8.3.3.1

El factor de atenuación (F.A.) debido a la reflexión de ondas para este caso está dado por:

$$F.A. = \sqrt{1 + \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{A_1 - A}{A - A_1} \right) \text{sen} \left( \frac{2\pi fL}{C} \right) \right]^2} \quad (8.3.3.2)$$

Donde:

$f$  = Frecuencia de excitación acústica.

$C$  = Velocidad sónica.

$A$  = Área sección transversal de la garganta

$A_1$  = Área sección transversal de la cámara.

$L$  = Largo de la cámara.

De la ecuación 8.3.3.2 se puede apreciar que el efecto de atenuación máximo se tiene cuando:

$$\frac{2\pi fL}{C} = n \frac{\pi}{2} \quad \text{o} \quad f = \frac{n C}{4 L} \quad (n, = 1,3,5,\dots)$$

Es decir, cuando la fuerza excitadora coincide con la frecuencia natural acústica de la cámara, considerada como una cañería de órgano abierta en un extremo y cerrado en el otro (en el sentido acústico).

## Capítulo IX

---

# ANALISIS VIBRATORIOS EN PIPEPAK

---

### 9.1 Análisis de un sistema de Piping bajo la acción de pulsos.

El sistema a analizar<sup>1</sup> en esta parte, es un tendido diseñado para trasladar una mezcla de glicerol y metilester para un proceso de decantación, con la finalidad de producir biodiesel.

El análisis estático de este sistema de piping, se realizó de la misma forma que en la primera parte de este trabajo, con la finalidad de cumplir con los requisitos establecidos por el código ASME B31.3. A este circuito se le implementará una bomba centrífuga, cuya velocidad de operación es de 1750 rpm, la cual provocará un a excitación de un pulso. La boquilla conectada al equipo rotatorio fue verificada para ver si se encuentra dentro de los límites establecidos por la norma API 610.

Las condiciones de servicio y las diferentes dimensiones del sistema de piping, son las que siguen:

- Unidades de medidas en sistema internacional.
- Diámetro de la cañería principal de 4" (101.6 mm), schedule 40.
- Espesor nominal de (6.0198 mm)
- Diámetro de los ramales igual a 2" (50.8 mm), schedule 40.
- Espesor nominal de (5.1562mm)
- Longitudes de cada tramo son especificadas en el apéndice B
- Para los radios de curvaturas usaremos los radios largos que muestra el módulo Pipipak, iguales a 152.4 mm.
- Las válvulas en la cañería de 4" serán de clase 150, con un peso de 52.1kg.
- Las válvulas usadas en las cañería de 2" serán de la clase 150, con un peso de 20.8kg.
- El sistema será asilado con lana mineral de 15mm de espesor.

---

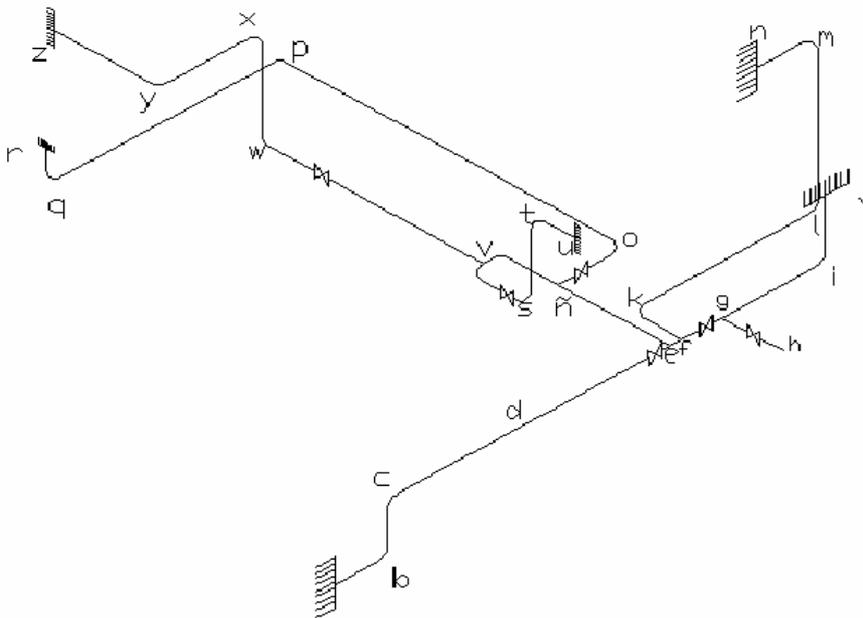
<sup>1</sup> Sistema obtenido del diseño para la primera planta de biodiesel a construirse en Chile, por la empresa FAME LTDA, diseñado por Jorge Provoste Alvial, autor de este Seminario de Título

- El material de los ductos será, *Low C.S. A106B* (bajo contenido de carbon .30%)
- Densidad del fluido será de  $1100 \text{ kg/m}^3$ .
- Densidad del aislante es de  $136.1569 \text{ kg/m}^3$ .

Las condiciones de servicio son las siguientes:

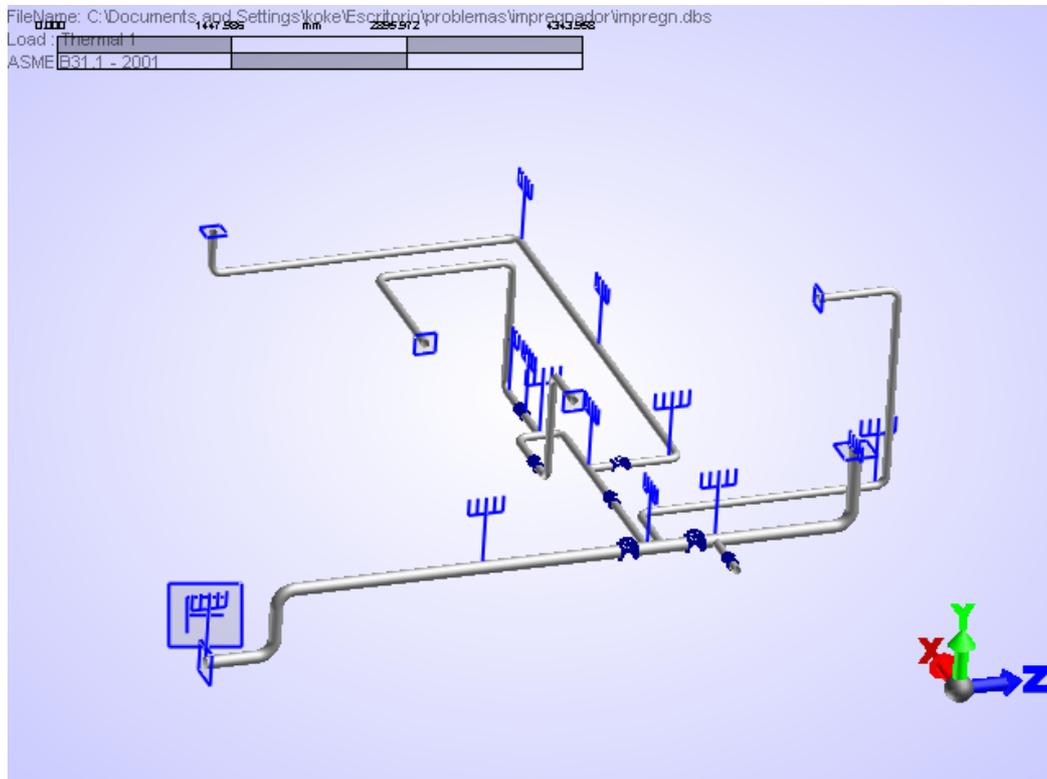
- Temperatura ambiente de  $20^\circ\text{C}$ .
- Temperatura de operación de  $40^\circ\text{C}$
- Presión de operación de 9.6 bar.
- Para la corrosión se usará  $1/8''$  (3.175 mm)

La Geometría de del sistema de piping, es ilustrada en la figura 9.1



**Figura 9.1** Geometría del Sistema de Piping.

El análisis estático del tendido, para el cual fue usada la metodología de la primera parte, nos arrojó la siguiente distribución de soportes y fuerza con la bomba centrífuga conectada, visualizada en la figura 9.2.



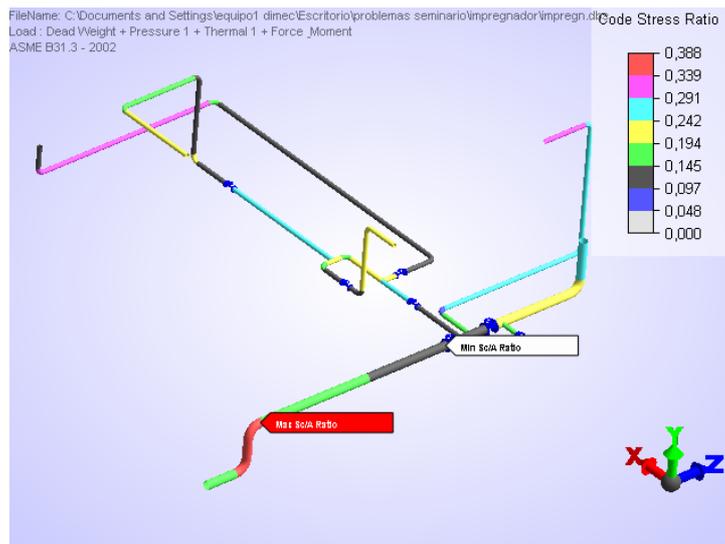
**Figura 9.2** Grafica de cañería y soportes en Pipepak.

La distribución de los elementos, mostrada en la figura 9.2, nos asegura que el piping cumpla con las restricciones de las normas aplicadas.

La razón de esfuerzos calculados y admisibles (*code stress ratio*) mas crítica en el sistema, nos arroja como resultado que para la acción de las cargas de peso muerto, presión, temperatura y fuerzas, es de 0.338, como nuestra loa figura<sup>1</sup>9.3

Esta relación está muy por debajo de la relación crítica, que es donde los esfuerzos calculados y los esfuerzos admisibles son de igual magnitud, es decir, cuando *code stress ratio* es igual a 1.

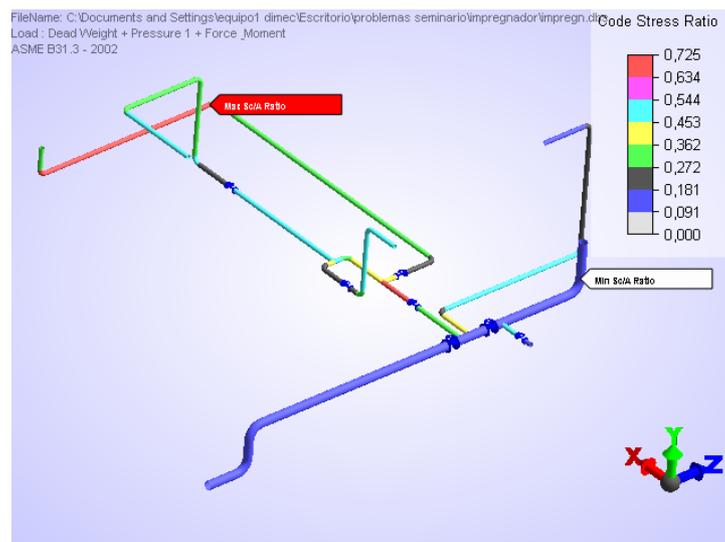
<sup>1</sup> Para mejor apreciación, en adelante se mostrarán las graficas del sistema de piping sin sus soportes, a menos que se le agreguen nuevos componentes.



**Figura 9.3** Relación de esfuerzos para las cargas de peso, presión, temperatura y fuerzas.

Para la situación en donde participan sólo las cargas de presión, peso muerto y fuerza; el *code stress ratio* crítico, tiene un valor de 0.725, lo cual implica que la acción conjunta de estas cargas no representan problema alguno para la integridad del sistema del sistema. Esta relación crítica se ve representada en la figura 9.4.

Mencionaremos sólo estas dos situaciones de cargas, ya que estas son las que presentan las realidades del funcionamiento.



**Figura 9.4** Relación de esfuerzos para las cargas de peso, presión, temperatura y fuerzas.

Después de presentadas las relaciones de esfuerzos debido a las cargas en el sistema, continuaremos analizando el sistema bajo la excitación de un pulso producido por la bomba centrífuga conectada al piping, cuya velocidad de operación es 1750 rpm. Las de excitación de este tipo son de alta frecuencia y pulsaciones de baja presión. La frecuencia de la fuerza vibratoria puede ser calculada por la siguiente expresión:

$$f = \frac{N}{60} = \frac{1750}{60} = 29.167 \text{ Hz.}$$

Los problemas que pueden causar este tipo de fuerzas de excitación son: alta energía acústica (ruido), fallas en el sistema de piping, excesivas cargas en equipos rotativos, fallas en conexiones a pequeñas ramas, entre otros.

El valor de la pulsación de presión para el análisis será de  $1.956 \text{ kg/cm}^2$  que representa el 20% de la presión de trabajo del sistema<sup>1</sup>. La fuerza dinámica que produce este valor de pulsos de presión se puede obtener por la expresión 6.2.2.4, donde A representa el área interior de la sección transversal de la cañería, que para este caso (cañería de diámetro nominal 101.6 mm) es  $81.07 \text{ cm}^2$ , por lo que la fuerza dinámica es:

$$F_d = 1.414 \cdot 1.956 \cdot 81.07 = 224.22 \text{ kg.}$$

Esta fuerza actúa en todas las curvaturas (codos) del sistema de piping.

Para comenzar con el análisis en Pipepak, primero se debe definir la carga armónica seleccionando *Load* en la barra del menú, posteriormente en la tabla desplegada seleccionar *Harmonic*. En la pantalla aparecerá el cuadro de diálogo que se muestra en la figura 9.5

---

<sup>1</sup> Valor dado arbitrariamente para desarrollar este ejemplo.

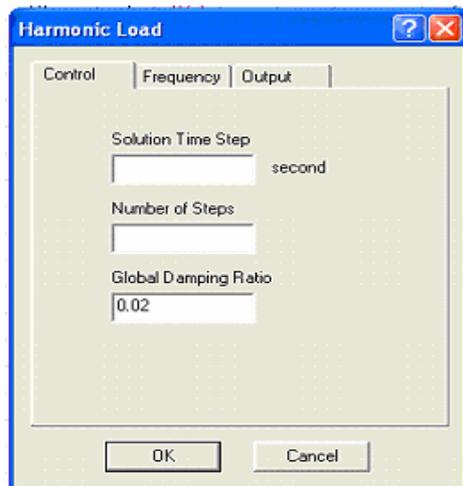


Figura 9.5 Razón de amortiguamiento global

Si ningún valor es definido en el casillero *Solution Time Step* (paso de tiempo de solución), este tiene como valor predefinido  $1/12$  el periodo del modo con mayor factor de carga dinámica. Si no se define el número de pasos de tiempo en el casillero *Number of Steps*, el valor por defecto es 5 veces el periodo fundamental de la estructura dividida por el paso de tiempo de solución. La razón de amortiguamiento global (*Global análisis Ratio*) debe ser un porcentaje del amortiguamiento crítico; en este caso el 2%<sup>1</sup>.

A continuación se deben definir la frecuencia excitante, haciendo clic sobre la viñeta *Frequency*, tal como se aprecia en la figura 9.6. Si el amortiguamiento no es especificado, la razón de amortiguamiento global es utilizada.

Con el comando *Output* se puede definir el rango para el análisis. Si ningún rango es definido, el análisis es realizado sobre el sistema entero.

Por último ingresamos la frecuencia en la hoja de cálculo (en las filas que definen cada curva de la configuración), y se ejecuta el análisis, cuyos resultados se muestran en la figura 9.8.

<sup>1</sup> Valor recomendado para la razón de amortiguamiento en sistemas de cañerías.

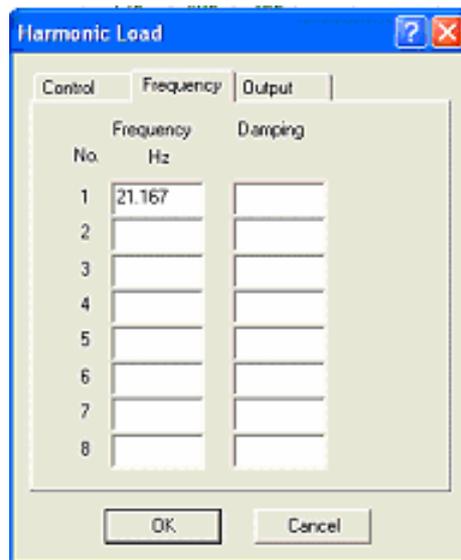
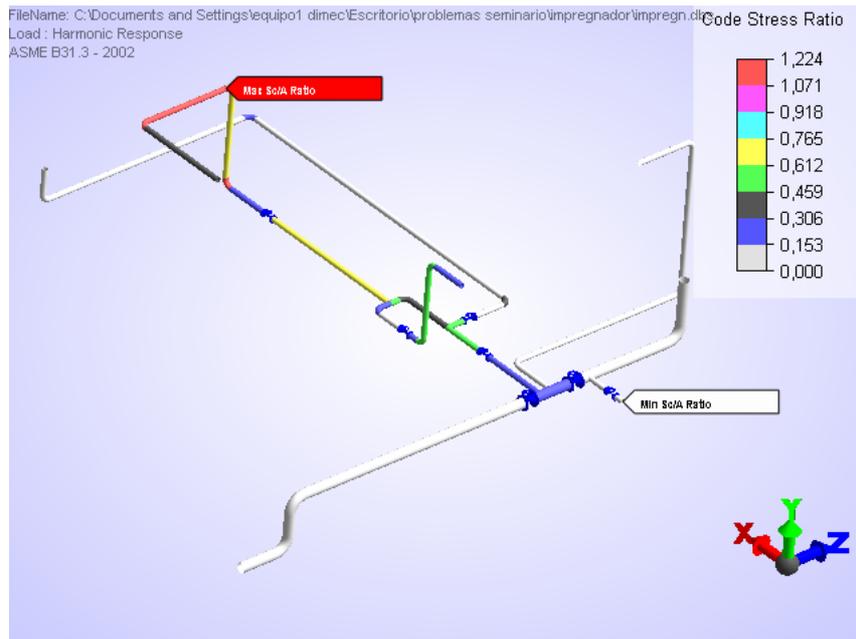


Figura 9.6 Razón de amortiguamiento global.

	From/To	Point	X	Y	Z	Bend	Abs. X	Abs. Y	Abs. Z	Pipe	Mate	Load	Data	Data	Data
1	From	1	0	0	0		0	0	0	4	ac	150	Anchor		
2	To	2		-700		Long	0	-700	0				Frequency	Support-Rigi	
3	To	3			-1200		0	-700	-1200				Tee	Support-Rigi	
4	To	4			-105		0	-700	-1305				Valve		
5	To	5			-150		0	-700	-1455						
6	To	6			-200		0	-700	-1655				Tee		
7	To	7			-140		0	-700	-1795				Tee		
8	To	8			-100		0	-700	-1895				Valve		
9	To	9			-150		0	-700	-2045						
10	To	39			-1200		0	-700	-3245				Support-Rigid		
11	To	10			-1800	Long	0	-700	-5045				Frequency		
12	To	50			-600	Long	0	-1300	-5045				Frequency		
13	To	51			-600		0	-1300	-5645				Anchor	Support-Rigi	Forc
14	From	3	0.000	-700.0	-1200.0		0	-700	-1200	2					
15	To	12	-300				-300	-700	-1200				Valve		
16	To	60	-150				-450	-700	-1200						
17	To	61	-100				-550	-700	-1200						
18	From	6	0.000	-700.0	-1655.0		0	-700	-1655						
19	To	13	600			Long	600	-700	-1655						
20	To	14			2170	Long	600	-700	515				Support-Rigid		
21	To	15			1850	Long	600	1150	515						
22	To	16			-700		600	1150	-185				Anchor		
23	From	7	0.000	-700.0	-1795.0		0	-700	-1795				Support-Rigid		
24	To	17	800				800	-700	-1795				Valve		
25	To	18	150				950	-700	-1795						
26	To	19	500				1450	-700	-1795				Tee	Support-Rigi	
27	To	20	650			Long	2100	-700	-1795				Frequency		
28	To	21			-200		2100	-700	-1995				Tee	Support-Rigi	

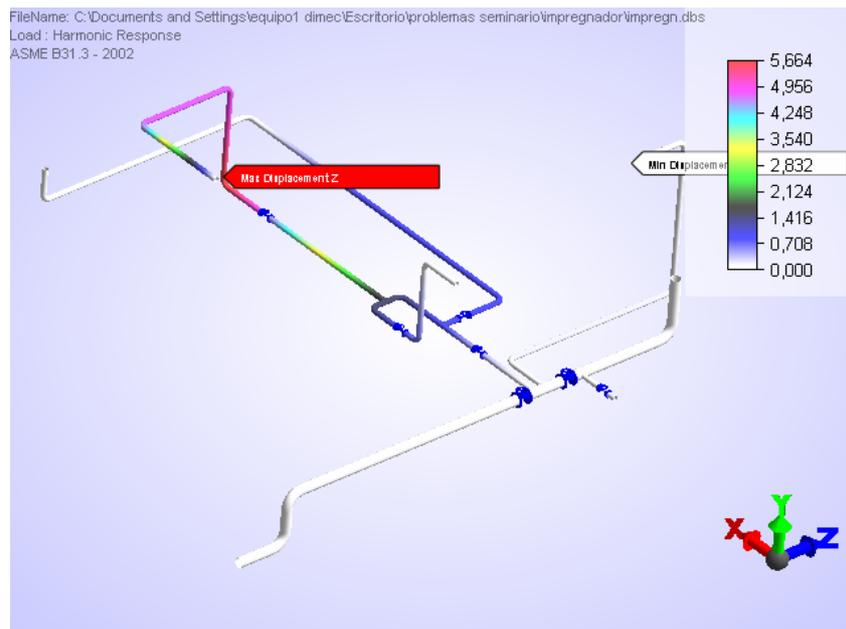
Figura.9.7 Ingreso de datos en Pipepak



**Figura 9.8** Relación de esfuerzos para la carga armónica

Para el caso de carga armónica, se puede apreciar que la relación crítica de esfuerzos es de 1.224, lo que implica que para esta frecuencia de excitación, el sistema podría presentar fallas por el hecho de que el esfuerzo calculado es casi un 23% mayor que el esfuerzo admisible del material. Por esta razón, se deberá intervenir el sistema con la finalidad de disminuir esta relación de esfuerzos.

Como primer análisis, se considera el desplazamiento producido en el piping, el cual se puede apreciar en la figura 9.9.



**Figura 9.9** Desplazamiento en dirección de Z.

Debido a que el sistema de piping fue apoyado en forma rígida, los desplazamientos en el eje Y son despreciables en comparación con los del ejes X e Y. El mayor desplazamiento mostrado en la figura 9.9 corresponde al un desplazamiento en el eje Z en el punto 30 de 5.664mm, lo cual nos da un indicio de donde debemos efectuar la restricción del movimiento, lo cual la haremos ubicando un amortiguador hidráulico (*snubber*), en la zona de desplazamiento máximo .

Para la selección se debe considerar 2 variables, la primera, es la constante de amortiguamiento que posee el snubber, la cual tiene como opciones las situaciones de *free* y *Rigid*. Si la constante de amortiguación estuviere en *Rigid*, la constante sería de alrededor de  $1.75E9 \frac{N}{mm}$ , trabajando en el sistema internacional. En la situación de *Free*, su constante será de 1.

Además de poder usar estas dos alternativas en la constante de amortiguación, se pueden introducir valores diferentes en el casillero "*Spring Constant*" que muestra la figura 10.

Support Definition	
Label	13
Placement	Near
Support Type	Snubber
Restraint Type	
Spring Constant	0 Newton/mm
Positive Gap	
Negative Gap	
Cold (Inst) Load	
Case	Initial Displaceme
1	
2	
3	
Unit Vector	
X	0
Y	0
Z	0
Audit Information	Not Applicable

**Figura 10** Ingreso de datos para *snubber*

Junto con poder introducir una amplia gama de valores a la constante de amortiguación, también podremos ubicarlo en la dirección de X,Y y Z, introduciendo el valor 1 en la dirección que deseemos para representar el vector unitario.

Con la finalidad de disminuir la relación de esfuerzos mostrada en la figura 9.8 buscaremos una constante de amortiguación conveniente para el snubber que ubicaremos en la curvatura del punto 30, el cual posee el mayor desplazamiento en dirección de Z. Esta búsqueda del valor de la constante de amortiguación se puede efectuar en forma iterativa usando algunos de varios patrones que se encuentran en las casas especializadas de amortiguadores hidráulicos. Por otro lado, como para la resolución de nuestros ejemplos se usará el programa de elementos finitos de ALGOR, con su módulo Pipepak, será conveniente darnos rangos de valores para encontrar, en forma rápida, un coeficiente de amortiguación que nos permita disminuir nuestra relación de esfuerzos presente en el sistema.

Para comenzar, esta búsqueda numérica, ingresaremos el snubber con un coeficiente de amortiguación igual a *Rigid*, en dirección de Z. Esta inserción del snubber nos arroja una razón de esfuerzos igual 0.807 como se muestra en la figura 10.1, con lo cual, nuestro sistema de piping se encuentra dentro de los límites de la

normativa. Además se puede apreciar en la figura 10.2 que el desplazamiento disminuyó a un 2.626 en el eje Z.

La rapidez con que se genera la búsqueda, nos permite incluso aventurarnos a buscar un coeficiente de amortiguación óptimo para nuestro problema, dándonos un margen amplio de máxima y mínima relación de esfuerzos, variando el coeficiente de amortiguación del *snubber*, hasta encontrar dicho punto óptimo en la relación de esfuerzos. Cabe señalar que este coeficiente, es un coeficiente teórico el cual no se asegura encontrar en los catálogos de empresas.

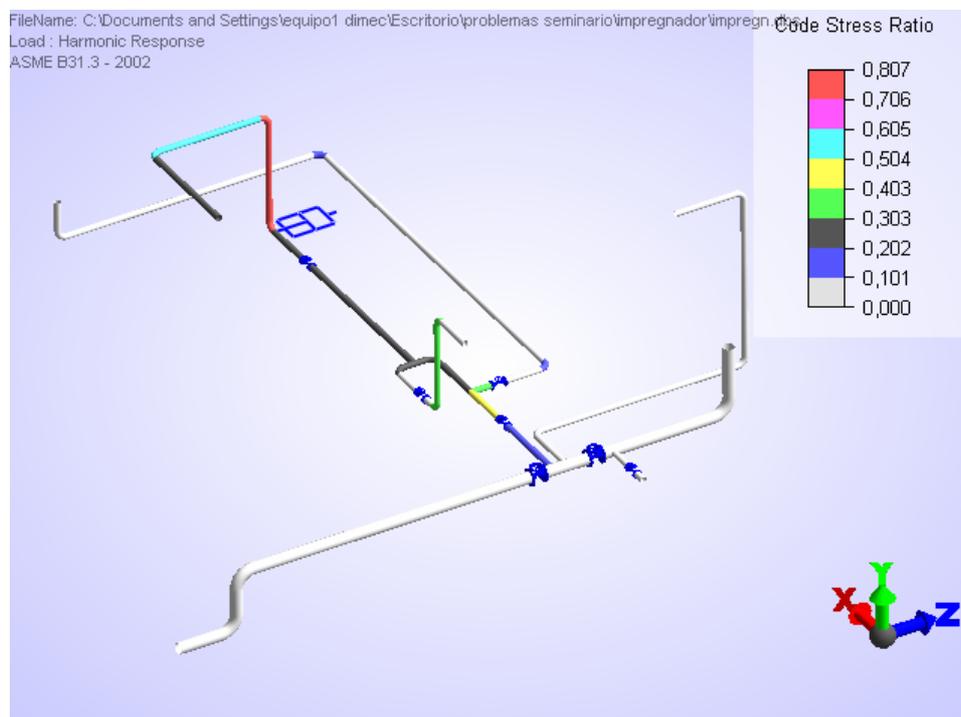


Figura 10.1 Code stress ratio con Snubber Rigid, en dirección del eje Z

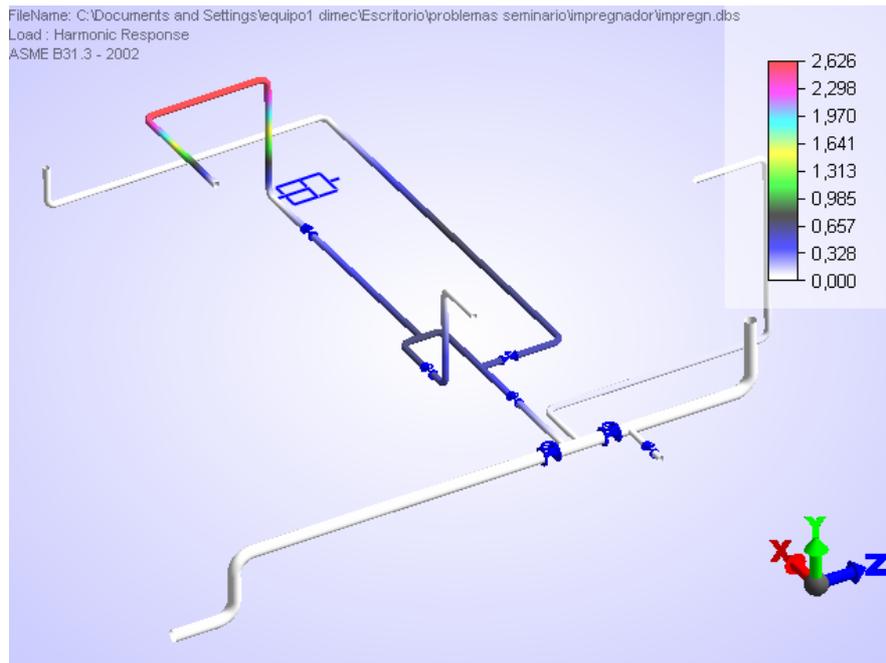


Figura 10.2 Desplazamiento con Snubber *Rigid*, en dirección del eje Z

Hay que tener presente que la introducción del amortiguador en el sistema afectará la rigidez de este, lo que producirá cambios en su frecuencia natural y modos de vibrar. Las frecuencias naturales para ambos casos (sistema con amortiguador y sin amortiguador) se pueden ver en la Tabla 10.3, para los primeros 8 modos del sistema.

Modo	Frecuencias Natural del Sistema con Amortiguador (Hz).	Frecuencias Natural del Sistema sin Amortiguador (Hz).
1	3.832	3.595
2	6.499	3.832
3	6.788	6.734
4	8.474	6.829
5	11.715	10.028
6	12.361	11.803
7	14.411	12.364
8	17.899	14.899

**Tabla 10.3** Frecuencias natural del sistema para los primeros 8 modos de vibrar.

Como se aprecia existe un pequeño aumento en el valor de las frecuencias naturales del sistema, especialmente en los primeros modos de vibrar, lo que era de esperar si se analiza la expresión para el cálculo de las frecuencias naturales  $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$ .

En consecuencia, la disminución en las razones de esfuerzos del sistema con amortiguador en relación al sistema sin amortiguador, se debe a la disminución en la magnitud del desplazamiento en la dirección  $Z$  que produce este dispositivo.

## 9.2 Análisis del Sistema bajo la Acción del Viento.

Ahora se analizará el comportamiento del sistema de piping bajo la acción de la carga del viento. Esta es otra fuente de excitación periódica en sistemas de piping expuestos, involucra la acción del viento. Si el aire golpea en ángulos rectos al eje de un cilindro de diámetro  $D_o$  (ft) a una velocidad del viento continua  $U$  (ft/sec), entonces allí resultan fuerzas periódicas de frecuencia  $f$  (ciclos/seg.), que se obtiene de la ecuación 9.2.1<sup>1</sup>:

$$f = \frac{SU}{D_o} = \frac{0.18U}{D_o} \quad (9.2.1)$$

donde  $S$  es igual al número de Strouhal ( $\approx 0.18$  para un cilindro).

La velocidad del viento se puede obtener de la ecuación 9.2.2, en la que  $q$  es la presión básica del viento en  $\text{kg/m}^2$  y  $U$  la velocidad máxima del viento en m/s.

$$U = 4\sqrt{q} \quad (9.2.2)$$

Estas fuerzas aerodinámicas son debidas a los vortex alrededor del cilindro. Su magnitud es generalmente pequeña y esencialmente igual a la presión dinámica

---

<sup>1</sup>Para mayor información consultar ENGINEERING DYNAMICS INCORPORATED. 1993. Vibrations in Reciprocating Machinery and Piping Systems.

actuando sobre el área proyectada del cilindro, pero si la frecuencia está en el vecindario de una frecuencia natural del sistema de piping, este se pondrá en vibración resonante con quizás amplitudes bastante grandes.

Para el análisis se utilizaran las presiones básicas para diferentes alturas sobre el suelo definidas por la Norma Chilena Nch 432 para construcciones situadas en la ciudad o lugares comparables a la ciudad.

Esta norma se aplica a todos los cálculos de resistencia, de todo tipo de construcciones dentro del país con exclusión del Territorio Antártico Chileno.

La fuerza del viento calculada por Pipepak se obtiene por la multiplicación de la presión del viento por el área a considerar en la acción del viento. El área a considerar es el diámetro exterior de la cañería por la longitud de esta. Si la cañería está aislada, Pipepak utiliza el diámetro exterior del aislamiento en lugar de la cañería.

La norma NCh 432 establece los valores de presión básica para diferentes alturas sobre el suelo en construcciones situadas en la ciudad o lugares de rugosidad comparable que se muestra en la Tabla 10.4. Estos valores deben ser multiplicados por un factor de forma "C" para obtener la fuerza del viento por unidad de superficie, que para este caso según la norma corresponde a 1.2<sup>1</sup>.

Altura sobre el suelo; m	Presión Básica; kg/m <sup>2</sup>
0	55
15	75
20	85
30	95
40	103
50	108
75	121
100	131

**Tabla 10.4** Presión básica para diferentes alturas sobre el suelo.

<sup>1</sup> Para mayor información, consultar norma chilena oficial nch 432. "Cálculo de la acción del viento sobre las construcciones"

Obtenida la fuerza del viento, esta se multiplica por el factor de dirección del viento. Si la dirección del viento es paralela a la cañería, la fuerza del viento es cero. Cabe destacar que la dirección de la fuerza del viento es siempre paralela a la dirección del viento.

Se estudiarán dos casos con diferentes direcciones, el primero con el viento en la dirección X y el segundo en la dirección Z.

Para desarrollar el análisis producto de la carga del viento, ocuparemos un sistema de piping<sup>1</sup>, para el cual se analizó en forma estática, conectando una bomba centrífuga de 1750rpm, como en el caso anterior. Cabe señalar, que antes de ingresar la carga del viento, este tendido paso por todas las pruebas hechas en los dos ejemplos anteriores, es decir, cumple en plenitud con la normativa utilizada. Este sistema es el encargado de trasladar agua entre dos punto en un aplanta de biodisel.

Las características del tendido son las que detallan a continuación:

- El material a utilizar es Low C.S. A106B (bajo contenido de carbono .30%)
- Cañería principal de 4”(10.16 cm)
- Cañería de 3.5”(8.39 cm)
- Cañería de 2” ( 5.08 cm)
- La longitudes de los tramos (ver anexo B), cuya geometría se muestra en la figura 10.5,
- Para los radios de curvaturas usaremos los radios largos que muestra el módulo Pipipak, iguales a 3 cm.
- Las válvulas en la cañería de 4” serán de clase 300, con un peso de 167 kg.
- Las válvulas usadas en las cañería de 2” serán de la clase 300, con un peso de 167kg.

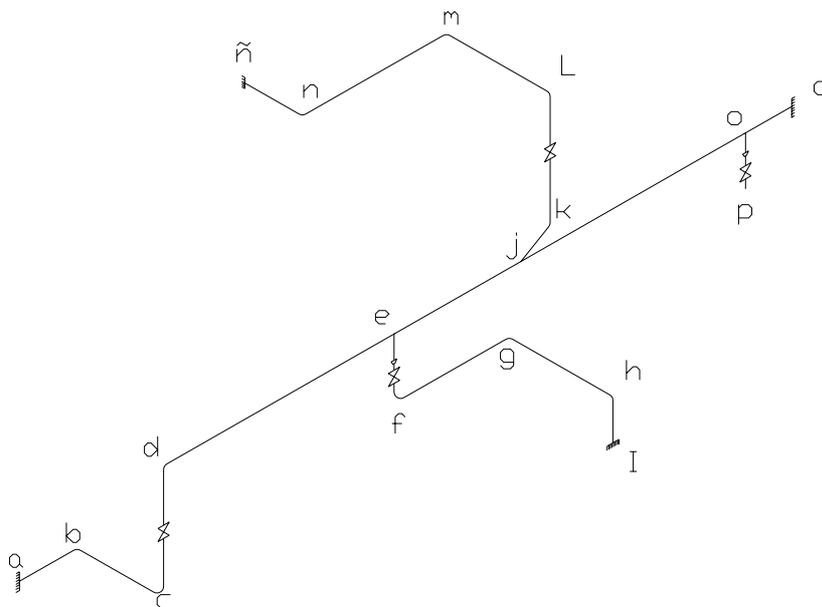
---

<sup>1</sup> Sistema obtenido del diseño para la primera planta de biodiesel a construirse en Chile, por la empresa FAME LTDA, diseñado por Jorge Provoste Alvial, autor de este Seminario de Título.

- El sistema será asilado con lana mineral de 4 cm de espesor.
- Densidad del fluido será de  $980 \text{ kg/m}^3$ .
- Densidad del aislante es de  $136.1569 \text{ kg/m}^3$ .

Las condiciones de servicio son las siguientes:

- Temperatura ambiente de  $20^\circ\text{C}$ .
- Temperatura de operación de  $70^\circ\text{C}$
- Presión de operación de  $10 \text{ kg/cm}^2$ .
- Para la corrosión se usará  $1/8''$  (0.375 cm)



**Figura 10.5** Geometría del tendido.

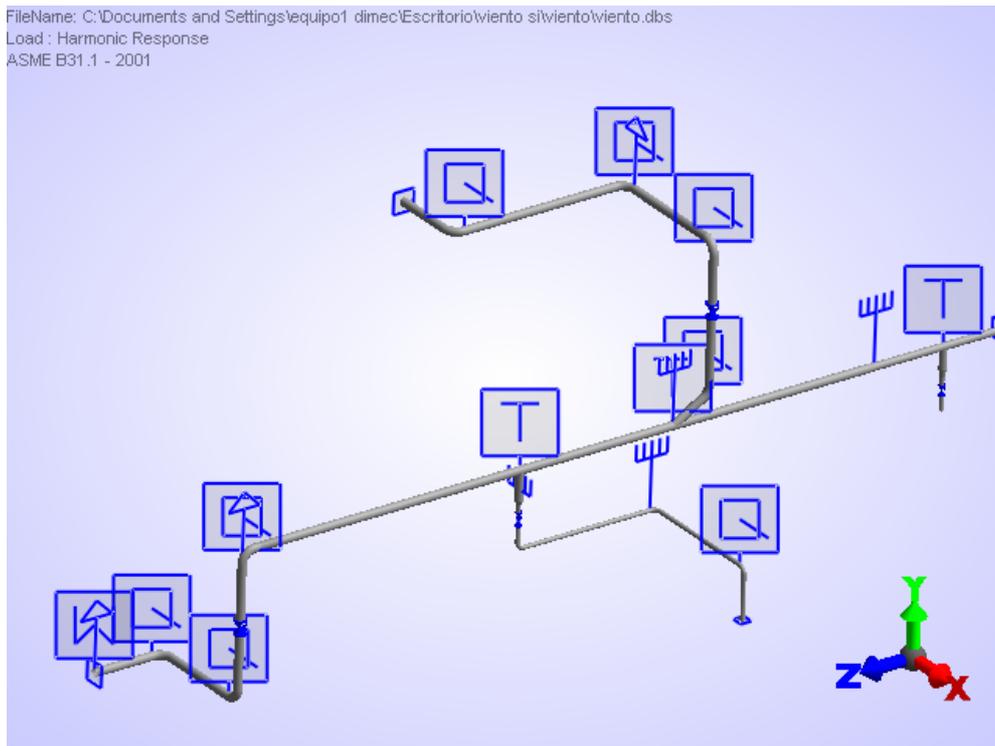
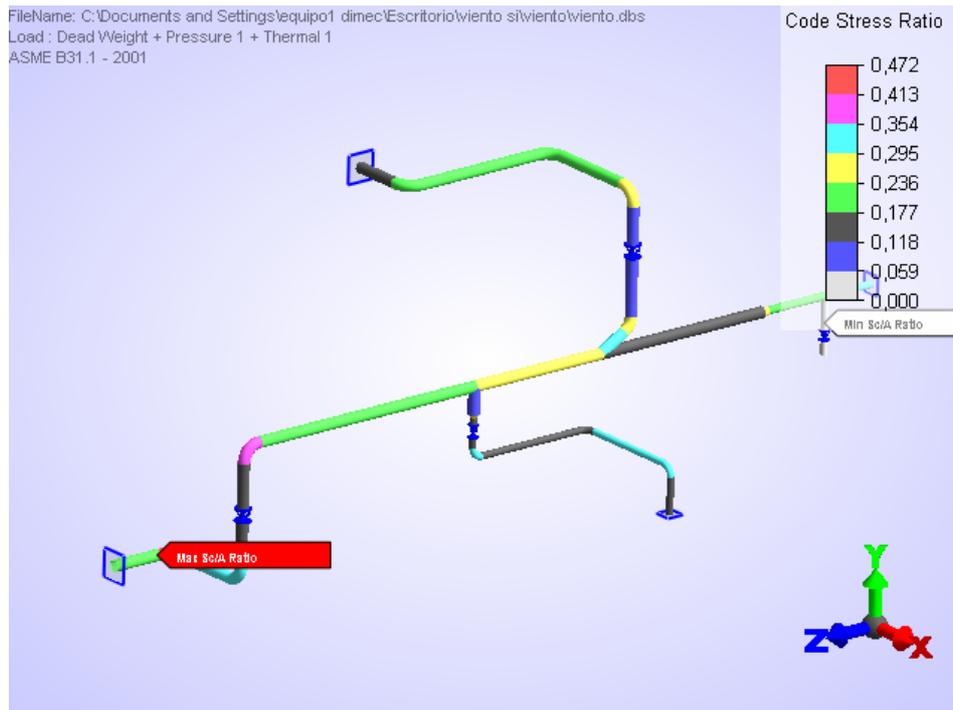


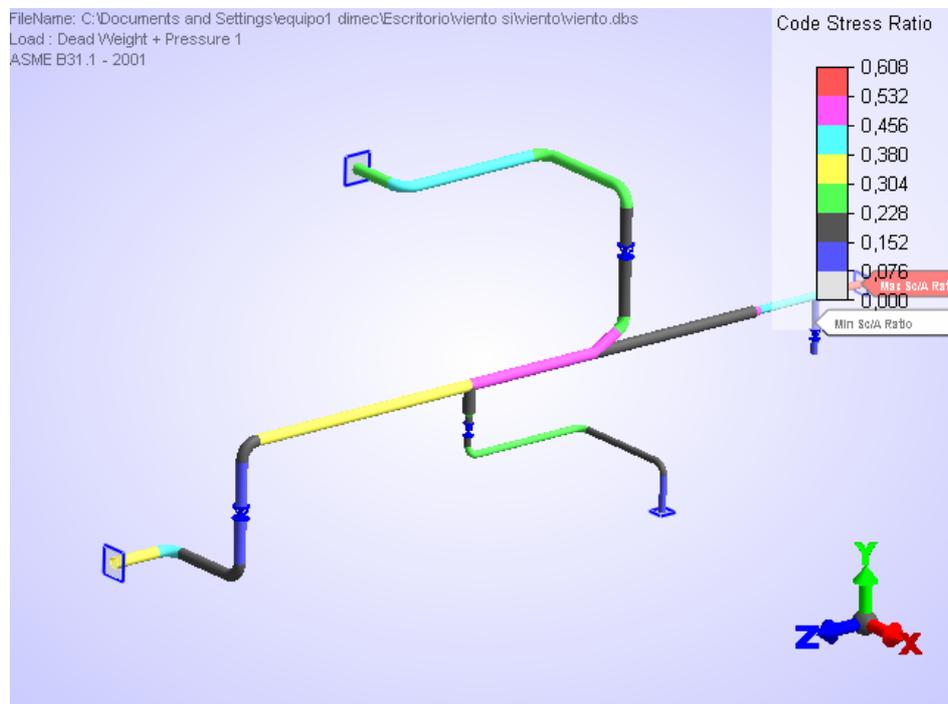
Figura 10.6 Grafica de Pipepak, con cargas y soportes.

El valor del *code stress ratio* generado en cada una, se encuentra muy cercano a uno, pero nunca sobrepasa este valor. Para hacer más didáctico este ejemplo, mantendremos las relaciones de esfuerzos de este modo y aplicaremos la carga del viento, para posteriormente realizar el análisis.

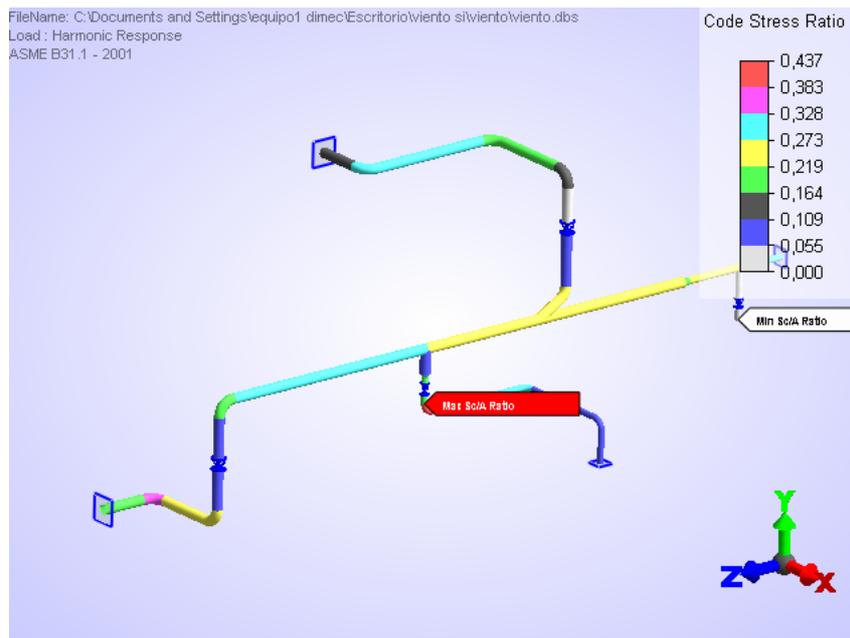
Las figuras 10.7, 10.8 y 10.9 muestran cada una de las interacciones de las cargas que nos interesa, además de sus respectivas relaciones de esfuerzos.



**Figura.10.7** Relación de esfuerzos de 0.492 para las cargas de peso, presión y temperatura.



**Figura 10.8.** Para las cargas de peso y presión.



**Figura 10.9.** Relación de esfuerzo para la carga armónica.

Como ya comprobamos que el sistema soporta sin ningún problema, procederemos a introducir y analizar la carga del viento aplicada al sistema.

Como Pipepak trabaja con la norma ANSI A58.1-1972, en su librería no se encuentran los valores de presión básica correspondientes a la norma Chilena NCh 432, por lo que se deben ingresar estos valores tal como muestra la figura 11.<sup>1</sup>

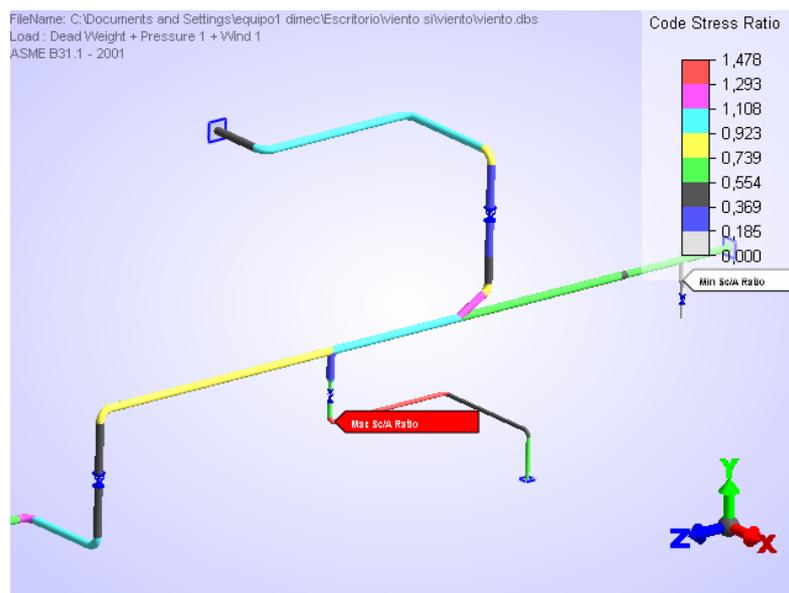
Region	Height (cm)	Pressure (Kg/cm <sup>2</sup> )
1	0.00000	0.00660
2	15000.00000	0.00900
3		
4		
5		
6		
7		
8		
9		
10		
11		
12		
13		

**Figura 11** Ingreso de altura y presión

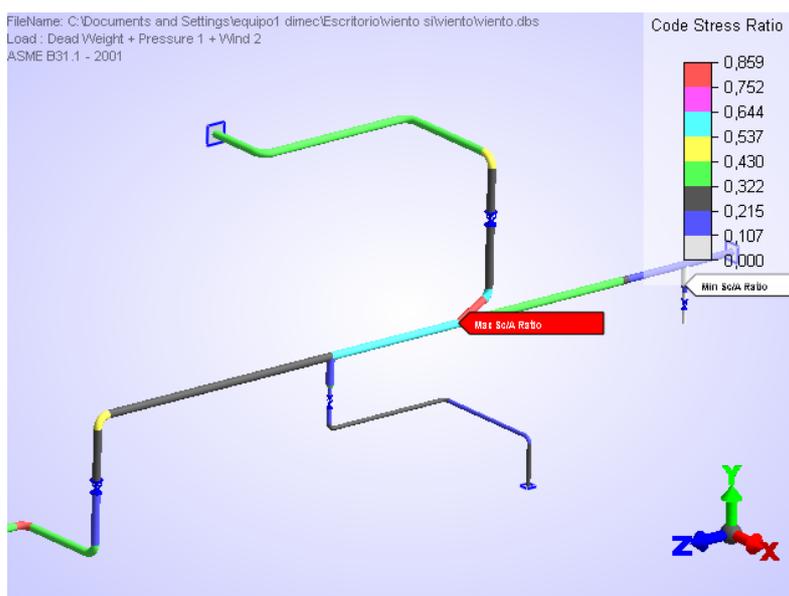
<sup>1</sup> Se ingresó solo el rango de valores correspondiente a la altura del sistema en estudio. Notar que la presión básica se multiplica por el factor de forma “C”.

Se debe mencionar que las cargas del viento aplicadas en dirección de X e Z, ambas en sentido contraria, actúan simultáneamente cada una de ellas con las cargas de peso y presión del sistema de piping.

La aplicación de la carga de viento en el sistema se puede apreciar en la figuras 11.1 y 11.2, donde la acción mas crítica del viento se produce en la dirección contraria al eje X.



**Figura 11.1** Acción del viento en Dirección Contraria a X



**Figura 11.2** Acción del viento en Dirección Contraria a Z

La acción del viento en el eje X implica que los esfuerzos del sistema, en su parte más crítica, son llevados por encima de lo que permite el código ASME B31.1. Por esta razón haremos una intervención del sistema. Para esto, analizaremos su desplazamiento, ubicando la parte más crítica de este en el sistema.

Los desplazamientos en el sistema pueden ser observados en la figura 11.3, donde se aprecia que la cañería de color verde, representa el desplazamiento del sistema debido a la acción del viento.

El desplazamiento graficado, nos muestra que al desplazarse el tramo c-d del sistema, produce una relación de esfuerzos en d-j graficada en la figura 11.4.

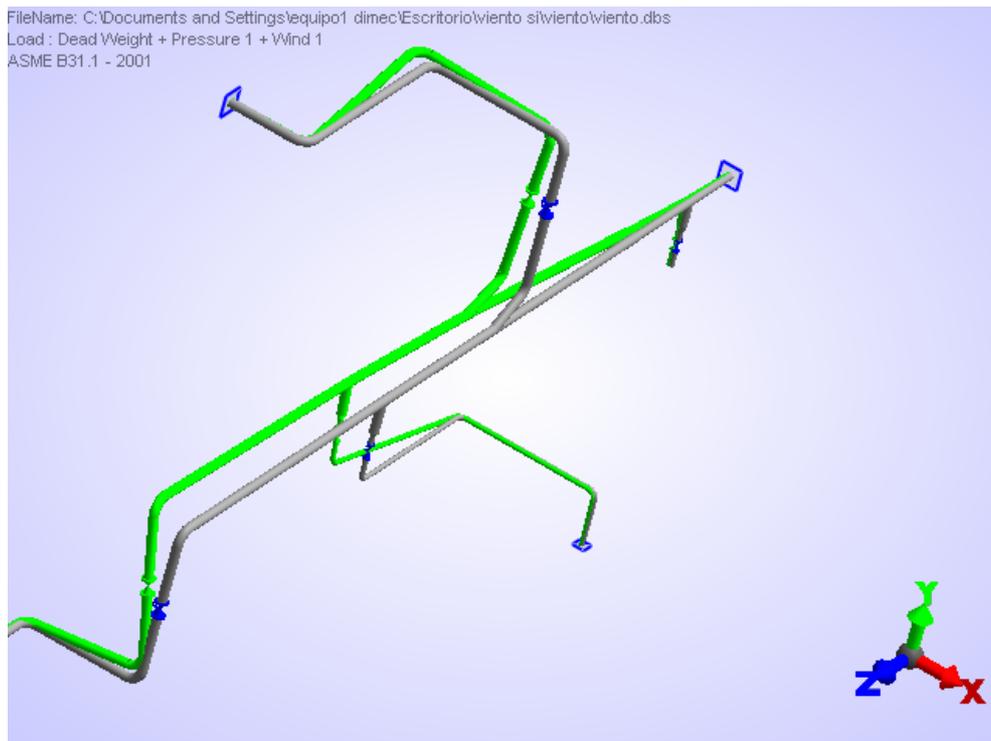
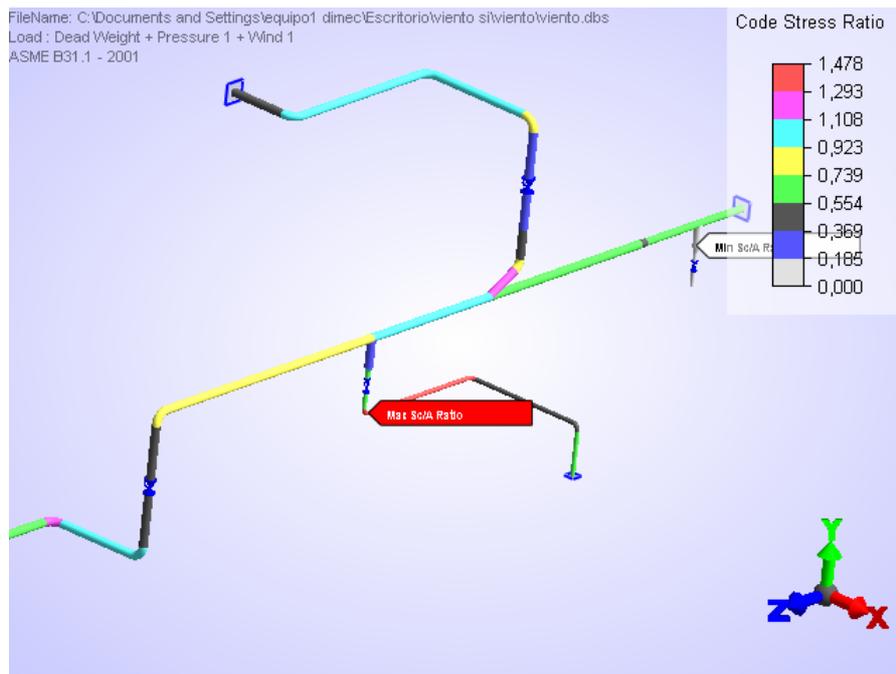


Figura 11.3 desplazamiento del sistema.



**Figura 11.4** Relaciones de esfuerzos para las cargas de peso, presión y viento en dirección contraria a X

Se desprende de estas figuras 11.3 y 11.4 que una medida mitigadora de desplazamiento sería la inserción de un elemento amortiguador en la dirección del eje X.

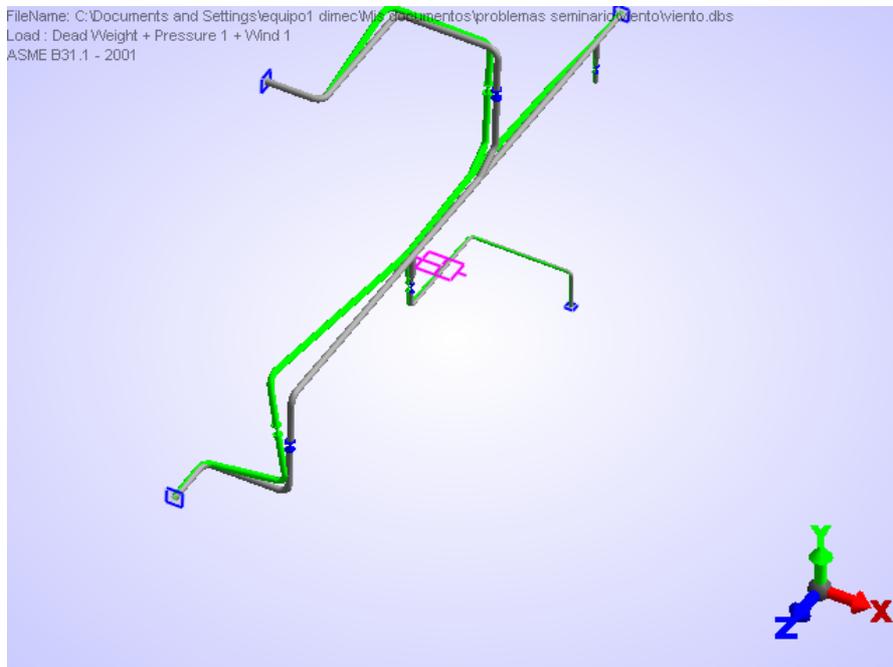
Para esto elegiremos un amortiguador hidráulico (snubber), en el punto e.

Como el problema se presenta cuando actúa el viento en la dirección contrario a X, procederemos a enfocar la solución del problema en ese sentido para posteriormente, ver que consecuencia trajo la solución del problema, en la acción del viento en la dirección contraria al eje Z.

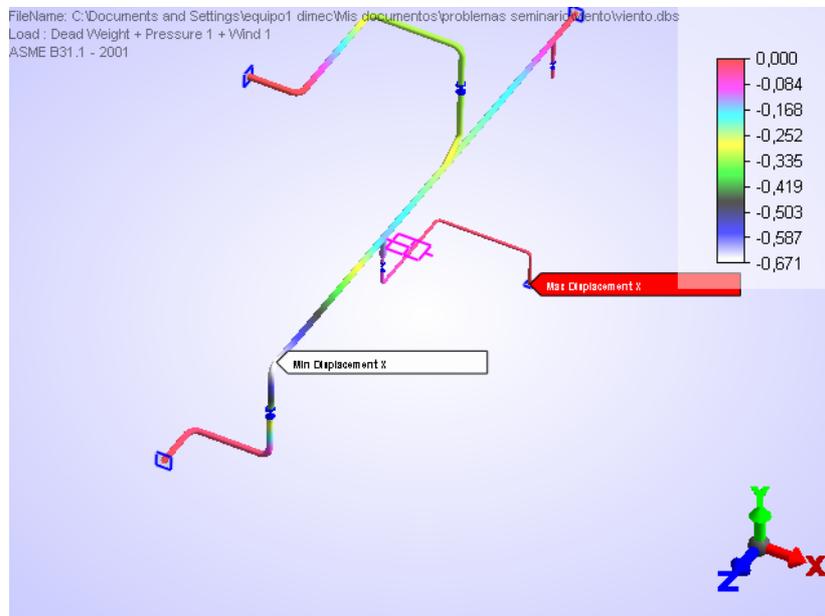
Insertaremos un snubber rígido, como lo detallamos en el problema anterior, ubicando el snubber en el punto e con dirección de X.

Las figuras 11.5 y 11.6 nos muestran el desplazamiento producido a causa del viento en dirección contraria X. Se puede apreciar claramente que la inserción del elemento disminuyó considerablemente el desplazamiento en dicha dirección, ya que en el punto e, sin snubber el desplazamiento era máximo en ese punto con un valor de

1.76 cm, en dirección contraria a X, y posteriormente el desplazamiento máximo ocurre en el punto **d** con un máximo de 0.



**Figura 11.5** Desplazamiento con snubber



**Figura 11.6** Desplazamiento máximos y mínimos con cargas de peso, presión y viento en dirección contraria a X.

La consecuencia de la inserción del snubber en el sistema de piping, es la disminución de la relación de esfuerzos en el sistema como muestran la figura 11.7, disminuyendo considerablemente a 0.977. Lo cual está aún muy cerca de lo que no sugiere la normativa, dando paso a una posible falla.

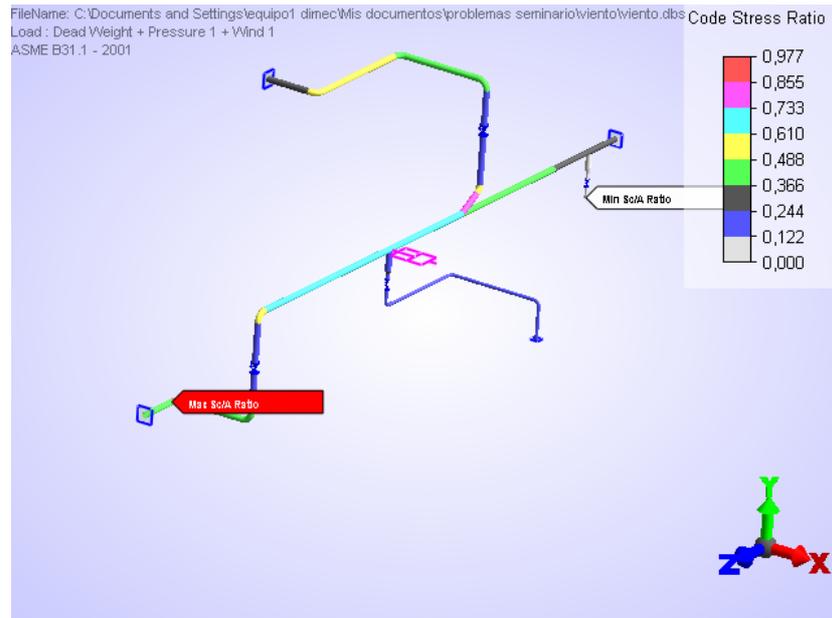


Figura 11.7 Relación de esfuerzo con snubber y cargas de peso, presión y viento.

Por tal razón es necesario disminuir todavía más nuestra relación de esfuerzos. Para esto, pondremos un limitador de dirección (*limitstop*), actuando en la dirección contraria a X, disminuyendo en forma satisfactoria, dejando la relación de esfuerzos en un valor de 0.787 en el tramo que nos muestra la figura 11.8.

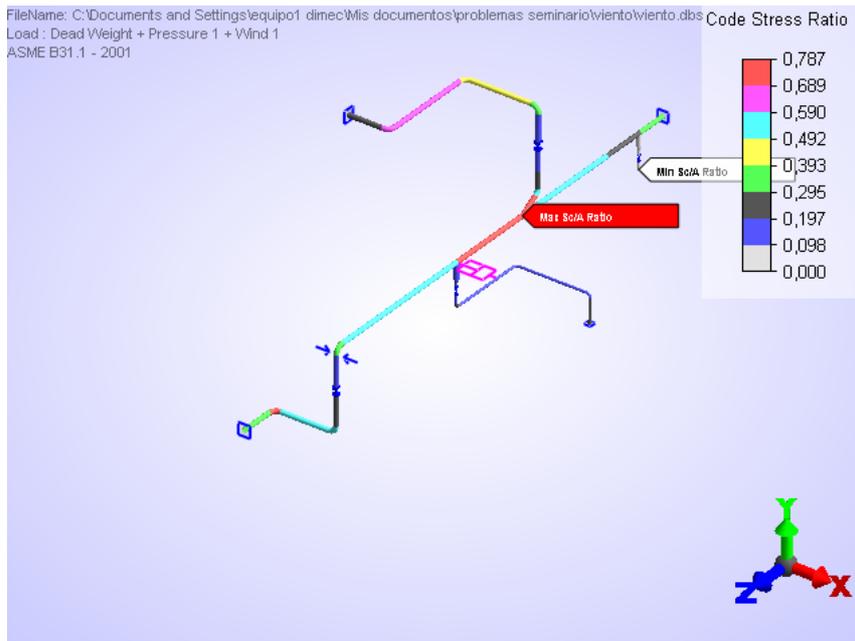


Figura 11.8 Relación de esfuerzo con la inserción del limitador de desplazamiento.

Con estos elementos insertados en el sistema logramos establecer una relación de esfuerzos dentro de la normativa, asegurando con esto, que el sistema de piping no sufrirá algún tipo de ruptura.

La disminución en las razones de esfuerzos del sistema con amortiguador en relación al sistema sin amortiguador, se debe a la disminución en la magnitud del desplazamiento en la dirección contraria a X que produce este dispositivo.

Finalmente veamos el rango de velocidades del viento que se emplearon en el análisis, para ello se utiliza la de la ecuación 9.2.2, se tiene que:

- Para la presión de  $0.0066 \text{ kg/cm}^2$  ( $66 \text{ kg/m}^2$ ).

$$U = 4 \cdot \sqrt{66} = 32.496 \left( \frac{m}{s} \right)$$

- Para la presión de  $0.0090 \text{ kg/cm}^2$  ( $90 \text{ kg/m}^2$ ).

$$U = 4 \cdot \sqrt{90} = 37.497 \left( \frac{m}{s} \right)$$

Con estas velocidades, empleando la ecuación 9.2.1, se obtiene el siguiente rango de frecuencias en que actúa la fuerza del viento dependiendo de la altura que se considere en el análisis. Considerando un diámetro de 0.0.1943 m, se tiene:

- Para la velocidad de 32.496 m/s.

$$f = \frac{0.18 \cdot 32.496}{0.1943} = 30.10 \text{ (Hz)}.$$

- Para la velocidad de 37.947 m/s.

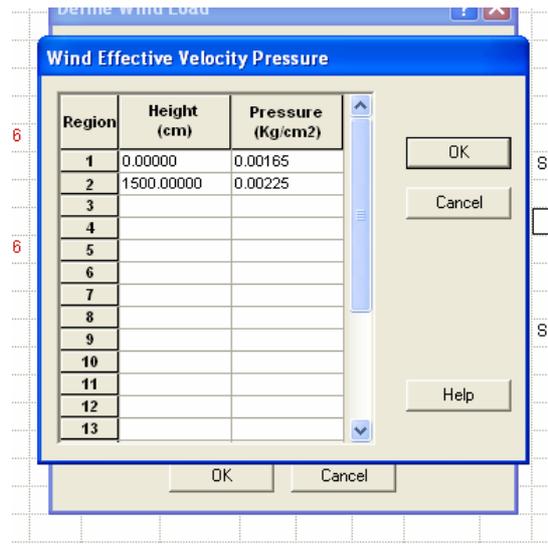
$$f = \frac{0.18 \cdot 37.947}{0.1943} = 35.15 \text{ (Hz)}.$$

Ahora veamos como respondería el sistema si se considera la mitad el valor de las frecuencias<sup>1</sup>. Con lo anterior el rango de presiones básicas a considerar para el análisis del sistema de piping<sup>2</sup> sería el que se muestra en la figura 11.9

Para este análisis, usaremos una versión menor a la utilizada en las otras aplicaciones, la cual fue la versión 17, usando la versión 16 de ALGOR. Esto con el afán de comparar los resultados que arroja el programa en versiones diferentes.

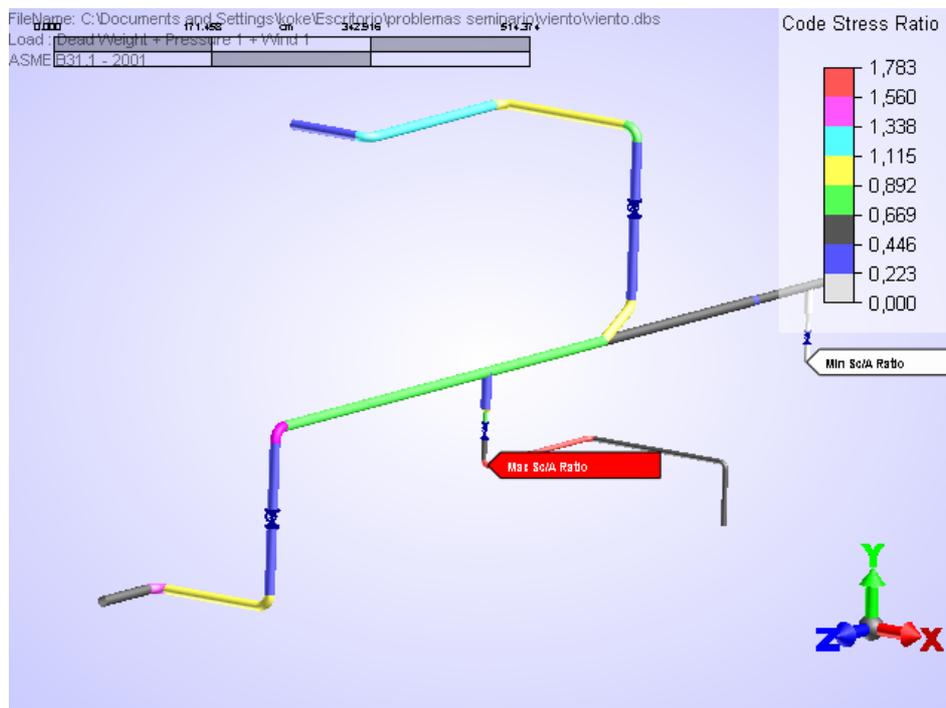
<sup>1</sup> Notar que si se disminuye la frecuencia a la mitad, el valor de la presión básica disminuye a la cuarta parte.

<sup>2</sup> El sistema que se analizará es el que no tiene amortiguador.

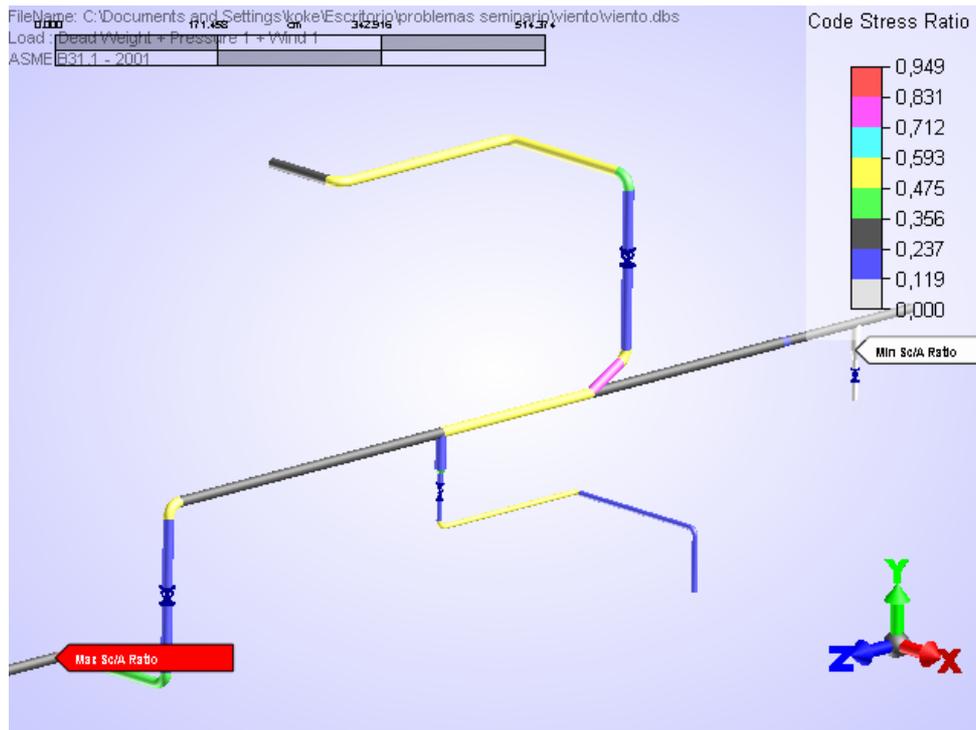


**Figura 11.9** Rango de presiones para el análisis del sistema.

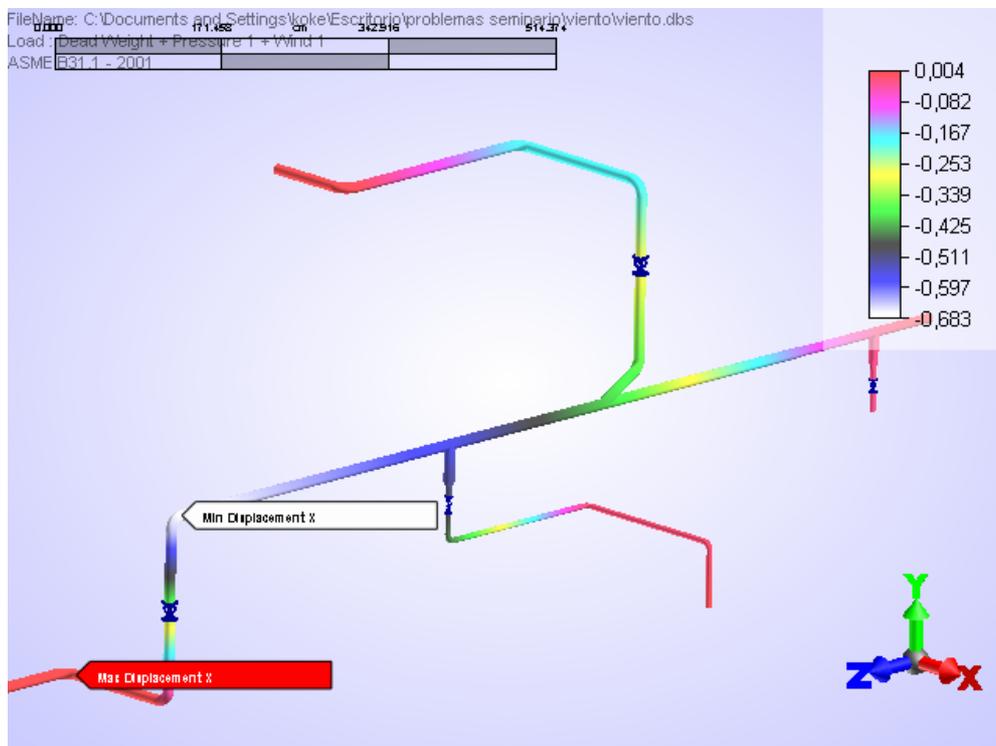
En las siguientes figuras se mostraran los resultados gráficos de la comparación en la versión 16 de ALGOR.



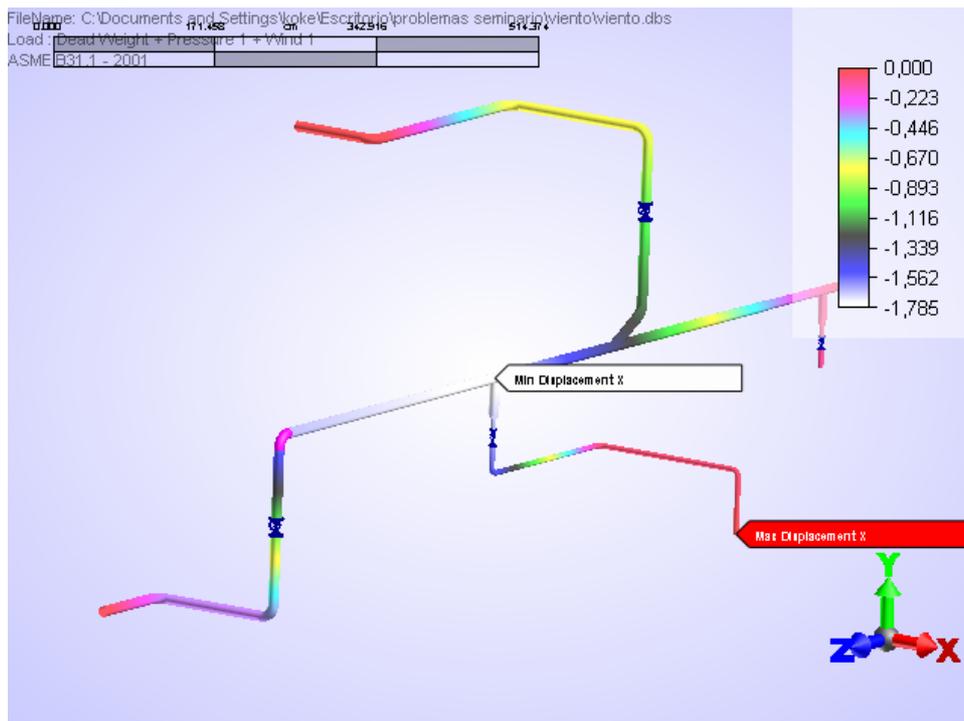
**Figura 12.** Relación de esfuerzos producido por el viento sin amortiguador



**Figura 12.1** Relación de esfuerzos debido a la acción del viento con la mitad de su velocidad



**Figura 12.2** Desplazamiento máximo y mínimo debido al viento.



**Figura 12.3** Desplazamiento máximo y mínimo del sistema debido al viento con la mitad de su velocidad.

Situación	Valores en el primer caso de análisis	Valores en el segundo caso de análisis (con la mitad de la velocidad)
Razón entre esfuerzos con el viento en dirección contraria X.	1.783	0.949
Razón entre esfuerzos con el viento en dirección contraria Z.	0.897	0.796
Desplazamiento en el eje X (cm), con el viento actuando en la dirección contraria a X.	1.785	0.683

**Tabla 12.4** valores comparativos entre las velocidades del viento.

Como se puede ver, existe una disminución de los valores de las razones de esfuerzos en aproximadamente un 50% para la acción del viento en la dirección contraria a X, lo cual implica que la relación de esfuerzos es proporcional a la presión

del viento, resultando que la carga del viento aplicada al sistema, es como una carga de presión estática actuando perpendicularmente sobre el área proyectada del sistema.

Otra conclusión que se desprende de la comparación, es que el diámetro utilizado para disminuir la presión básica sobre el sistema fue el de la cañería de 4", al actuar la carga del viento en el sentido contrario a Z, no afectó notoriamente sus esfuerzos, ya que el viento actúa mayormente en cañerías de menor diámetro y en porcentaje muy bajo de la superficie total del sistema.

El desplazamiento producido en la zona más crítica del sistema, debido a la acción del viento, disminuyó en aproximadamente un 60%, cuando se disminuyó la velocidad a la mitad, siendo mayor al 50% debido a que se encuentra en una zona libre de restricciones para el desplazamiento en la dirección contraria a X.

### **9.3 Análisis Sísmico del Sistema.**

El análisis sísmico es normalmente realizado solo en respuesta a regulaciones específicas, códigos o requerimientos especiales.

El análisis sísmico es efectuado para demostrar que el sistema satisface uno de dos objetivos específicos:

1. *Operabilidad*: el sistema diseñado para cumplir con el criterio de operabilidad debe desempeñarse normalmente, dentro de los límites especificados por el código, durante el terremoto postulado.
2. *Integridad Estructural*: el único requisito es que el sistema mantenga su integridad estructural total, es decir que no se defleccione excesivamente o produzca proyectiles secundarios.

Como se ha mencionado existen tres métodos de análisis de uso común para el diseño sísmico de sistemas de piping:

1. El método del coeficiente estático.
2. El método del análisis modal del espectro de respuesta.
3. El método de análisis de respuesta en el tiempo (*Time History*).

En el análisis modal del espectro de respuesta, el espectro de respuesta sísmico es una parcela de la respuesta de aceleración máxima de un número idealizado de vibradores de un grado de libertad unidos a una estructura con cierto amortiguamiento.

Estos espectros de respuesta se basan en un espectro de diseño y especifican la máxima aceleración de la tierra en el lugar donde se ubica la planta.

En Chile poseemos la norma NCh 2369 “Diseño sísmico de estructuras e instalaciones industriales”. Esta norma establece los requisitos para el diseño sísmico de estructuras e instalaciones industriales, ya sean livianas o pesadas. Se aplica tanto a las estructuras propiamente tales, como a los sistemas de ductos y cañerías, a los equipos de procesos, mecánicos y eléctricos y a sus anclajes. También se aplica a las estructuras de bodega o recintos con vocación industrial, y a las construcciones estructuradas con columnas en voladizo.

Según esta norma las estructuras deben ser analizadas, como mínimo, para la acción sísmica en dos direcciones horizontales aproximadamente perpendiculares. Se puede proceder como si los efectos producidos por las componentes horizontales de la acción sísmica no fueran concurrentes, y en consecuencia, los elementos se pueden estudiar para el sismo actuando según cada una de las direcciones de análisis consideradas separadamente.

La norma establece que el análisis modal espectral se debe realizar para el espectro de diseño siguiente:

$$S_a = \frac{2.75 \cdot A_o \cdot I}{R} \left( \frac{T'}{T} \right)^n \left( \frac{0.05}{\xi} \right)^{0.4} \quad (9.3.1)$$

Donde:

- $S_a$  = aceleración espectral de diseño por acción sísmica horizontal.
- $A_o$  = aceleración efectiva máxima del suelo.
- $I$  = coeficiente relativo a la importancia, uso y riesgo de falla de una estructura o equipo.
- $R$  = factor de modificación de la respuesta estructural.
- $T'$  = parámetro que depende del tipo de suelo, en segundos.
- $T$  = periodo de vibración del modo considerado.
- $n$  = parámetro que depende del tipo de suelo, número de niveles.
- $\xi$  = razón de amortiguamiento.

No obstante los valores de la aceleración espectral de diseño por acción sísmica horizontal ( $S_a$ ) no deben ser mayor al valor dado por la expresión 9.3.2, donde  $C_{máx}$  corresponde al valor máximo del coeficiente sísmico que depende de la razón de amortiguamiento ( $\xi$ ) y del factor de modificación de la respuesta estructural ( $R$ ).

$$S_a \leq I \cdot C_{máx} \cdot g \quad (9.3.2)$$

Para el análisis del sistema de piping que se ha estado estudiando utilizaremos los siguientes valores obtenidos de la norma:

- $A_o = 0.4$  g, siendo “g” la aceleración de gravedad  $9.8 \text{ m/s}^2$ . Este valor es obtenido de la tabla 5.2 de la norma y depende de la zona sísmica en que se encuentre la instalación, en este caso se considera zona sísmica 3.

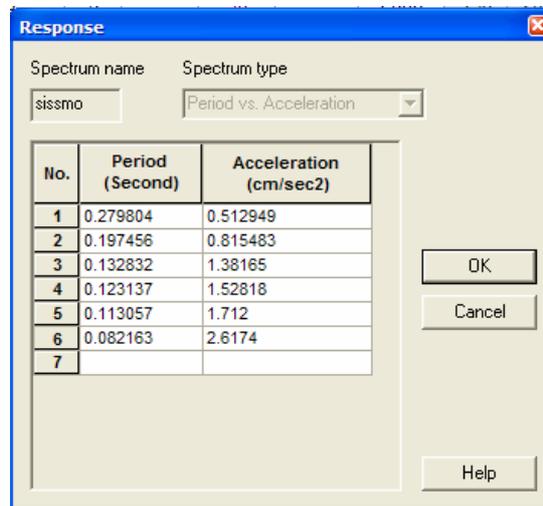
- $I = 1.2$ . Este valor es asignado a estructuras esenciales, cuya falla puede causar detenciones prolongadas y pérdidas serias de producción-
- $R = 5$ . Este valor es establecido para las tuberías de acero en la tabla 5.6 de la norma.
- $T' = 0.35$  s. Este factor se encuentra definido en la tabla 5.4 de la norma y su valor depende del tipo de suelo considerado, para este ejemplo se consideró suelo tipo II.
- $T =$  los ocho primeros modos considerados en los análisis anteriores.
- $n = 1.33$ . Este factor se encuentra definido en la tabla 5.4 de la norma y su valor depende del tipo de suelo considerado, para este ejemplo se consideró suelo tipo II.
- $\xi = 0.02$ . Valor de la razón de amortiguamiento para cañerías, establecido en la tabla 5.5 de la norma.
- $C_{m\acute{a}x} = 0.26$ . Obtenido de la tabla 5.7 de la norma. Su valor depende del factor de modificación de respuesta estructural y la razón de amortiguamiento.

Los valores de aceleración espectral obtenidos para los primeros ocho modos de vibración del sistema se muestran en la tabla 12.4.

<b>Modo</b>	<b>Periodo del Sistema (s).</b>	<b>Aceleración espectral de diseño (<math>m/s^2</math>).</b>
<b>1</b>	0.279804	0,51294963
<b>2</b>	0.197456	0,81548295
<b>3</b>	0.132832	1,3816493
<b>4</b>	0.123137	1,52817691
<b>5</b>	0.113057	1,71200414
<b>6</b>	0.082163	2,61740523

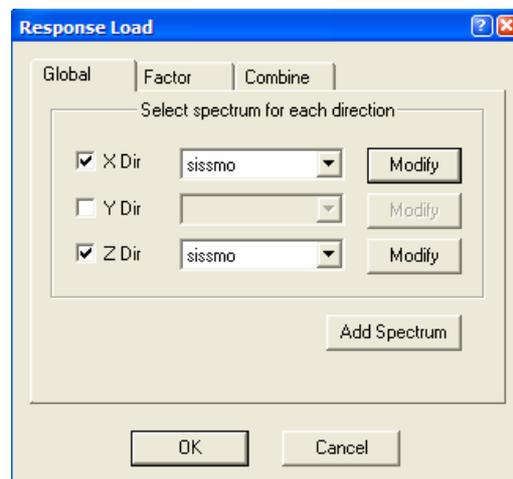
Tabla 12.4 Periodo de Sistema v/s Aceleración espectral de diseño.

Para comenzar el análisis en Pipepak, lo primero que se debe hacer es ingresar el espectro de diseño (periodo v/s aceleración), tal como se aprecia en la figura 12.5.



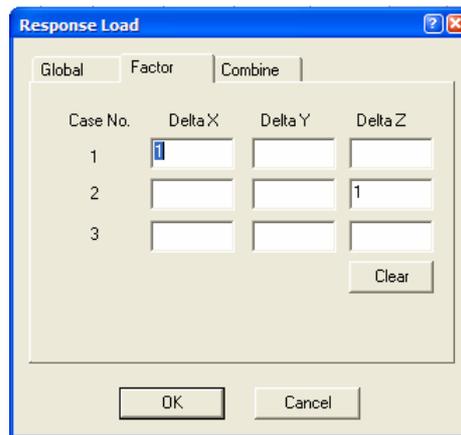
**Figura 12.5** Espectro sísmico de diseño.

En la figura 12.6, se procede ingresar las direcciones en las cuales actuará el sismo, siendo en nuestro caso en las direcciones de X e Y.



**Figura 12.6** Direcciones del espectro sísmico de diseño.

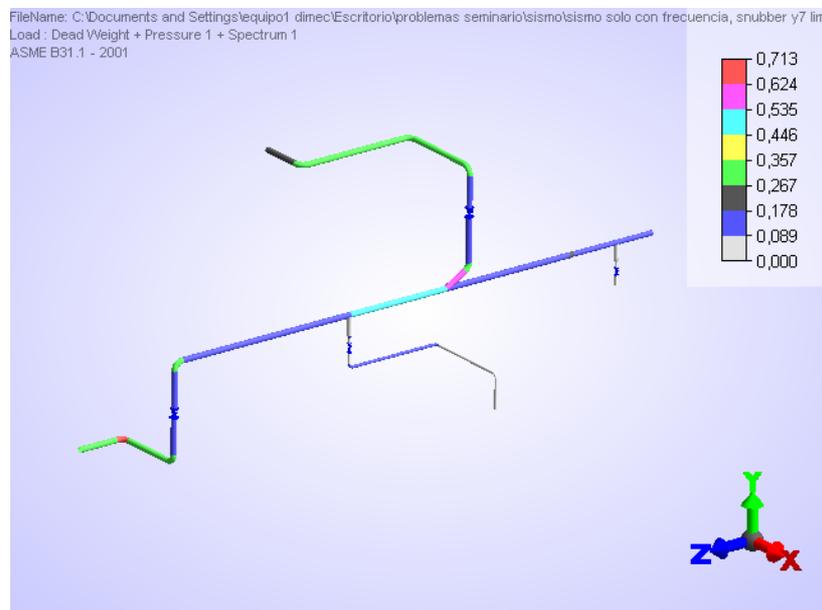
Las combinaciones que se desean obtener para la acción sísmica, se muestran en la figura 12.7.



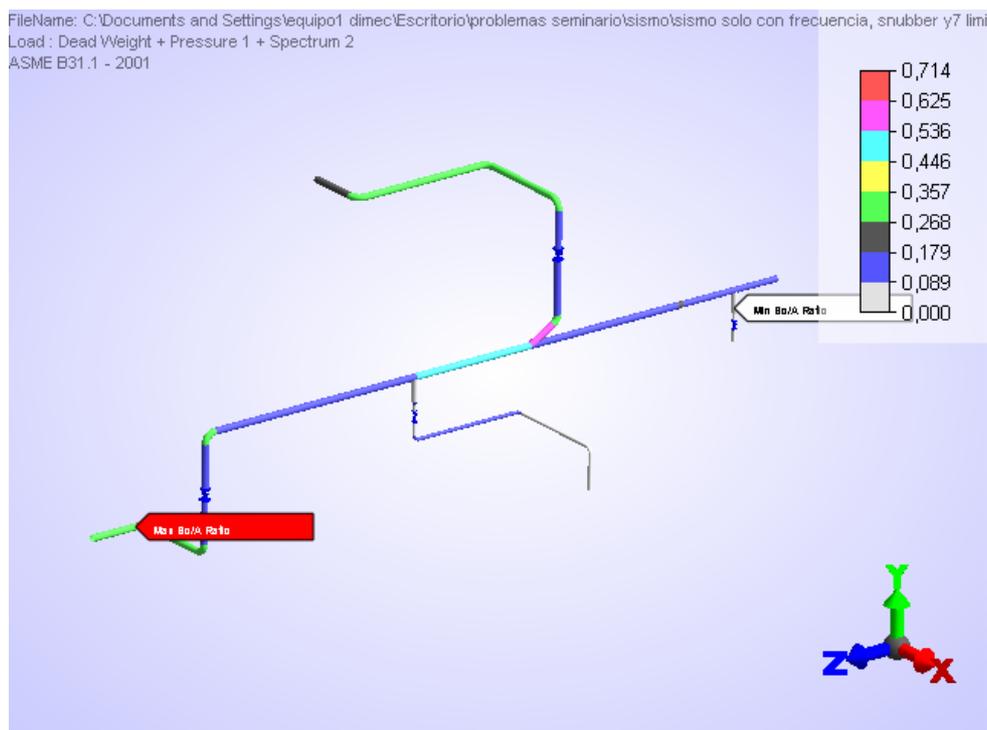
**Figura 12.7** Espectro sísmico de diseño.

Después de definido el espectro que actuara en el sistema de piping, se ingresa en la hoja de cálculos el espectro definido en cada uno de sus soportes rígidos. Cabe señalar que la inserción del espectro en la hoja de cálculo, en lugares que no sean soportes, el programa omitirá su efecto en los resultados del análisis.

Los resultados arrojados por Pipepak, son mostrados en las figuras 12.8 y 12.9.



**Figura 12.8** Razón de esfuerzos para la acción del sismo en la dirección de X, peso y presión.



**Figura 12.9** Razón de esfuerzos para la acción del sismo en la dirección de Z, peso y presión.

De las figuras anteriores se desprende que en ninguno de los sentidos en que actúa el sismo, el valor de la razón esfuerzo calculada por Pipepak, sobrepasa el valor 1 de la normativa empleada. Por consiguiente no tendremos la necesidad de intervenir el sistema en estudio.

Dentro del estudio realizado para modelar el problema sísmico, es necesario señalar que la expresión 9.3.2, juega un papel importante dentro de un análisis del espectro a ingresar en el programa. Esta restricción que se le impone al espectro para no sobrepasar esta desigualdad, porque si así fuera cuando se construya, podrían haber valores de periodos en para los cuales los valores de la aceleración serian los mismos. En este caso no es necesario realizar un estudio dinámico del sistema ya que solo basta con ingresar valores en las casillas de factor en las direcciones indicadas, ya que esto significa que el valor del espectro tiende al valor del coeficiente sísmico utilizado.

**Conclusiones.****Sobre Módulo Pipepak de Algor:**

- El módulo Pipepak de Algor proporciona a los diseñadores e ingenieros de sistemas de piping, una herramienta para la completa definición de sistemas de tuberías y el desarrollo de análisis estructurales de acuerdo a los estándares industriales.
- Pipepak posibilita la visualización gráfica de contornos de esfuerzos, desplazamientos y la creación de reportes en formato texto que resumen los cálculos realizados con la información ingresada.
- Pipepak posee un ambiente grafico agradable para trabajar que incluye una opción de fácil uso para la definición completa de un sistema de piping (tendido de tubos y componentes) utilizando una hoja de cálculo para introducir las coordenadas.
- Para Realizar el trazado en la hoja de Cálculo, se deben revisar continuamente en el entorno grafico, teniendo muy bien definidos anteriormente los puntos del trazado, siendo indispensable un ordenamiento claro de antemano.
- Nos es necesario un orden correlativo de los puntos en la planilla de cálculo, ya que se pueden insertar filas entre puntos, pero es recomendable los puntos correlativos para realizar correcciones con facilidad.
- Pipepak posee librerías con gran cantidad de información necesaria para el diseño y análisis de sistemas de piping, como por ejemplo los códigos ASME. En el caso que la información requerida no se encuentre en las librerías, Pipepak permite el ingreso y almacenamiento de esta en sus librerías.

- Pipepak puede calcular los esfuerzos producidos sobre las boquillas de los equipos conectados al sistema como son las bombas, compresores y turbinas.
- Con Pipepak se puede modelar y analizar una gran gama de escenarios, independiente del tipo de configuración, (sin que sea necesario poseer una gran experiencia en lo que se refiere a sistemas de piping) y de esta forma disponer de posibles soluciones a diferentes tipos de problemas sin tener que desarrollar complejos y tediosos métodos matemáticos.
- Otra de las ventajas que presenta el módulo Pipepak, es la inserción de nuevos parámetros en casi todas sus ventanas desplegadas, como por ejemplo en las cargas de vientos y sísmicas, dando opción a incorporar otras normas a los cálculos realizados.
- Es necesario mencionar, que pese a las ventajas anteriormente descritas del programa, este posee algunas fallas, como cuando se guardan los puntos en la planilla de cálculos y se abre nuevamente, algunos de estos puntos se borran provocando una deformación no deseada de la gráfica y pérdidas en las medidas de los tramos de cañerías.
- Otro efecto indeseado que se presentó en el módulo Pipepak, es la diferencia de valores en las diferentes versiones del programa cuando se confrontó la versión 16 y la 17, Siendo la versión 16 la que presenta un leve aumento en los valores en comparación con la versión 17 de dicho programa.
- Por último, al ingresar los datos de periodos v/s aceleración, se comprobó que después de ser aceptados, estos se cambiaban en forma automática, presentando valores anormales y sin consistencias, siendo ingresados en forma correcta sólo cuando las cantidades de decimales, eran las mismas tanto en la columna de periodos como en la de aceleración.

**Sobre el análisis del sistema ejemplo:**

- Para poder realizar un análisis lo más completo posible del sistema, es necesario tener conocimiento de una gran cantidad de normas para establecer cual es la más adecuada a aplicar sobre un sistema dado y que permita determinar si el sistema cumple con los requisitos de los códigos y normas aplicados.
- Para entregar soluciones a los problemas exhibidos por el sistema durante el proceso de análisis, es necesario tener un conocimiento de la variedad y funcionamiento de los distintos dispositivos disponibles para solucionar los diferentes problemas que puede presentar el sistema durante su funcionamiento.
- Se modeló la configuración bajo la acción de las cargas, que a juicio personal, son las de más común aparición en las plantas industriales, observando que a la configuración inicialmente planteada es necesario adherir dispositivos que disminuyan los esfuerzos originados en el sistema por la acción de estas cargas para que el sistema cumpla con el código aplicado (ASME B31.3).
- Se ve que el razonamiento empleado de actuar sobre los puntos de mayor desplazamiento que indica Pipepak, con excepción de cuando se trató el tema de las fuerzas sobre la boquilla de la bomba, otorgó buenos resultados en los niveles de reducción de esfuerzos.
- En lo que se refiere a la fuerza de pulsación, se observa que el sistema soporta una variación del 20% de la presión de trabajo, sin embargo por el valor de las razones de esfuerzos producidas podría ser este un buen valor límite de referencia para el personal de mantenimiento para programar una intervención en el productor de los pulsos con la finalidad de corregir el problema.

- En lo que se refiere a la fuerza del viento, se observa que el caso del viento actuando en la dirección X produce más efecto sobre el sistema que el caso del viento actuando en la dirección Z. Lo anterior se debe a que la fuerza del viento depende de la presión de este y del área sobre el que actúa. La presión del viento a su vez depende de la altura que se considere en el análisis. En este caso el viento en la dirección Z actúa sobre un mayor área a más alta altura que el caso con el viento en la dirección X.
- En cuanto al análisis sísmico, no hubieron mayores intervenciones, salvo lo comentado sobre la importancia del parámetro del coeficiente sísmico, el cual, al ser sobrepasado necesita un enfrentamiento diferente, que cuando esto no ocurre. La diferencia se produce cuando el parámetro es sobrepasado, se presentarían valores iguales en las aceleraciones pese al ingreso en la expresión de cálculo de diferentes periodos. Ocurrido esto la forma de enfrentar el análisis sería limitando el espectro hasta la variación de valores tanto en el periodo como en la aceleración como, o realizando un estudio estático del sismo para cada una de las dos direcciones horizontales.

**Bibliografía.**

- PACHECO F., PEDRO. 2002. Análisis de Sistemas de Piping. Memoria de Ingeniería de Ejecución en Mecánica. Concepción, Universidad del Bio-Bio, Facultad de Ingeniería.
- MATAMALA R., WILLIAM. 2004. Estudio Comparativo de Ensayos no Destructivos en Tuberías de Celulosa Arauco y Constitución S.A., Planta Arauco. Memoria de Ingeniería Civil Industrial con Mención en Mecánica. Concepción, Universidad del Bio-Bio, Facultad de Ingeniería.
- LETELIER R., HUMBERTO. 2005. Implementación de un Programa de Elementos Finitos para el Análisis de Flexibilidad en Redes de Tuberías. Memoria de Ingeniería Civil Mecánica. Concepción, Universidad de Concepción, Facultad de Ingeniería.
- MOHINDAR L. NAYYAR. 2000. Piping Handbook. Séptima edición. McGraw-Hill.
- THE M.W. KELLOG COMPANY. 1958. Design of Piping System.
- ENGINEERING DYNAMICS INCORPORATED. 1993. Vibrations in Reciprocating Machinery and Piping Systems.
- WOODS, GLYNN E. y BAGULEY, ROY B.. 2001. Casti Guidebook ASME B31.3. Tercera edición.
- Process Piping Code. ASME B31.3, 2000.
- Centrifugal Pumps for Petroleum, Heavy Duty Chemical, and Gas Industry Services. API 610, 1995.
- Centrifugal Compressors for Petroleum, Chemical, and Service Industries. API 617, 1995.
- Cálculo de la Acción del Viento sobre las Construcciones. Norma Chilena Oficial Nch 432 Of71, 1994.
- Diseño Sísmico de Estructuras e Instalaciones Industriales. Norma Chile Oficial Nch 2369 Of, 2003.
- Página oficial de Algor, PIPEPAK PIPING DESIGN EXTENDER. [en línea] <http://www.algor.com/products/PipePa1474/default.asp> [última consulta 22 de Agosto de 2006].

**APENDICE A: Normas y códigos de piping**

Como se comentó en el primer capítulo, los sistemas de piping están presentes en muchas industrias y son de vital importancia en el desarrollo de ésta. Es por eso que se han creado las normas y los códigos con el objetivo de que esté todo estandarizado y en regla. Entre las Normas tenemos:

ASA	American Standars Asociation
ISO	International Standarization Organization
ASME	American Society of Mechanical Engineering
ASTM	American Societe of Testing Materials
API	American Petroleum Institute

Los códigos son patrones de conducta, que establecen métodos de Cálculo padronizados y que están garantizados para condiciones mínimas de seguridad aplicadas a cañerías presurizadas, se mencionan:

- "American Standar Code for Pressure Piping" ANSI B.31.
- British Standar 806.

EL Código ASME B.31<sup>1</sup>, es el más utilizado, debido a una mejor concepción metodológica de la conducta del Análisis de un Sistema de Piping. Este código se divide en 8 secciones de acuerdo al tipo de cañería (ver Tabla A.1).

Este código ha sufrido diversos cambios a lo largo del tiempo. Cada sección de la norma ASME B.31. abarca una gran cantidad de reglas y recomendaciones:

---

<sup>1</sup> Este código también es llamado con el prefijo de ANSI. ALGOR trabaja preferentemente con el código ASME 8.31.

Esfuerzos Admisibles, materiales de cañería, fabricación, montaje, inspección y naturalmente criterios de cálculo.

Tabla A.1: Secciones del Código ASME B.31

<b>Sección del Código ASME B.31</b>	<b>Tipo de Cañerías</b>
ASME B.31.1	Instalaciones de generación de vapor
ASME B.31.2	Cañerías para aire y gases en Industria
ASME B.31.3	Cañerías en refinerías e instalaciones petrolífera
ASME B.31.4	Cañerías de transportes de óleos
ASME B.31.5	Cañerías de Refrigeración
ASME B.31.6	Cañerías en industrias químicas
ASME B.31.7	Cañerías en centrales nucleares
ASME B.31.8	Cañerías de transporte de aire y gases

**APENDICE B: Introducción de puntos.**

Para la inserción de puntos en la planilla que nos entrega el módulo de Pipepak, se comienza ubicando el primer punto, describiendo en la primera columna el casillero *from*, que nos indica desde donde comenzar, para ingresar ceros en las tres coordenadas que nos indica el origen. Para mostrar hasta donde llegará el primer punto, pondremos *to* en la casilla de la columna 1 y fila 2, indicando la distancia que tendrá el tramo ubicando dicho valor en el sentido que desee tomar.

Los pasos siguientes para completar la gráfica del sistema, son iguales, tendiendo como única variación las distancias que tendrá cada tramo, la cual tomará un valor numérico dependiendo la distancia y la coordenada o sentido que tenga el tramo.

Para clarificar, mostraremos las planillas de datos de cada tendido ocupado en el análisis de los problemas anteriormente resueltos.

**Tendido ocupado en el análisis estático Figura A.**

	From/To	Point	X	Y	Z	Bend	Abs. X	Abs. Y	Abs. Z	Pipe	Material	Load
1	From	1	0	0	0		0	0	0	12	ac	100
2	To	2		495		Short	0	495	0			
3	To	3	100			Short	100	495	0			
4	To	4			-366	Short	100	495	-366			
5	To	5	625				725	495	-366			
6	To	6	625				1350	495	-366			
7	To	7	625				1975	495	-366			
8	To	8	625			Short	2600	495	-366			
9	To	9			122	Short	2600	495	-244			
10	To	10		-366		Short	2600	129	-244			
11	To	11	152			Short	2752	129	-244			
12	To	12			50		2752	129	-194			
13	To	13			710	Short	2752	129	516			
14	To	14		-396		Short	2752	-267	516			
15	To	15	50				2802	-267	516			
16	To	16	35.166				2837.166	-267	516			
17	To	17	50				2887.166	-267	516			

Esta figura, además de darnos una un ejemplo claro para la inserción de puntos, muestra en forma detallada las medidas de cada parte del tendido.

NOTA: Unidades de medidas en cm.

**Tendido ocupado en el análisis dinámico, para la acción de pulsos, Figura B.**

	From/To	Point	X	Y	Z	Bend	Abs. X	Abs. Y	Abs. Z	Pipe	Material	Load
1	From	1	0	0	0		0	0	0	4	ac	150
2	To	2		-700		Long	0	-700	0			
3	To	3			-1200		0	-700	-1200			
4	To	4			-105		0	-700	-1305			
5	To	5			-150		0	-700	-1455			
6	To	6			-200		0	-700	-1655			
7	To	7			-140		0	-700	-1795			
8	To	8			-100		0	-700	-1895			
9	To	9			-150		0	-700	-2045			
10	To	39			-1200		0	-700	-3245			
11	To	10			-1800	Long	0	-700	-5045			
12	To	50		-600		Long	0	-1300	-5045			
13	To	51			-600		0	-1300	-5645			
14	From	3		-700.000	-1200.00		0	-700	-1200	2		
15	To	12	-300				-300	-700	-1200			
16	To	60	-150				-450	-700	-1200			
17	To	61	-100				-550	-700	-1200			
18	From	6	0.000	-700.000	-1655.00		0	-700	-1655			
19	To	13	600			Long	600	-700	-1655			
20	To	14			2170	Long	600	-700	515			
21	To	15		1850		Long	600	1150	515			
22	To	16			-700		600	1150	-185			
23	From	7		-700.000	-1795.00		0	-700	-1795			
24	To	17					800	-700	-1795			
25	To	18	150				950	-700	-1795			
26	To	19	500				1450	-700	-1795			
27	To	20	650			Long	2100	-700	-1795			
28	To	21			-200		2100	-700	-1995			
29	To	22	0	0	-200	Long	2100	-700	-2195			
30	To	23	-400	0	0		1700	-700	-2195			
31	To	24	-150				1550	-700	-2195			
32	To	25	-200	0		Long	1350	-700	-2195			
33	To	26		1000		Long	1350	300	-2195			
34	To	27	-500				850	300	-2195			
35	From	21	2100.000	-700.000	-1995.00		2100	-700	-1995			
36	To	28	1800				3900	-700	-1995			
37	To	29	150				4050	-700	-1995			
38	To	30	600			Long	4650	-700	-1995			
39	To	31		1200		Long	4650	500	-1995			
40	To	42			-1200	Long	4650	500	-3195			
41	To	32	-1200				3450	500	-3195			
42	From	19	1450.000	-700.000	-1795.00		1450	-700	-1795			
43	To	33			200		1450	-700	-1595			
44	To	34			150		1450	-700	-1445			
45	To	35			450	Long	1450	-700	-995			
46	To	70	2000				3450	-700	-995			
47	To	36	2000			Long	5450	-700	-995			
48	To	37			-2700	Long	5450	-700	-3695			
49	To	38		400			5450	-300	-3695			

NOTA: Unidades de medidas en mm.

**Tendido ocupado en el análisis dinámico, para la acción del viento y sismo,**

**Figura B.**

	From/To	Point	X	Y	Z	Bend	Abs. X	Abs. Y	Abs. Z	Pipe	Material	Load
1	From	1	0	0	0		0	0	0	4	a	70
2	To	2			-100	Long	0	0	-100			
3	To	3	150			Long	150	0	-100			
4	To	4		90			150	90	-100			
5	To	5		20			150	110	-100			
6	To	6		90		Long	150	200	-100			
7	To	25			-400		150	200	-500			
8	To	7			-220		150	200	-720			
9	To	8		30	-51	Long	150	230	-771			
10	To	9		50			150	280	-771			
11	To	10		50			150	330	-771			
12	To	11		20			150	350	-771			
13	To	12		80		Long	150	430	-771			
14	To	13	-180			Long	-30	430	-771			
15	To	14			250	Long	-30	430	-521			
16	To	15	-100				-130	430	-521			
17	From	7	150.000	200.000	-720.000		150	200	-720			
18	To	23			-280		150	200	-1000			
19	To	24			-10		150	200	-1010	3.5		
20	To	16			-100		150	200	-1110			
21	To	17			-80		150	200	-1190			
22	From	16	150.000	200.000	-1110.00		150	200	-1110			
23	To	18		-30			150	170	-1110			
24	To	19		-10			150	160	-1110	2		
25	To	20		-10			150	150	-1110			
26	To	21		-15			150	135	-1110			
27	To	22		-20			150	115	-1110			
28	From	25	150.000	200.000	-500.000		150	200	-500	4		
29	To	26		-40			150	160	-500			
30	To	27		-5			150	155	-500	2		
30	To	27		-5			150	155	-500	2		
31	To	28		-10			150	145	-500			
32	To	29		-20			150	125	-500			
33	To	30		-30		Long	150	95	-500			
34	To	31			-200	Long	150	95	-700			
35	To	32	180			Long	330	95	-700			
36	To	33		-70			330	25	-700			

NOTA: Unidades de medidas en cm.