



UNIVERSIDAD  
DE LOS ANDES  
FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
POSTGRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO DE UNA HERRAMIENTA  
PARA EL ANÁLISIS DE TUBERÍAS  
SOMETIDAS A VIBRACIÓN FORZADA  
POR FLUJO INTERNO DE FLUIDO**

Autor: Carlos M. Ramírez M.

Tutor: Francisco M. León O.

Mérida, Junio 2011

Reconocimiento

---

---

**DISEÑO DE UNA HERRAMIENTA PARA EL ANÁLISIS DE  
TUBERÍAS SOMETIDAS A VIBRACIÓN FORZADA POR FLUJO  
INTERNO DE FLUIDO**

---

---

por

Carlos Manuel Ramírez Mora

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

TRABAJO DE GRADO

Presentado ante la

UNIVERSIDAD DE LOS ANDES

en cumplimiento parcial de los requisitos para optar al título de

MAGISTER SCIENTIAE EN INGENIERÍA MECÁNICA  
MENCIÓN DISEÑO Y MANUFACTURA

Escuela de Ingeniería Mecánica

Universidad de Los Andes

Junio 2011

Reconocimiento

UNIVERSIDAD DE LOS ANDES  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
POSTGRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

---

---

**DISEÑO DE UNA HERRAMIENTA PARA EL ANÁLISIS DE  
TUBERÍAS SOMETIDAS A VIBRACIÓN FORZADA POR FLUJO  
INTERNO DE FLUIDO**

---

---

Autor  
Carlos Manuel Ramírez Mora.

Tutor  
Prof. Francisco M. León O.

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

Co-Tutor  
Prof. Rafael Santos

TRABAJO DE GRADO  
Presentado ante la  
UNIVERSIDAD DE LOS ANDES

En cumplimiento parcial de los requisitos para optar al título de  
MAGISTER SCIENTIAE EN INGENIERÍA MECÁNICA  
MENCIÓN DISEÑO Y MANUFACTURA

Mérida, Venezuela

2011

Reconocimiento

## RESUMEN

El objetivo de esta investigación es diseñar una metodología de análisis que permita al ingeniero diseñador de sistemas de tuberías considerar en sus proyectos los efectos de la vibración inducida por la turbulencia del flujo interno de fluido.

De acuerdo con distintas fuentes consultadas, el diseño de sistemas de tuberías se realiza siguiendo un procedimiento establecido desde mediados del siglo XX, que en el continente americano se basa principalmente en la serie de normas ASME B31. Los cálculos establecidos por tales normas requieren la consideración de las posibles cargas a que estará sometido el sistema de tuberías, entre las cuales se incluyen la carga por presión de diseño, las cargas por peso, las cargas térmicas y de fricción, y las cargas dinámicas. Los tres primeros tipos de cargas se consideran en lo que podría llamarse el análisis estático del sistema de tuberías, y las del último tipo se toman en cuenta en el análisis dinámico del sistema. Si tras el análisis dinámico el sistema no es capaz de resistir las cargas a que estará sometido, se modifican algunas características del sistema y se lleva a cabo un proceso iterativo.

En el pasado, debido a las dificultades que entrañaba la realización de análisis dinámicos exhaustivos, el efecto de las vibraciones – y particularmente las vibraciones inducidas por flujo interno de fluido – sobre los sistemas de tubería, por lo general no era considerado en el proceso de diseño. En la actualidad, y en virtud de los adelantos en las técnicas y equipos computacionales, es posible realizar análisis dinámicos cada vez más detallados.

Se han realizado investigaciones relacionadas con vibraciones inducidas por fluido, considerando la circulación del flujo tanto por dentro como por fuera del sistema de tuberías, siendo estas últimas las más numerosas en tanto que las primeras son más bien escasas. Sin embargo, se han realizado otras investigaciones que, aunque no están orientadas al diseño de sistemas de tuberías, aportan información útil para ese fin. Tal es el caso de la investigación desarrollada por Pittard, Evans, Maynes y Blotter (2004), donde se llevó a cabo un estudio para relacionar la magnitud de las vibraciones con la cantidad de flujo que pasa por una tubería. En los resultados obtenidos en esa investigación, se encontró una relación funcional entre el caudal que

circula por una sección de tubería de características dadas y la aceleración del punto medio de dicha sección.

A partir de ese resultado, y mediante una correlación numérica de los datos experimentales obtenidos por Pittard et al. (2004), se obtiene una relación que permite estimar una carga equivalente que, actuando en el punto medio de la sección de tubería, provoca el mismo efecto vibratorio medido con el acelerómetro. Con esa carga equivalente como dato de entrada y utilizando un programa comercial de Elementos Finitos, es posible analizar de manera aproximada la interacción fluido-estructura del sistema de tubería estudiado.

Los resultados obtenidos en esta investigación indican que la metodología de análisis propuesta puede constituirse en una herramienta para estimar, de manera preliminar, los efectos de la vibración inducida por el flujo interno de fluido en los proyectos de sistemas de tuberías, donde el parámetro  $v/v_c$  (la relación de velocidad de flujo a la velocidad crítica para el conjunto tubería-fluido), tiene una relevancia importante.

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

**Palabras Clave:** Vibración inducida por fluido. Interacción Fluido-Estructura. Diseño de sistemas de tubería.

# Reconocimiento

## AGRADECIMIENTOS

Alrededor de la realización de todo trabajo complejo existe un gran número de actores que de una u otra forma contribuyen al éxito de tal empresa.

En primer lugar debo agradecer a Dios, quien me ha permitido alcanzar esta meta.

A Carmen, mi esposa, por su paciencia y apoyo, sin los cuales no habría podido culminar este trabajo.

A Santiago, mi hijo, por todo el tiempo que dejé de dedicarle mientras realizaba esta investigación.

A mis tutores, los profesores Francisco León y Rafael Santos, por sus consejos y guía, tan necesarios durante todo el tiempo que llevó la realización de esta investigación.

A todos los profesores, personal administrativo, técnico y obrero de la Facultad de Ingeniería, en particular a los adscritos a la Escuela de Ingeniería Mecánica y al Postgrado en Ingeniería Mecánica, quienes a través de sus consejos, orientaciones y apoyo cotidiano me impulsaron a continuar hasta la culminación de este trabajo.

Finalmente, no puedo dejar de mencionar al Fondo Nacional de Ciencia, Tecnología e Innovación (FONACIT), a través del programa de becas Misión Ciencia, sin cuyo apoyo económico no habría podido dar continuidad a mis estudios de postgrado.

## TABLA DE CONTENIDOS

RESUMEN .....	v
AGRADECIMIENTOS .....	vii
TABLA DE CONTENIDOS .....	viii
LISTA DE CUADROS .....	x
LISTA DE FIGURAS .....	xi
INTRODUCCIÓN .....	xiv
CAPÍTULO I – EL PROBLEMA .....	1
1.1 Planteamiento del problema .....	2
1.2 Justificación e importancia.....	3
1.3 Antecedentes .....	4
1.4 Alcances y limitaciones .....	8
1.5 Objetivo general.....	8
1.6 Objetivos específicos.....	9
CAPÍTULO II – MARCO TEÓRICO .....	10
2.1 Evolución de los códigos para el diseño de sistemas de tuberías.....	11
2.2 El código ASME B31.3 .....	13
2.3 Análisis de sistemas de tuberías según el código ASME B31.3 .....	14
2.4 Vibraciones en los sistemas de tuberías .....	17
2.5 Vibraciones inducidas por fluido .....	18
2.6 Vibración de un tramo de tubería por el que fluye un fluido .....	21
CAPÍTULO III – MARCO METODOLÓGICO .....	26
3.1 Desarrollo del modelo numérico estructural .....	27
3.2 Análisis modal del sistema de tuberías .....	39
3.3 Desarrollo del modelo numérico para la interacción fluido-estructura.....	49
3.3.1 Obtención de $F_0$ .....	55
3.3.2 Obtención de $\Omega$ .....	61
3.3.3 Resultados obtenidos para la interacción fluido-estructura .....	63
3.4 Determinación de los esfuerzos estáticos y dinámicos .....	65

3.4.1	<i>Determinación de los esfuerzos estáticos</i> .....	68
3.4.2	<i>Determinación de los esfuerzos dinámicos</i> .....	72
3.5	Diseño de la herramienta para el análisis de sistemas de tuberías .....	76
3.5.1	<i>Paso 1: Cálculo del nivel de esfuerzos debido a la vibración inducida por el flujo interno de fluido</i> .....	78
3.5.2	<i>Paso 2: Comparación con el esfuerzo admisible desde el punto de vista estático</i> .....	79
3.5.3	<i>Paso 3: Evaluación de la posible condición de resonancia</i> .....	79
3.5.4	<i>Paso 4: Estimación de los ciclos de carga</i> .....	79
3.5.5	<i>Paso 5: Comparación con el nivel de esfuerzo a fatiga para la vida proyectada del sistema de tuberías</i> .....	81
CAPÍTULO IV – ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS .....		85
4.1	Modelo numérico estructural .....	86
4.2	Modelo numérico para la interacción fluido-estructura .....	87
4.3	Esfuerzos estáticos y dinámicos .....	89
4.4	Herramienta para el análisis de sistemas de tuberías .....	94
CAPÍTULO V – CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....		102
5.1	Conclusiones.....	103
5.2	Recomendaciones.....	105
REFERENCIAS .....		106
ANEXOS.....		108
Anexo A.	Código del programa desarrollado en MATLAB® para implementar el método de bisección .....	109

## LISTA DE CUADROS

Cuadro 3-1	Frecuencias naturales del modelo estructural.....	43
Cuadro 3-2	Resultados de la simulación numérica realizada por Pittard.....	53
Cuadro 3-3	Variación de las frecuencias naturales con la velocidad del flujo.....	62
Cuadro 3-4	Resultados para la interacción fluido-estructura.....	64
Cuadro 3-5	Esfuerzos en la dirección longitudinal y desplazamientos transversales debidos al peso conjunto de la tubería y del fluido.....	72
Cuadro 3-6	Esfuerzos en la dirección longitudinal y desplazamientos transversales debidos a la vibración inducida por el flujo interno de fluido.....	76
Cuadro 4-1	Comparación de resultados para los modos de vibración.....	86
Cuadro 4-2	Comparación de resultados con respecto a los datos experimentales obtenidos por Pittard et al. (2003).....	87
Cuadro 4-3	Comparación de resultados para los esfuerzos y deformaciones debidas al peso con respecto a la solución analítica.....	90
Cuadro 4-4	Comparación de resultados para los esfuerzos y deformaciones debidas a la vibración inducida por el flujo interno de fluido con respecto a la solución analítica.....	91
Cuadro 4-5	Comparación de resultados para los esfuerzos y deformaciones calculadas como la sumatoria de efectos aislados con respecto a los obtenidos mediante el análisis armónico.....	93
Cuadro 4-6	Cálculos preliminares para el tramo de tubería considerado.....	95

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1	Tipos de análisis mecánico .....	5
Figura 2-1	Acueducto romano en Cádiz, España .....	11
Figura 3-1	Oleoducto en Ecuador .....	27
Figura 3-2	Modelo estructural .....	28
Figura 3-3	Preferencias del análisis .....	30
Figura 3-4	Tipo de elemento seleccionado.....	31
Figura 3-5	Geometría del elemento tipo BEAM3 .....	32
Figura 3-6	Opciones para el elemento BEAM3 .....	32
Figura 3-7	Constantes para el elemento BEAM3 con 3 pulgadas de diámetro.....	33
Figura 3-8	Constantes para el elemento BEAM3 con 1,5 pulgadas de diámetro.....	33
Figura 3-9	Constantes para el elemento BEAM3 con 4 pulgadas de diámetro.....	34
Figura 3-10	Definición de las propiedades del material (densidad).....	34
Figura 3-11	Definición de las propiedades del material (módulo de elasticidad y relación de Poisson).....	35
Figura 3-12	Construcción del modelo geométrico .....	35
Figura 3-13	Generación de la malla .....	36
Figura 3-14	Elementos del modelo de elementos finitos .....	37
Figura 3-15	Nodos del modelo de elementos finitos.....	37
Figura 3-16	Aplicación de restricciones en el nodo 1 .....	38
Figura 3-17	Aplicación de restricciones en el nodo 13 .....	38
Figura 3-18	Restricciones aplicadas al modelo.....	39
Figura 3-19	Tipo de análisis .....	40
Figura 3-20	Método de extracción seleccionado.....	42

Figura 3-21	Opciones para el método Block Lanczos .....	42
Figura 3-22	Opciones para la solución del análisis modal.....	43
Figura 3-23	Primer modo de vibración ( $D_N=1,5$ pulgadas) .....	44
Figura 3-24	Segundo modo de vibración ( $D_N=1,5$ pulgadas) .....	44
Figura 3-25	Tercer modo de vibración ( $D_N=1,5$ pulgadas).....	45
Figura 3-26	Primer modo de vibración ( $D_N=3$ pulgadas) .....	45
Figura 3-27	Segundo modo de vibración ( $D_N=3$ pulgadas) .....	46
Figura 3-28	Tercer modo de vibración ( $D_N=3$ pulgadas).....	46
Figura 3-29	Cuarto modo de vibración ( $D_N=3$ pulgadas) .....	47
Figura 3-30	Primer modo de vibración ( $D_N=4$ pulgadas) .....	47
Figura 3-31	Segundo modo de vibración ( $D_N=4$ pulgadas) .....	48
Figura 3-32	Tercer modo de vibración ( $D_N=4$ pulgadas).....	48
Figura 3-33	Cuarto modo de vibración ( $D_N=4$ pulgadas).....	49
Figura 3-34	Modelo físico simplificado.....	53
Figura 3-35	Variación sinusoidal de la presión .....	56
Figura 3-36	Elementos diferenciales: (a) de fuerza, y (b) de área .....	59
Figura 3-37	Descomposición del diferencial de arco $d\theta$ .....	59
Figura 3-38	Conversión de coordenadas polares a rectangulares .....	60
Figura 3-39	Coeficiente adimensional $(Y/D)^{0,25} [E/(\rho_f v^2)] (\rho_m/\rho_f)^{0,5} (t/D)^{0,175}$ en función del número de Reynolds, $Re$ .....	64
Figura 3-40	Direcciones y esfuerzos principales en una tubería.....	66
Figura 3-41	Tipo de análisis seleccionado para la determinación de los esfuerzos debidos al peso .....	69
Figura 3-42	Aplicación de aceleración gravitacional al modelo.....	69
Figura 3-43	Modelado del efecto de la gravedad sobre la tubería .....	70

Figura 3-44	Opciones para la solución del análisis estático efectuado con el fin de determinar los esfuerzos debidos al peso .....	70
Figura 3-45	Esfuerzos en la dirección longitudinal y desplazamiento transversal máximo debido al peso (DN = 1,5 pulgadas).....	71
Figura 3-46	Esfuerzos en la dirección longitudinal y desplazamiento transversal máximo debido al peso (DN = 3 pulgadas).....	71
Figura 3-47	Esfuerzos en la dirección longitudinal y desplazamiento transversal máximo debido al peso (DN = 4 pulgadas).....	72
Figura 3-48	Aplicación de la restricción de desplazamiento en el nodo correspondiente al punto medio del modelo numérico estructural.....	74
Figura 3-49	Esfuerzos dinámicos en la dirección longitudinal (DN = 1,5 pulgadas, Q = 150 L/min).....	74
Figura 3-50	Esfuerzos dinámicos en la dirección longitudinal (DN = 1,5 pulgadas, Q = 300 L/min).....	75
Figura 3-51	Esfuerzos dinámicos en la dirección longitudinal (DN = 1,5 pulgadas, Q = 750 L/min).....	75
Figura 3-52	Coeficiente adimensional $(\Omega D/\nu)^{1/4}(\rho_m/\rho_f)(L/D)$ en función del número de Reynolds, $Re$ .....	80
Figura 3-53	Terminología para tensiones medias y variables .....	81
Figura 3-54	Diagrama logarítmico para aceros a falta de datos de ensayos .....	84
Figura 4-1	Comparación de los resultados numéricos y experimentales obtenidos por Pittard et al. ....	88
Figura 4-2	Modelo numérico utilizado para el análisis armónico.....	92
Figura 4-3	Opciones para la solución del análisis armónico.....	93
Figura 4-4	Modelo geométrico del tramo analizado .....	95
Figura 4-5	Curva de reducción de la resistencia a la fatiga debido a la tensión media .....	100

## INTRODUCCIÓN

El diseño de sistemas de tubería es uno de los problemas que a diario se consiguen en la práctica de la ingeniería mecánica, tanto en aplicaciones industriales, como en aquellas de tipo residencial.

Para resolver este problema está suficientemente establecido el uso de códigos, los cuales proporcionan criterios y regulaciones para que el ingeniero mecánico pueda llevar a cabo un diseño apropiado.

En nuestro país, motivado principalmente a la cercanía geográfica y a la dependencia tecnológica de nuestros vecinos norteamericanos (sobre todo por la evolución histórica de nuestra industria petrolera y petroquímica), la serie de códigos ASME B31 es la referencia obligada en relación con el diseño, fabricación, inspección y prueba de los sistemas de tuberías.

Entre las distintas subdivisiones de la serie de códigos B31, el código ASME B31.3 “Process Piping”, está referido a tuberías que típicamente se encuentran en refinerías de petróleo, plantas químicas y farmacéuticas, y muchos otros tipos de plantas de proceso y terminales marítimos de carga. Dada la importancia que este tipo de instalaciones tiene en relación con el desarrollo de nuestro país, este código en particular es el punto de partida para esta investigación.

El código ASME B31.3 proporciona un conjunto mínimo de reglas concernientes al diseño, selección de materiales, fabricación, prueba e inspección para la construcción de sistemas de tuberías de proceso, tomando en cuenta las cargas que soportarán, tales como la presión interna en la tubería, la presión externa, el peso (el de la propia tubería, su contenido y el aislamiento térmico), el viento, cargas debidas a terremotos e, inclusive, otras cargas de choque producto de situaciones especiales (por ejemplo como consecuencia de un proyectil disparado por un arma de fuego o por la colisión de un vehículo); también toma en cuenta las cargas debidas a la expansión térmica entre puntos de anclaje de las tuberías.

Sin embargo, en lo concerniente al efecto que las vibraciones tienen sobre los sistemas de tuberías, el código prácticamente no ofrece ninguna orientación.

Dentro de las múltiples fuentes que pueden excitar vibraciones en los sistemas de tuberías, en esta investigación se estudia la vibración inducida por la turbulencia producto del flujo interno de fluido, en relación con los efectos que para el diseño de tales sistemas pueda tener ese tipo particular de vibraciones, lo que en la terminología relacionada con el tema se denomina la interacción fluido-estructura.

Por supuesto, el estudio de tal interacción es complejo, en particular por la propia naturaleza del flujo turbulento, razón por la cual estudios de este tipo exigen un tiempo considerable o exceden la capacidad del ingeniero proyectista promedio. En tal sentido, el objetivo de esta investigación es diseñar una metodología de análisis que permita al ingeniero diseñador de sistemas de tuberías considerar en sus proyectos los efectos de la vibración inducida por el flujo interno de fluido, complementando de esta manera al código ASME B31.3 en este aspecto particular.

Para alcanzar ese objetivo se desarrollará en primer lugar el modelo numérico estructural de una serie de tramos de tubería que constituirán los casos de estudio. Con dichos modelos se efectuará un análisis modal de los distintos tramos de tubería considerados en esta investigación.

Posteriormente se desarrollará un modelo numérico que permita analizar la interacción fluido-estructura para distintas ratas de flujo en cada uno de los tramos de tubería estudiados.

A continuación, y a través de los modelos desarrollados, se estudiarán los esfuerzos estáticos y dinámicos que soportan los distintos tramos de tubería objeto de estudio; y finalmente, se verificará la validez de los resultados obtenidos.

La estructuración del presente trabajo es la siguiente manera. El Capítulo I contiene toda la información relacionada con el planteamiento del problema de investigación, la justificación e importancia del estudio realizado, sus antecedentes, alcances, limitaciones, el objetivo general y los objetivos específicos. El Capítulo II comprende

el marco teórico en el cual se fundamenta la investigación realizada. En el Capítulo III se presenta y desarrolla el marco metodológico mediante el cual se cumplieron los objetivos específicos planteados para la investigación. El Capítulo IV corresponde al análisis e interpretación de los resultados obtenidos en el desarrollo del marco metodológico. En el Capítulo V se presentan las conclusiones y recomendaciones de la presente investigación. Finalmente se indican las referencias utilizadas y los anexos.

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

Reconocimiento

## CAPÍTULO I – EL PROBLEMA

### 1.1 Planteamiento del problema

En la práctica de la ingeniería mecánica se consiguen a diario problemas relacionados con el diseño de sistemas de tuberías, tanto en aplicaciones industriales (por ejemplo en industrias químicas y petroleras), como en aplicaciones residenciales.

Tradicionalmente, estos problemas de diseño se resuelven aplicando las leyes de la mecánica de fluidos, el cálculo estructural y, en zonas susceptibles de movimientos telúricos, de las vibraciones originadas por sismos. Los aspectos relacionados con los efectos de la interacción fluido-estructura generalmente no son considerados o son cubiertos con factores de seguridad, sobredimensionamiento de anclajes y/o juntas de expansión, salvo en algunos casos muy particulares donde esta interacción sí es tomada en cuenta, como es el caso de las tuberías de intercambiadores de calor, oleoductos y gasoductos sumergidos o expuestos a fuertes vientos, fundaciones de puentes, muelles y plataformas oceánicas.

El flujo de fluido produce fuerzas dinámicas que causan vibraciones sobre los sistemas de tuberías. Se han realizado investigaciones acerca de la vibración inducida por fluido en sistemas de tubería, tanto circulando por dentro como por fuera del sistema, siendo estas últimas las más numerosas y de las cuales han surgido guías de diseño y criterios de aceptación para el diseño de arreglos de tubería, principalmente orientado a la construcción de intercambiadores de calor por tubos, tal como lo reseñan Ghiselli, Pastorini y Kulichevsky (s.f.).

Por su parte, las investigaciones que consideran la vibración inducida por flujo dentro del sistema de tubería son relativamente escasas. Robles (2004), estudió un sistema pre-existente para detectar problemas en su diseño; Pittard, Evans, Maynes y Blotter (2004), llevaron a cabo un estudio para relacionar la magnitud de las vibraciones con la cantidad de flujo que pasa por la tubería y así poder diseñar un medidor de flujo no intrusivo.

Hasta la fecha, en la revisión bibliohemerográfica llevada a cabo con motivo de esta investigación, no se ha encontrado literatura relacionada con la resolución del problema de diseño de sistemas de tuberías donde se consideren los efectos de la vibración inducida por flujo interno de fluido.

Se pretende entonces diseñar una herramienta con la cual pueda tomarse en cuenta, desde las fases iniciales del diseño de sistemas de tuberías, los efectos de la vibración inducida por el fluido que circulará por ellos.

## **1.2 Justificación e importancia**

La importancia económica de los sistemas de tubería puede apreciarse al considerar que históricamente dichos sistemas han constituido entre el 50 y el 75% del total del costo de una planta de procesos (Kellogg, 1956). Por ello es necesario establecer un compromiso entre las características del diseño (requerimientos de materiales, fabricación e inspección) y el costo total de la planta (costo de instalación y puesta en marcha, costo de mantenimiento y costos asociados a contingencias por posibles daños a propiedades y a personas en caso de una falla). Adicionalmente, la seguridad de los operadores así como también la de terceros y la de sus propiedades, obligan a tomar todas las precauciones posibles.

En la práctica, para conseguir un adecuado nivel de seguridad de manera económica, el diseño debe cumplir con unos niveles mínimos de calidad. Dichos niveles vienen expresados por los requisitos establecidos en las normas aplicables a sistemas de tuberías.

Sin embargo, el problema asociado a la vibración inducida por flujo interno de fluido no es tratado explícitamente por el código de tuberías ASME B31, que es el de uso más difundido en nuestro continente (Ellenberger, 2005). Por este motivo, la consideración de los efectos causados por la vibración inducida por flujo interno de fluido se produce básicamente al identificarse fallas en los sistemas ya construidos.

En tal sentido, el contar con una herramienta que permita prevenir fallas debidas a la vibración inducida por flujo interno de fluido, permitiría dar mayor confiabilidad a sistemas críticos para la sociedad moderna como lo son los acueductos y las líneas de combustible. En cuanto a éstas últimas, además de las implicaciones económicas y sociales de tales instalaciones, la posibilidad de minimizar las fallas que puedan afectar al medio ambiente y por consiguiente a los recursos naturales que representen la principal actividad económica de una comunidad, sería un factor determinante para hacer sostenible, ambientalmente hablando, una instalación de este tipo.

### **1.3 Antecedentes**

En la revisión bibliohemerográfica llevada a cabo con motivo de esta investigación, se ha encontrado que el diseño de sistemas de tuberías se realiza siguiendo un procedimiento establecido desde mediados del siglo XX, basado principalmente en la serie de normas ASME B31 (Pressure Piping Codes) que puede resumirse en las siguientes etapas:

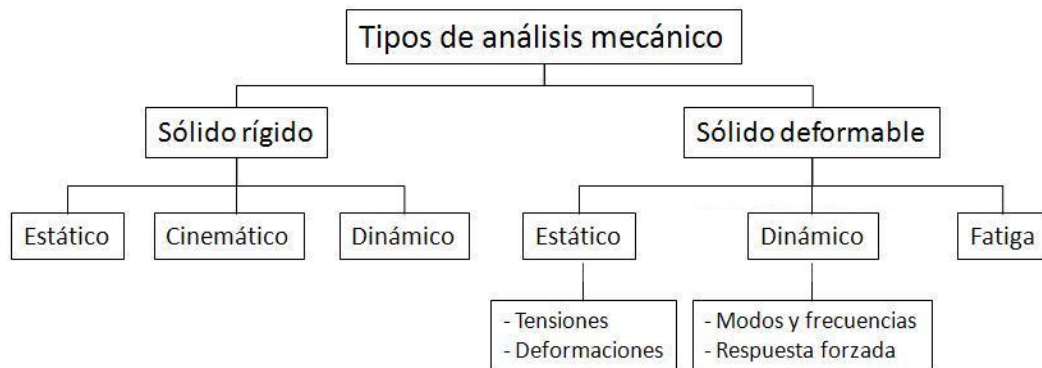
1. Definición de las condiciones de diseño: presión, temperatura, velocidad del viento, movimientos sísmicos, choques de fluido, gradientes térmicos, entre otros.
2. Determinación del diámetro de la tubería, con base en el caudal, velocidad y presión del fluido.
3. Selección de los materiales del sistema de tubería.
4. Selección de las características nominales de bridas y válvulas.
5. Cálculo del espesor mínimo de pared (schedule) para las temperaturas y presiones de diseño, de manera que la tubería sea capaz de soportar los esfuerzos tangenciales producidos por la presión del fluido.
6. Establecimiento de una configuración aceptable de soportes para el sistema de tuberías.

7. Análisis de esfuerzos por flexibilidad para verificar que los esfuerzos producidos en la tubería por los distintos tipos de carga estén dentro de los valores admisibles, a objeto de comprobar que las cargas sobre los equipos no sobrepasen los valores límites, satisfaciendo así los criterios del código a emplear.

Para llevar a cabo los cálculos requeridos en estas etapas, se deben considerar las posibles cargas a que estará sometido el sistema de tuberías, entre las cuales se tiene:

- a) Carga por la presión de diseño: debida a la presión más severa y a la temperatura de operación normal.
- b) Cargas por peso: debidas al peso muerto de la tubería y sus accesorios, al fluido de trabajo y a los efectos locales por las reacciones en los soportes.
- c) Cargas térmicas y de fricción: inducidas por la restricción al movimiento de expansión térmica de la tubería.
- d) Cargas dinámicas: por efecto del viento, movimientos sísmicos y vibraciones inducidas por la maquinaria unida al sistema de tubería o por otras causas.

Como puede apreciarse, la ejecución de este procedimiento contempla llevar a cabo un análisis mecánico del sistema de tuberías. Según Avilés (2005), y de acuerdo con las características generales de los sistemas de tuberías, el tipo de análisis mecánico a ejecutar consistiría en uno que involucre a un sólido deformable en todas las facetas del análisis: estático, dinámico y de fatiga. (ver Figura 1-1).



**Figura 1-1. Tipos de análisis mecánico.**

Los tres primeros tipos de cargas mencionados anteriormente se consideran en el análisis estático del sistema de tuberías, luego del cual se llevan a cabo el análisis dinámico y el de fatiga, donde se toman en cuenta las cargas del último tipo. Este orden es lógico, toda vez que para el análisis dinámico o el de fatiga, se requiere conocer la geometría del sistema de tuberías así como la ubicación de sus soportes y demás sistemas de fijación, ubicación que se realiza con anterioridad al análisis dinámico, tomando en cuenta la cercanía de concentraciones grandes de carga, la presencia de accesorios y las luces máximas permisibles en el caso de tramos horizontales. En tal sentido, si tras el análisis dinámico o el de fatiga el sistema no es capaz de resistir las cargas a que estará sometido, se toma una o varias de las acciones siguientes: reubicación de soportes, modificación del tipo de soporte en puntos específicos, modificación parcial del recorrido de la línea en zonas específicas, utilización de lazos de expansión, o se realiza un proceso iterativo redimensionando las tuberías.

Este procedimiento de diseño que se ha aplicado ampliamente desde mediados del siglo pasado no confiere total seguridad en cuanto a la integridad del sistema de tuberías, principalmente debido a las dificultades que entrañaba en el pasado la realización de un análisis dinámico exhaustivo en la fase de diseño. Tan es así, que según información encontrada en el sitio web de la firma aseguradora Bureau Veritas, recientes estudios señalan que el 20% de los fallos en las tuberías de ciertas industrias se deben a la fatiga inducida por vibraciones (Consultado el 12/04/2008 en <http://www.bureauveritas.es>).

En la actualidad, y en virtud de los adelantos en las técnicas y equipos computacionales, se ha hecho posible realizar análisis dinámicos cada vez más detallados. En el campo específico de las vibraciones inducidas por fluido se han realizado investigaciones considerando la circulación del flujo tanto por dentro como por fuera del sistema de tuberías, siendo estas últimas las más numerosas y de las cuales han surgido guías de diseño y criterios de aceptación para el diseño de arreglos

de tubería, principalmente orientado a la construcción de intercambiadores de calor por tubos, tal como lo señalan Ghiselli et al. (s.f.).

Por su parte, las investigaciones que consideran la vibración inducida por flujo dentro del sistema de tubería no son tan numerosas y las orientadas directamente a problemas de diseño de tuberías son más bien escasas. Odahara, Murakami, Inoue y Sueoka (2005) llevaron a cabo un estudio de falla por fatiga debida a vibración inducida por flujo interno de fluido pero donde el objeto de estudio era una probeta cilíndrica introducida en la corriente de fluido que circulaba por la tubería. Robles (2004) estudió la línea de alimentación de combustible del sistema de propulsión de un vehículo espacial de la NASA para detectar problemas debidos a la vibración inducida por el flujo interno de fluido. Pittard et al. (2004) llevaron a cabo un estudio para relacionar la magnitud de las vibraciones con la cantidad de flujo que pasa por la tubería comprobando así la posibilidad de desarrollar un medidor de flujo no intrusivo a partir de la medición de la vibración de la tubería.

Hay varios tipos de fenómenos que pueden inducir vibración en los componentes de un sistema de tuberías: desprendimiento de vórtices, turbulencia, golpe de ariete, oscilaciones acústicas, entre otros. Existe además otro fenómeno que afecta el comportamiento del sistema: la interacción fluido-estructura. En la literatura consultada, la valoración de las vibraciones inducidas por estos fenómenos, se ha llevado a cabo mediante distintas estrategias. Para la vibración inducida por turbulencia, Robles (2004) utilizó la data del fluido obtenida experimentalmente y la aplicó al modelo numérico de la estructura para predecir su comportamiento bajo condiciones conocidas, y para la interacción fluido-estructura desarrolló un modelo que resolvía primero el problema dinámico del fluido y luego utilizaba la solución de presión así obtenida y la aplicaba a las paredes internas de la tubería para entonces realizar un análisis estático del sistema. Por otra parte, Pittard et al. (2004) utilizaron un modelo LES (large eddy simulation) para obtener la distribución de presión en las paredes internas de la tubería y posteriormente utilizaron estos resultados en un

modelo estructural de elementos finitos, comparando luego la aproximación numérica obtenida con valores experimentales.

A la vista de todo lo anterior, se planea tomar como punto de referencia principal la investigación de Pittard et al., por la semejanza del análisis efectuado con lo planteado en este trabajo de grado en cuanto al modelado numérico y a la data experimental obtenida.

#### **1.4 Alcances y limitaciones**

Este trabajo de grado se orientará al diseño de una herramienta (metodología) que permita considerar en los nuevos proyectos de sistemas de tubería, los efectos de la vibración inducida por la circulación interna de fluido. No se considerarán los efectos de la vibración inducida por fuerzas externas ni los debidos a cambios de temperatura.

El diseño del tramo de tubería considerado para el desarrollo de la herramienta se limitará al caso de flujo turbulento completamente desarrollado de un fluido monofásico en un tramo de tubería horizontal.

La validación de los resultados de esta investigación se realizará con base en la data obtenida en los trabajos de Pittard (2003) y Pittard et al. (2004). No está contemplada la realización de experimentos en este trabajo de grado.

#### **1.5 Objetivo general**

Diseñar una metodología de análisis que sirva como herramienta para considerar en los nuevos proyectos de sistemas de tubería los efectos de la vibración inducida por el flujo interno de fluido en dichos sistemas.

## 1.6 Objetivos específicos

1. Desarrollar un modelo numérico estructural para el análisis estático de los sistemas de tubería objeto de estudio.
2. Realizar el análisis modal de los sistemas de tuberías.
3. Desarrollar un modelo numérico para el análisis de la interacción fluido-estructura en los sistemas de tubería objeto de estudio.
4. Estudiar los esfuerzos estáticos y dinámicos de los sistemas de tubería objeto de estudio mediante los modelos numéricos desarrollados.
5. Verificar la validez de los modelos desarrollados.

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

CAPÍTULO II  
MARCO TEÓRICO

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

Reconocimiento

## CAPÍTULO II – MARCO TEÓRICO

### 2.1 Evolución de los códigos para el diseño de sistemas de tuberías

Desde el momento en que los seres humanos comenzaron a vivir en ciudades y conforme estas se desarrollaban, surgió uno de los primeros problemas de ingeniería que enfrentó la humanidad: transportar agua para uso doméstico e irrigación de cultivos desde sus fuentes naturales hasta algún lugar central de esas poblaciones.

Los arqueólogos han encontrado evidencias del uso de tuberías (o de elementos similares a éstas) que datan del 2700 a.C. Mucho más recientes y también más famosos, son los conocidos acueductos romanos –algunos de los cuales todavía pueden verse–, que fueron construidos alrededor del Siglo I de nuestra era. Sin embargo, es mucho menos conocido el antiguo sistema de abastecimiento de agua de la propia ciudad de Roma, el cual tenía alrededor de 400 km de tuberías para suministrar agua a las fuentes privadas. Incluso existió por el año 97 d.C. un superintendente de agua, llamado Julio Frontino, quien realizó lo que pudiera llamarse la primera normalización de dimensiones y materiales para tuberías (Ellenberger, 2005).



*Figura 2-1. Acueducto romano en Cádiz, España. (Fuente: [www2.uca.es](http://www2.uca.es)).*

Durante la Edad Media no hubo mucho progreso en relación con los sistemas de tuberías. No fue sino hasta principios del Siglo XIX, con la masificación del uso de la máquina de vapor, que los sistemas de tuberías llamaron nuevamente la atención de los ingenieros, motivado a los requerimientos cada vez más exigentes en términos de las presiones y temperaturas que debían soportar las calderas y las líneas que conducían el vapor.

A partir de la segunda mitad del Siglo XIX, conforme la presión de operación de los ingenios de vapor aumentaba, comenzaron a ocurrir una serie de eventos catastróficos relacionados con la explosión de calderas de vapor. El más famoso de ellos fue la explosión del barco de vapor Sultana, ocurrido el 27 de abril de 1865, donde perdieron la vida 1.547 personas.

Entre los años 1898 y 1905, sólo en Estados Unidos, se registraron 3.612 explosiones de calderas que ocasionaron la muerte de alrededor de 7.600 personas. A raíz de esto, en 1907 se creó en el estado de Massachusetts la primera legislación sobre diseño de calderas de vapor (Ellenberger, 2005).

En corto tiempo, otros estados crearon leyes similares y en 1915 la Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME por sus siglas en inglés), unificó un juego de especificaciones para el diseño, construcción y operación de calderas de vapor en los Estados Unidos de América.

De manera análoga a lo sucedido con los recipientes a presión, aunque mucho más tarde, surgió en 1935 el primer estándar americano para tuberías a presión, el código B31: “American Tentative Standard Code for Pressure Piping”.

Para mantener el código actualizado con respecto al desarrollo tecnológico en el diseño de tuberías, se fueron publicando revisiones, suplementos y nuevas ediciones del mismo. Surgieron así subdivisiones en el código de las que, a su vez, se fueron publicando nuevas ediciones a medida que los adelantos tecnológicos lo demandaban.

En Europa, que sufrió accidentes similares a los ocurridos en los Estados Unidos, se comenzó a aplicar el código B31. En el Reino Unido se utilizaron las distintas

versiones del código hasta la década de 1970, cuando se introdujeron estándares propios, tales como el IGE 674 y el British Standard CP2010. (Consultado el 11/03/2011 en <http://es.scribd.com/doc/16817292/Ch2-Piping-Codes>).

En nuestro país, motivado principalmente a la cercanía geográfica y a la dependencia tecnológica de nuestros vecinos norteamericanos (sobre todo por la evolución histórica de nuestra industria petrolera y petroquímica), el código B31 sigue siendo la referencia obligada en relación con el diseño, fabricación, inspección y prueba de los sistemas de tuberías (PDVSA, 1995).

Entre las distintas subdivisiones de la serie de códigos B31, el código ASME B31.3 “Process Piping”, está referido a tuberías que típicamente se encuentran en refinerías de petróleo, plantas químicas y farmacéuticas, y muchos otros tipos de plantas de proceso y terminales marítimos de carga. Contiene apartados que tratan sobre altas presiones y materiales no metálicos, considerando además distintos grados de seguridad con respecto a los tipos de fluidos que se manejarán en el sistema de tuberías. Por estas razones se considera el código más ampliamente aplicable (Ellenberger, 2005).

## **2.2 El código ASME B31.3**

Un sistema de tuberías constituye una estructura espacial irregular en la cual pueden existir deformaciones, con sus correspondientes esfuerzos, introducidas durante su fabricación o montaje, o que también pueden existir debido a variadas circunstancias durante su operación, reposo (stand-by) o puesta fuera de servicio (Kellogg, 1956).

Como consecuencia de lo anterior, el diseño de un sistema de tuberías implica efectuar los análisis necesarios para determinar si el material del que estará construido será capaz de soportar las distintas condiciones de servicio especificadas sin presentar fallas durante su tiempo de vida útil. Es aquí donde entran en juego los criterios y regulaciones establecidas en los códigos.

El código ASME B31.3 proporciona un conjunto mínimo de reglas concernientes al diseño, selección de materiales, fabricación, prueba e inspección para la construcción de sistemas de tuberías de proceso. Sin embargo, el código no es un manual de diseño y no suministra ninguna información acerca de cómo diseñar un sistema de tuberías. En cambio, proporciona una vía para analizar el diseño de tales sistemas a través de ecuaciones simplificadas para determinar los niveles de esfuerzos, espesores de pared o la adecuación al diseño de componentes, así como los criterios de aceptación para una inspección (Woods y Baguley, 1997).

Según Ellenberger (2005), y a consecuencia de lo anteriormente mencionado, el usuario del código debe tener una sólida comprensión de las consideraciones subyacentes en las ecuaciones simplificadas que éste presenta. El mismo autor señala, sin embargo, que el código permite realizar análisis más rigurosos, siempre y cuando se pueda demostrar que dichos análisis se adecúan a los criterios establecidos en el código.

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

### **2.3 Análisis de sistemas de tuberías según el código ASME B31.3**

Esencialmente, el código ASME B31.3 está enfocado hacia el diseño a presión de los sistemas de tuberías. Aunque no los menciona, según Woods y Baguley (1997), el código reconoce dos tipos de esfuerzos, llamados primarios y secundarios. Los esfuerzos primarios son los que se consideran en el diseño a presión, mientras que los esfuerzos secundarios se consideran en el diseño por flexibilidad o por fatiga.

Los esfuerzos primarios provienen específicamente de las cargas aplicadas, tales como la presión interna en la tubería, la presión externa, el peso (el de la propia tubería, su contenido y el aislamiento térmico), el viento, cargas debidas a terremotos e, inclusive, otras cargas de choque producto de situaciones especiales (por ejemplo como consecuencia de un proyectil disparado por un arma de fuego o por la colisión de un vehículo). La magnitud de la carga crea la tensión en el elemento que se va a calcular.

Los esfuerzos de las cargas aplicadas, exceptuando al peso del contenido de la tubería, usualmente se mantienen en el tiempo, mientras que los efectos del viento, terremotos o las cargas de choque serán variables.

Por su parte, los esfuerzos secundarios resultan de la aplicación de algún tipo de restricción al sistema. La más común es la carga debida a la expansión térmica entre dos puntos de anclaje. Si el tubo se calienta, se expande. Sin no existe ninguna restricción, no hay tensiones que se generen como resultado de esa expansión y el tubo es libre de expandirse. Sin embargo, en cualquier sistema de tuberías siempre existe alguna restricción, por lo tanto, la restricción de la expansión térmica ejercida por anclajes terminales e intermedios, guías y retenedores, introducen esfuerzos en la tubería debido a los cambios de temperatura (Kellogg, 1956).

Otros esfuerzos adicionales pueden ser introducidos por el movimiento de equipos terminales, fundaciones o edificaciones sometidas a cambios de temperatura u otras cargas, o por alguna otra causa que afecte la posición relativa de la línea, los anclajes o las restricciones intermedias. Estos también constituirían esfuerzos primarios.

En la mayoría de los casos, el diseñador debe considerar más de una condición de operación, además de la puesta en marcha, cierre y condiciones de emergencia. Por ejemplo, una planta podría requerir que por la misma tubería circulen varios fluidos, los cuales podrían necesitar distintas presiones y temperaturas de proceso. Muchas plantas involucran fluidos altamente inflamables o tóxicos, o poseen maquinaria y equipo especializado que debe ser cuidadosamente aislado del aire o de otros contaminantes, por lo cual el arranque y cierre del sistema requiere extensos periodos de calentamiento o de enfriamiento, u operaciones como purga, lavado, pasivación, limpieza con solventes, entre otros, cada uno de los cuales puede introducir combinaciones completamente diferentes de temperatura y presión sobre porciones dadas del sistema de tuberías. Por estas razones no es inusual que los procedimientos de arranque y cierre sean gobernados por las limitaciones mecánicas del diseño más que por el proceso involucrado (Kellogg, 1956).

Como consecuencia de los distintos tipos de cargas que pueden actuar sobre el sistema de tuberías, vale destacar que el efecto estático de las cargas individuales constituye sólo una fase del análisis de los sistemas de tuberías. Es igualmente importante considerar la duración, frecuencia y forma de aplicación de cada carga, así como su ocurrencia conjunta.

Tanto los esfuerzos debidos a la presión como los debidos a la temperatura, si son aplicados en un número suficiente de ciclos, pueden dar origen a fracturas por fatiga. La falla puede ser acelerada por la influencia dinámica de muchos cambios repentinos de presión o temperatura. Los efectos dinámicos también pueden introducir la posibilidad de falla catastrófica, aparte de fractura frágil asociada a consideraciones metalúrgicas (Kellogg, 1956).

Específicamente en lo relacionado con las fallas por fatiga, el código proporciona una guía para analizar los niveles de esfuerzos cíclicos pero dicha guía está basada en valores de esfuerzos altos con bajo número de ciclos, lo que en la literatura se conoce como fatiga de ciclos bajos (Avilés, 2005). En este particular, el código permite encontrar un factor de reducción del esfuerzo permisible para los ciclos de esfuerzos secundarios esperados durante la vida útil del sistema de tuberías (Woods y Baguley, 1997).

Sin embargo, un sistema de tuberías vibrante puede experimentar en un solo día más de 500.000 ciclos con niveles de esfuerzo bajos (Woods y Baguley, 1997). Estos casos de ciclos altos con bajos niveles de esfuerzos no son tomados en cuenta por el código, por lo cual no ofrece ninguna orientación con respecto a factores de reducción del esfuerzo permisible.

La práctica recomendada en tales casos, según Woods y Baguley (1997), consiste en:

- Calcular el nivel de esfuerzo causado por el desplazamiento de la tubería vibrante.

- Estimar el número de ciclos de vibración esperados durante la vida de la instalación.
- Entrar con estos datos a las curvas de fatiga para el material de la tubería (código ASME BPV) y determinar el punto de intersección del esfuerzo calculado con el número de ciclos esperados. Si el punto queda por debajo de la curva de fatiga, la tubería debería resistir durante toda la vida de la instalación.

Vale aclarar que esta práctica no forma parte del contenido del código ASME B31.3 y que no hace ninguna distinción acerca de la naturaleza de las vibraciones involucradas.

#### **2.4 Vibraciones en los sistemas de tuberías**

En el análisis dinámico de los sistemas mecánicos se estudian, generalmente, dos tipos de vibraciones: libres y forzadas.

En la vibración libre, el sistema es excitado por un impulso transitorio externo, presente sólo por un corto tiempo. El sistema vibra sin la aplicación de ninguna otra fuerza exterior. La presencia de amortiguamiento en los sistemas reales hace que la vibración desaparezca al cabo de un cierto tiempo, a menos que se aplique otro impulso transitorio.

Por su parte, en la vibración forzada, el sistema vibra debido a la excitación de una fuerza periódica externa. Una fuente primaria de tales excitaciones podría ser el desbalance de maquinaria rotativa. En el caso de los sistemas de tuberías, otras fuentes de excitación para las vibraciones forzadas son las variaciones periódicas de la presión del fluido y la aceleración de masas dentro de dispositivos reciprocantes, que pueden crear fuerzas lo suficientemente grandes como para llegar a flexionar la tubería.

Un flujo estable de fluido también puede flexionar la tubería. Un flujo a alta velocidad a través de tubos de pared delgada puede doblarlos o causar que vibren con grandes amplitudes (Blevins, 1990).

Esto último concuerda con lo planteado por Kellogg (1956), donde se indica que en los sistemas de tuberías se deben distinguir no dos sino tres tipos principales de vibraciones: libres, forzadas y auto excitadas. En las vibraciones de este último tipo, el sistema vibra sin la acción de ninguna fuerza periódica externa y la vibración persiste debido a fuentes de energía interna, aún con la presencia de amortiguamiento en el sistema. Estas fuentes de energía interna están relacionadas directamente con el fluido que circula por o alrededor del sistema de tuberías.

Tanto el análisis de este último tipo de vibraciones como el de las vibraciones forzadas asociadas a las características del flujo, corresponden al campo de estudio de las vibraciones inducidas por fluido.

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

## **2.5 Vibraciones inducidas por fluido**

El fenómeno de la vibración inducida por fluido ha sido estudiado por distintas especialidades de la ingeniería, teniendo cada una de ellas su terminología particular.

Naudascher y Rockwell (1994), propusieron una definición unificada de los elementos básicos que intervienen en las vibraciones inducidas por fluido, a saber:

- Osciladores estructurales;
- Osciladores de fluido; y
- Fuentes de excitación.

Un *oscilador estructural* consiste en una estructura rígida o una pieza estructural que está soportada elásticamente y puede llevar a cabo movimientos lineales o angulares;

también puede consistir en una estructura o pieza estructural que es elástica en sí misma, de manera que puede experimentar movimientos de flexión.

Un *oscilador de fluido* consiste en una masa pasiva de fluido que puede experimentar vibraciones, generalmente gobernadas por la compresibilidad del fluido o por la gravedad. Las masas de fluido involucradas pueden ser discretas (por ejemplo, el fluido en una tubería que oscila debido a cambios de elevación de la superficie libre en una cámara adyacente), o distribuidas (por ejemplo, el fluido en una tubería o en un canal abierto, oscilando en la forma de una onda acústica o gravitacional, respectivamente).

Cuando son excitados, los osciladores de fluido pueden dar lugar a pulsaciones indeseables en el flujo; además, pueden amplificar la vibración de un oscilador estructural si una de sus frecuencias naturales coincide con la frecuencia natural de este último.

Las *fuentes de excitación* para los osciladores estructurales o de fluido son numerosas y pueden ser difíciles de detectar. Se pueden clasificar en tres tipos:

- Excitación inducida extrañamente;
- Excitación inducida por inestabilidades; y
- Excitación inducida por movimientos.

La *excitación inducida extrañamente* (EIE, por sus siglas en inglés), es causada por fluctuaciones de la presión y de la velocidad del flujo que son independientes de cualquier inestabilidad del flujo originada por la estructura considerada e independiente de los movimientos estructurales excepto por los efectos amortiguadores de las masas adicionales y del fluido. Este tipo de excitación da lugar a vibraciones forzadas.

Entre los fenómenos más comunes que originan la EIE se encuentran la turbulencia, cavitación, flujos oscilantes (ondas), máquinas o partes de ellas, terremotos y algunos aspectos del flujo de dos fases.

Por su parte, la *excitación inducida por inestabilidades* (IIE, por sus siglas en inglés) se origina por una inestabilidad del flujo. Por regla general, esta inestabilidad es intrínseca al sistema de flujo. Dicho de otro modo, la inestabilidad del flujo es inherente al flujo creado por la estructura considerada.

La *excitación inducida por movimientos* (MIE, por sus siglas en inglés), se debe a fuerzas fluctuantes que surgen por movimientos del oscilador estructural o del oscilador de fluido. Estas fuerzas están ligadas al movimiento de los elementos estructurales y desaparecen si dichos elementos vuelven a un estado de reposo.

Estos dos últimos tipos de fuentes de excitación, IIE y MIE, a diferencia de la EIE, dan lugar a vibraciones auto excitadas.

En algunos casos, las vibraciones inducidas por fluidos pueden deberse a una *excitación paramétrica*. Estos casos involucran la variación con el tiempo de uno o más parámetros del sistema vibratorio, tal como su masa, su amortiguamiento o su rigidez.

Vale decir que en la mayoría de los sistemas complejos la excitación de las vibraciones inducidas por fluido obedece a mecanismos mixtos, ya sea porque estén involucrados al mismo tiempo los osciladores estructurales y los de fluido (en cuyo caso suele hablarse de un problema de interacción fluido-estructura), o porque estén presentes simultáneamente EIE, IIE o MIE (Naudascher y Rockwell, 1994).

En tal sentido, la valoración de las posibles vibraciones inducidas por fluido en un sistema involucra, en primer lugar, una búsqueda concienzuda de todos los osciladores estructurales y de fluido existentes y de todas las posibles fuentes de excitación; y en segundo lugar, el estudio de todas las combinaciones posibles de

movimientos de los osciladores estructurales y de fluido en conjunto con los distintos tipos de combinaciones de fuentes de excitación.

Finalmente, y según lo indicado por Naudascher y Rockwell (1994), debe tenerse presente que lo que hace peligrosas a las combinaciones de osciladores estructurales y de fluidos es la coincidencia de sus frecuencias naturales; por lo tanto, estimar estas frecuencias, así como también las frecuencias dominantes de las posibles fuentes de excitación, debe ser una parte integral del análisis a efectuar.

## **2.6 Vibración de un tramo de tubería por el que fluye un fluido**

En 1952, Housner (citado en Blevins, 1990), dedujo correctamente la ecuación que gobierna el movimiento de una tubería sometida a vibración inducida por el fluido que circula por ella, encontrando que su respuesta dinámica depende de las condiciones de apoyo de los extremos de la tubería. El resolvió esa ecuación para la geometría del oleoducto transarábico, cuyos problemas de vibración habían sido estudiados en 1950 por Ashley y Haviland (citados en Blevins, 1990).

Blevins (1990), desarrolló y resolvió la ecuación genérica que gobierna el movimiento de un tramo recto de tubería por la que circula un fluido. Para ello seleccionó sendos elementos diferenciales sobre los cuales planteó un equilibrio de fuerzas: uno de ellos correspondiente a la tubería propiamente dicha, y el otro correspondiente al fluido contenido en ese elemento diferencial de tubería. Esto es consistente con las definiciones propuestas por Naudascher y Rockwell (1994), ya que puede identificarse la existencia de un oscilador estructural (la tubería propiamente dicha), y de un oscilador de fluido (el fluido que circula a través de la tubería).

Considerando entonces un fluido de densidad  $\rho$ , que fluye a una presión  $P$  y con una velocidad  $v$  constante a través del área interna  $A$ , correspondiente a una tubería de longitud  $L$ , con módulo de elasticidad  $E$  y con un momento de inercia de área  $I$ ; y

considerando además que la tubería no está sometida a ninguna tensión longitudinal y que descarga el fluido a la atmósfera ( $P = 0$  en  $x = L$ ), Blevins (1990) obtuvo la siguiente ecuación para las vibraciones transversales libres de dicha tubería:

$$EI \frac{\partial^4 Y}{\partial x^4} + \rho A v^2 \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} + 2\rho A v \frac{\partial^2 Y}{\partial x \partial t} + M \frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} = 0 \quad (2-1)$$

En esta ecuación,  $M$  es la masa por unidad de longitud de la tubería y del fluido contenido en ella. Nótese que se trata de una ecuación de movimiento en dos dimensiones, siendo  $Y$  la deflexión transversal de la tubería desde su posición de equilibrio (la horizontal que pasa por el eje de la tubería).

Al no tomarse en cuenta ninguna otra fuente de excitación, es claro que solamente la turbulencia del propio flujo excitará la vibración de la tubería, siendo en este caso una excitación del tipo EIE.

Como puede verse en la ecuación 2-1, el primero y el último término de la izquierda representan la rigidez de la tubería y su inercia, las cuales son independientes del flujo a través de ella. El segundo término de la izquierda representa la fuerza centrífuga debida a la aceleración que experimenta el fluido en virtud de la curvatura que adquiere el tubo al flexionarse. Por último, el tercer término de la izquierda representa la fuerza requerida para hacer rotar los elementos diferenciales de fluido con la rotación local de la tubería y recibe el nombre de fuerza de Coriolis. La derivada mixta que contiene este último término causa una distorsión respecto a las formas modales clásicas para una viga, además de hacer la ecuación 2-1 difícil de resolver (Blevins, 1990).

Siguiendo los razonamientos de Blevins (1990), y en razón de esta última consideración, la solución de la ecuación 2-1 debe ser de la forma:

$$Y(x, t) = a_1 \bar{y}(x) \sin \omega t + a_2 \bar{y}(x) \cos \omega t \quad (2-2)$$

donde  $a_1$  y  $a_2$  son interdependientes.

Si se considera un tramo de tubería simplemente apoyado, se tienen las siguientes condiciones de contorno:

$$Y(0, t) = Y(L, t) = 0 \quad ; \quad \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2}(0, t) = \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2}(L, t) = 0 \quad (2-3)$$

Estas condiciones de contorno pueden ser satisfechas con un conjunto de formas modales sinusoidales del tipo:

$$\bar{y}(x) = \sin \frac{n\pi x}{L} \quad ; \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (2-4)$$

Estas formas modales pasan inalteradas por el primero, segundo y cuarto términos de la ecuación 2-1, pero la derivada mixta en el término de la fuerza de Coriolis genera términos espaciales asimétricos para las formas modales simétricas y espacialmente simétricos para las formas modales asimétricas. Esto implica que la solución puede ser expresada como la suma de modos espaciales simétricos y asimétricos con componentes temporales de senos y cosenos (Blevins, 1990):

$$Y_j(x, t) = \sum_{n=1,3,5,\dots} a_n \sin \frac{n\pi x}{L} \sin \omega_j t + \sum_{n=2,4,6,\dots} a_n \sin \frac{n\pi x}{L} \cos \omega t \quad (2-5)$$

$j = 1, 2, 3, \dots$

donde  $\omega_j$  es la frecuencia natural del modo de vibración j-ésimo.

Sustituyendo esta solución en la ecuación 2-1, el término de la derivada mixta origina términos que contienen  $\cos(n\pi x/L)$ . Estos términos de cosenos se pueden expandir en una serie de Fourier de medio rango de funciones seno sobre la longitud de la tubería:

$$\cos \frac{n\pi x}{L} = \sum_{p=1,2,3,\dots} b_{np} \sin \frac{p\pi x}{L} \quad ; \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (2-6)$$

donde,

$$b_{np} = 0, \text{ si } n + p \text{ es par; y}$$

$$b_{np} = 4p / [\pi(p^2 - n^2)], \text{ si } n + p \text{ es impar.}$$

Con estas sustituciones, los términos correspondientes a la dependencia espacial se pueden factorizar fuera de la solución y los términos restantes pueden agruparse en

función de que contengan  $\sin \omega t$  o  $\cos \omega t$ . Al igualar a cero los coeficientes de cada uno de estos grupos se obtiene un sistema de ecuaciones que pueden escribirse en forma de matriz:

$$|[K] - \omega_j^2 M[I]|\{\tilde{a}\} = 0 \quad (2-7)$$

donde  $\tilde{a}$  es un vector columna que contiene los coeficientes  $a_1, a_2, \dots$ ,  $[I]$  es la matriz identidad y  $[K]$  es la matriz de rigidez.

Las soluciones no triviales para la ecuación 2-7 se obtienen al igualar a cero el determinante de la matriz de coeficientes:

$$|[K] - \omega_j^2 M[I]| = 0 \quad (2-8)$$

Como el sistema tiene infinitas soluciones, la solución práctica para la ecuación 2-8 requiere considerar solo algunos de los primeros modos de vibración. Seleccionando los dos primeros modos se obtiene:

$$\left[1 - \left(\frac{v}{v_c}\right)^2 - \left(\frac{\omega_j}{\omega_N}\right)^2\right] \left[16 - 4\left(\frac{v}{v_c}\right)^2 - \left(\frac{\omega_j}{\omega_N}\right)^2\right] - \frac{256}{9\pi^2} \left(\frac{v}{v_c}\right)^2 \left(\frac{\rho A}{M}\right) \left(\frac{\omega_j}{\omega_N}\right)^2 = 0 \quad (2-9)$$

donde  $\omega_N$  es la frecuencia natural fundamental del tubo sin fluido, que es igual a:

$$\omega_N = 2\pi f_N = \frac{\pi^2}{L^2} \left(\frac{EI}{M}\right)^{1/2} \quad (2-10)$$

La velocidad crítica del flujo (a la cual se produce el pandeo de la tubería), es:

$$v_c = \frac{\pi}{L} \left(\frac{EI}{\rho A}\right)^{1/2} \quad (2-11)$$

La solución exacta de la ecuación 2-9 determina las dos primeras frecuencias naturales de un tramo de tubería simplemente apoyada por la que circula un fluido:

$$\left(\frac{\omega_j}{\omega_N}\right)^2 = \alpha \pm \left\{ \alpha^2 - 4 \left[ 1 - \left(\frac{v}{v_c}\right)^2 \right] \left[ 4 - \left(\frac{v}{v_c}\right)^2 \right] \right\}^{1/2} \quad (2-12)$$

donde

$$\alpha = \frac{17}{2} - \left(\frac{v}{v_c}\right)^2 \left[ \frac{5}{2} - \left(\frac{128}{9\pi^2}\right) \left(\frac{\rho A}{M}\right) \right] \quad (2-13)$$

De la ecuación 2-12 se puede concluir que  $\omega_1$  y  $\omega_2$  son reales para todos los casos en que  $v/v_c \leq 1$ . También puede verse que las frecuencias naturales disminuyen con el incremento de la velocidad del flujo. Si la velocidad del flujo en el tubo es cero, la ecuación 2-12 predice que las dos primeras frecuencias naturales de la tubería son  $\omega_N$  y  $4\omega_N$ , las cuales equivalen a las dos primeras frecuencias naturales del tubo sin considerar el flujo de fluido (aunque tomando en cuenta la masa del fluido contenido). Cuando la velocidad del flujo se acerca a la velocidad crítica, la frecuencia natural más baja de la tubería tiende a cero. Esta disminución de la frecuencia natural puede ser importante en aplicaciones que involucren velocidades de flujo muy altas, ya que las tuberías pueden llegar a ser susceptibles a resonancia o fallas por fatiga (Blevins, 1990).

Por otra parte, la ecuación 2-7 se puede resolver para la razón  $a_2/a_1$ , la cual determina la forma modal. Para el modo fundamental se tiene:

$$\frac{a_2}{a_1} = -\frac{8}{3\pi^2} \left(\frac{\omega_1 L}{v_c}\right) \left(\frac{v}{v_c}\right) \left[16 - 4\left(\frac{v}{v_c}\right)^2 - \left(\frac{\omega_1}{\omega_N}\right)^2\right]^{-1} \quad (2-14)$$

donde  $\omega_1$  es la frecuencia natural más baja obtenida con la ecuación 2-12. Para todos los casos en que  $v$  es menor que  $v_c$ , se puede demostrar que la razón  $|a_2/a_1|$  es menor que 0.094, lo cual implica que el primer modo sinusoidal de flexión domina la respuesta dinámica de la tubería (Blevins, 1990).

### CAPÍTULO III

#### MARCO METODOLÓGICO

[www.bdigital.uisa.ve](http://www.bdigital.uisa.ve)

# Reconocimiento

## CAPÍTULO III – MARCO METODOLÓGICO

### 3.1 Desarrollo del modelo numérico estructural

Dado que esta investigación se basa en los trabajos llevados a cabo por Pittard (2003) y Pittard et al. (2004), se utilizó la misma configuración geométrica e idénticas condiciones de apoyo para elaborar el modelo estructural del sistema de tubería objeto de estudio. Además de lo anteriormente indicado, esto se justifica por el hecho de ser esa configuración una de las más comúnmente utilizadas en aplicaciones prácticas (acueductos, oleoductos, gaseoductos). Un ejemplo de tales condiciones de apoyo puede verse en la Figura 3-1, donde se aprecia que el soporte de la tubería permite el movimiento en la dirección del eje de la tubería así como también en la dirección horizontal perpendicular a dicho eje y, adicionalmente, la rotación con respecto a ese mismo eje.



**Figura 3-1. Oleoducto en Ecuador.** (Fuente: [www.rtu.com.ec](http://www.rtu.com.ec)).

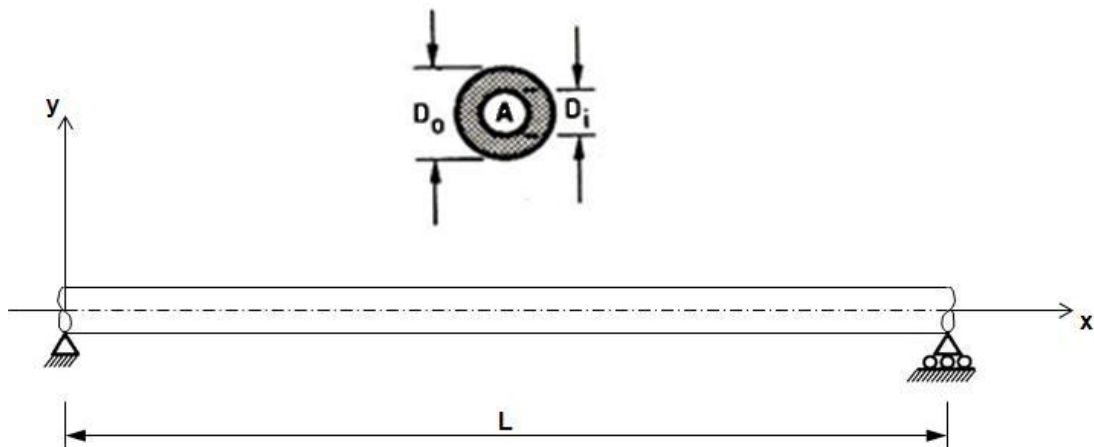
Cabe destacar que en el apoyo mostrado en la Figura 3-1 no se restringe del todo el movimiento vertical de la tubería; sin embargo, debido al peso conjunto de la tubería y del fluido contenido en ella, además de la relativa libertad de movimiento en los

otros sentidos, los desplazamientos verticales en el apoyo, en condiciones de operación normales, pueden despreciarse.

Otra consideración relevante con respecto a las condiciones de apoyo utilizadas en el modelo consiste en que, por lo general, los extremos de un sistema de tuberías –o al menos uno de ellos–, están acoplados a un equipo que se encuentra anclado. Esto último implica que el movimiento de la tubería en cualquier dirección está restringido en dichos extremos. La relevancia de esta consideración radica en el hecho de ser en tales puntos donde es posible encontrar las mayores solicitaciones mecánicas.

Como última consideración en relación con los apoyos, dado que en el trabajo de Pittard et al. se llevó a cabo un análisis bidimensional, el modelo estructural desarrollado también está restringido en la dirección horizontal perpendicular al eje de la tubería.

El modelo estructural consiste entonces en un tramo recto y horizontal de tubería de 1,1 m de longitud, con diámetros y espesores de pared variables, restringido en uno de sus extremos en las tres direcciones espaciales y en el otro con libertad de desplazarse en la dirección del eje de la tubería. La Figura 3-2 muestra la configuración geométrica del modelo estructural.



**Figura 3-2. Modelo estructural.**

Esta última figura representa una viga simplemente apoyada con sección transversal anular, la cual posee solución analítica para distintas condiciones de carga tanto para

el caso estático como para algunos casos dinámicos, entre los cuales se encuentra precisamente el caso de estudio de esta investigación (ver apartado 2.6).

No obstante, tal como se indica en el apartado antes mencionado, la solución analítica corresponde a los dos primeros modos de vibración únicamente y, además de requerir un esfuerzo considerable para su solución –el cual aumenta en la medida en que se consideren más modos de vibración–, no ofrece resultados que permitan calcular directamente los esfuerzos debidos al movimiento vibratorio.

En tal sentido, el uso de dicha solución analítica y el posterior procesamiento de sus resultados para poder obtener valores de esfuerzos (esto para cada valor de caudal considerado en el análisis), implicaría un costo muy alto en términos de tiempo para que pueda ser utilizado de manera productiva en el proceso de diseño de un sistema de tuberías.

La utilización de un modelo numérico permite, en cambio, predecir de manera aproximada la respuesta estructural de la misma tubería cuando se somete a distintas condiciones de carga, lo que lo hace mucho más adecuado para un proceso de diseño.

Volviendo al modelo mostrado en la Figura 3-2, se observa que se trata de un sistema continuo que está caracterizado por una ecuación diferencial en derivadas parciales con sus correspondientes condiciones de contorno, tal como se detalló en el apartado 2.6. Este tipo de problema puede resolverse numéricamente a través de la implementación del método de los elementos finitos (MEF), el cual –de manera muy resumida–, consiste en discretizar el problema en una serie de nodos y elementos (los elementos finitos), y ensamblar y resolver el sistema de ecuaciones que resultan para cada elemento finito, siendo las incógnitas los valores de la función a calcular en los nodos (Universidad Politécnica de Valencia, s.f.).

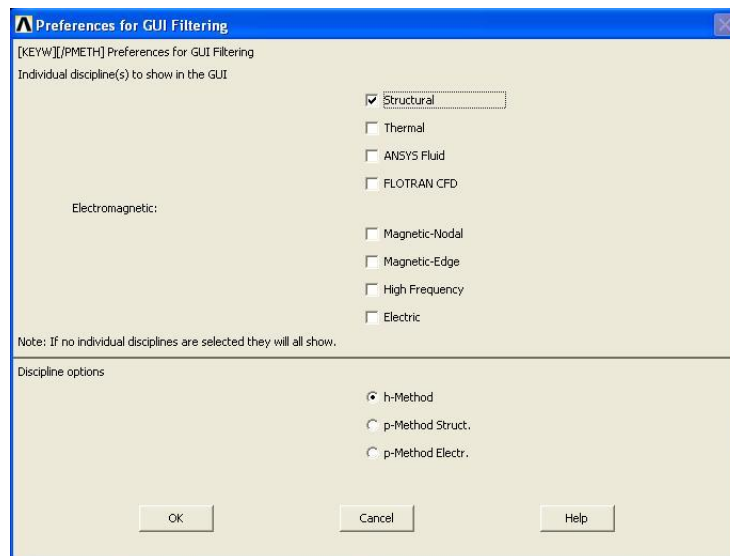
Ya que el principal objetivo de esta investigación es el desarrollo de una herramienta que pueda ser utilizada por diseñadores de sistemas de tuberías, se decidió emplear un programa comercial para implementar el método numérico.

Al igual que hicieron Pittard (2003) y Pittard et al. (2004), se escogió el programa ANSYS®, por ser uno de los más ampliamente utilizados.

La implementación del MEF con el programa ANSYS® contempla un procedimiento general que puede resumirse en tres etapas: preprocesamiento, solución y postprocesamiento (Tickoo y Singh, 2009).

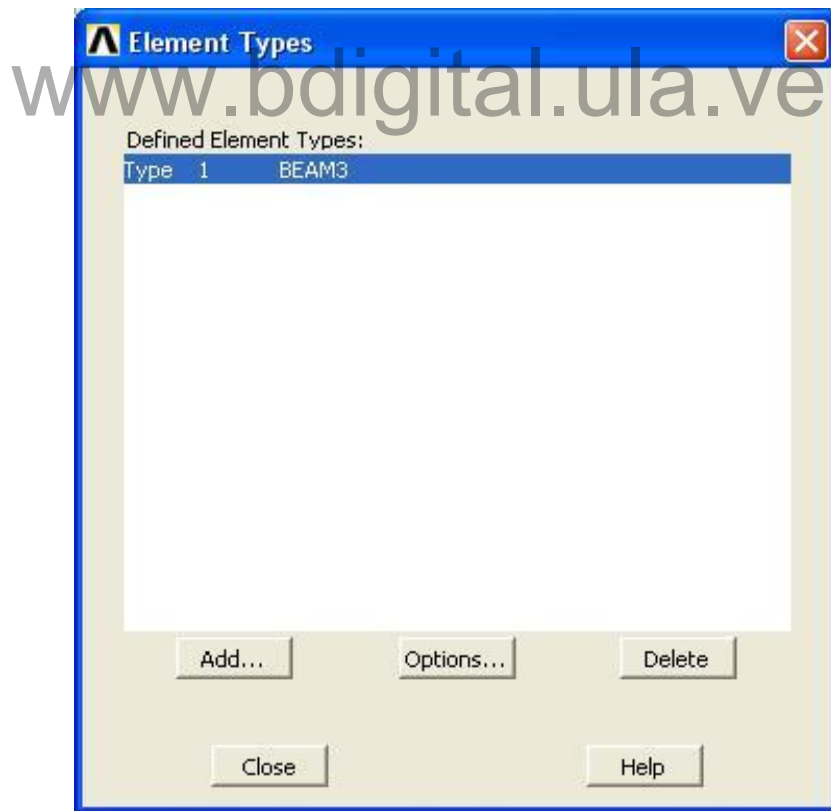
La etapa de preprocesamiento es en la que se lleva a cabo la creación del modelo numérico. En la etapa de solución (la cual ejecuta el programa automáticamente), se generan los resultados y se almacenan en archivos. Por último, en la etapa de postprocesamiento, se despliegan gráficamente los valores contenidos en los archivos de resultados obtenidos de la etapa anterior.

El primer paso del preprocesamiento, que corresponde al desarrollo propiamente dicho del modelo numérico estructural, consistió en definir las preferencias del análisis a efectuar. Para el caso objeto de estudio, fue seleccionada la disciplina de análisis estructural, dejando la opción que por defecto presenta el programa para el método de solución (h-Method).

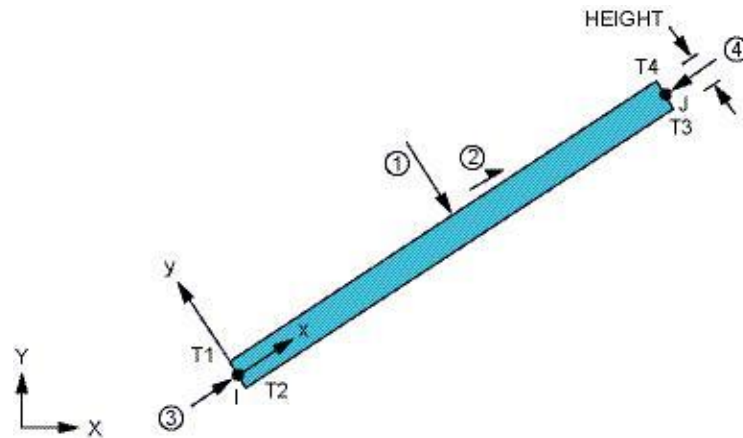


**Figura 3-3. Preferencias del análisis.**

A continuación se procedió a definir el tipo de elemento finito a ser empleado para la discretización. Fue seleccionado un elemento del tipo BEAM3, el cual es un elemento diseñado para el análisis de vigas elásticas bidimensionales. De acuerdo con la documentación del programa ANSYS®, este tipo de elemento es uniaxial, con dos nodos por elemento, permite obtener resultados para tensión, compresión y flexión, y tiene tres grados de libertad en cada nodo: desplazamiento en las direcciones nodales  $x$  e  $y$ , y rotación respecto al eje nodal  $z$ . El elemento queda definido por los dos nodos, el área de su sección transversal, el momento de inercia de área, su altura y las propiedades del material (ver Figura 3-5). Este tipo de elemento permite, además, especificar una masa adicional por unidad de longitud, lo que en el caso objeto de estudio estaría representando el fluido contenido en la tubería. Pese a su simplicidad, sus características lo hacen idóneo para llevar a cabo el análisis requerido.

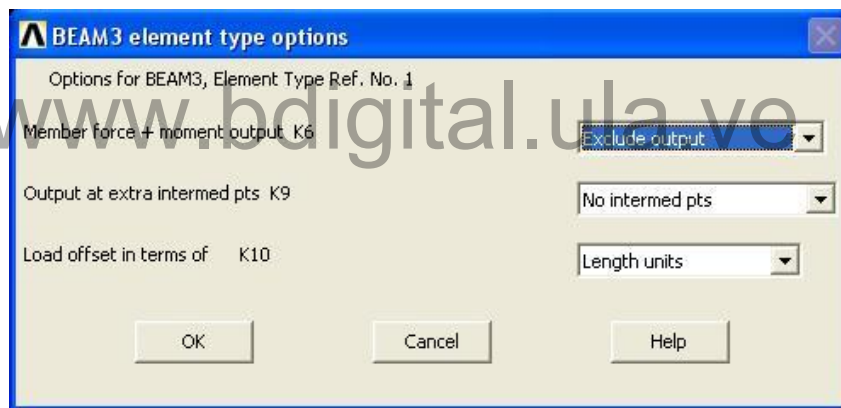


**Figura 3-4. Tipo de elemento seleccionado.**



**Figura 3-5. Geometría del elemento tipo BEAM3.** Fuente: [www.kxcad.net/ansys/ANSYS/ansyshelp/Hlp\\_E\\_BEAM3.html](http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS/ansyshelp/Hlp_E_BEAM3.html)

Seguidamente se escogieron las opciones para el tipo de elemento seleccionado.



**Figura 3-6. Opciones para el elemento BEAM3.**

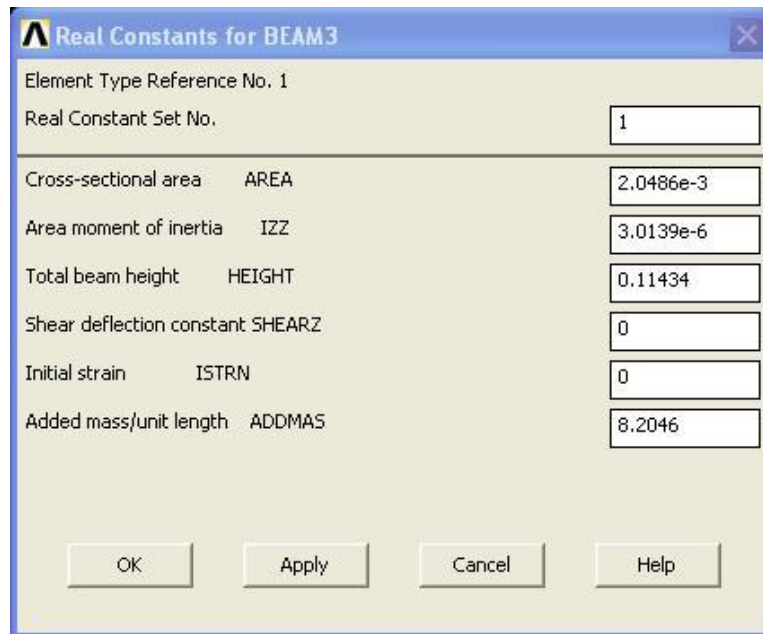
De manera análoga a lo realizado por Pittard (2003), se consideraron en el análisis tres diámetros nominales de tubería estándar (schedule 40): 1½, 3 y 4 pulgadas ( $D_i = 0,0381$  m y  $t = 3,68 \times 10^{-3}$  m;  $D_i = 0,0779$  m y  $t = 5,48 \times 10^{-3}$  m; y  $D_i = m$  y  $t = m$ , respectivamente). Asimismo, se utilizó agua a 20 °C como fluido de trabajo, con una densidad  $\rho = 998,2$  kg/m<sup>3</sup>. Estos valores fueron introducidos como constantes reales para el tipo de elemento seleccionado según se muestra en las Figuras 3-7 a la 3-9.

Property	Value
Element Type Reference No.	1
Real Constant Set No.	1
Cross-sectional area (AREA)	0.001435
Area moment of inertia (IZZ)	1.2528e-006
Total beam height (HEIGHT)	0.08886
Shear deflection constant (SHEARZ)	0
Initial strain (ISTRN)	0
Added mass/unit length (ADDMAS)	4.7575

**Figura 3-7. Constantes para el elemento BEAM3 con 3 pulgadas de diámetro.**

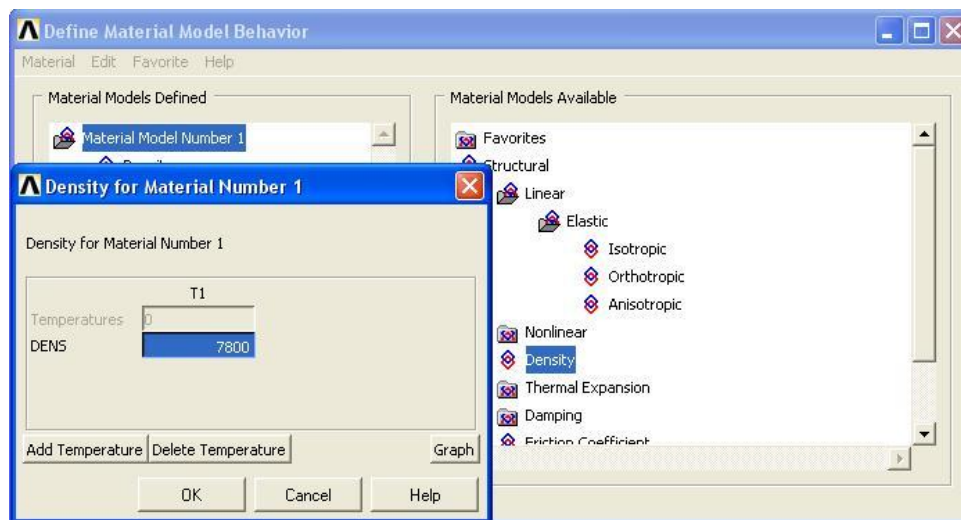
Property	Value
Element Type Reference No.	1
Real Constant Set No.	1
Cross-sectional area (AREA)	0.00051655
Area moment of inertia (IZZ)	1.2977e-007
Total beam height (HEIGHT)	0.04836
Shear deflection constant (SHEARZ)	0
Initial strain (ISTRN)	0
Added mass/unit length (ADDMAS)	1.3179

**Figura 3-8. Constantes para el elemento BEAM3 con 1,5 pulgadas de diámetro.**

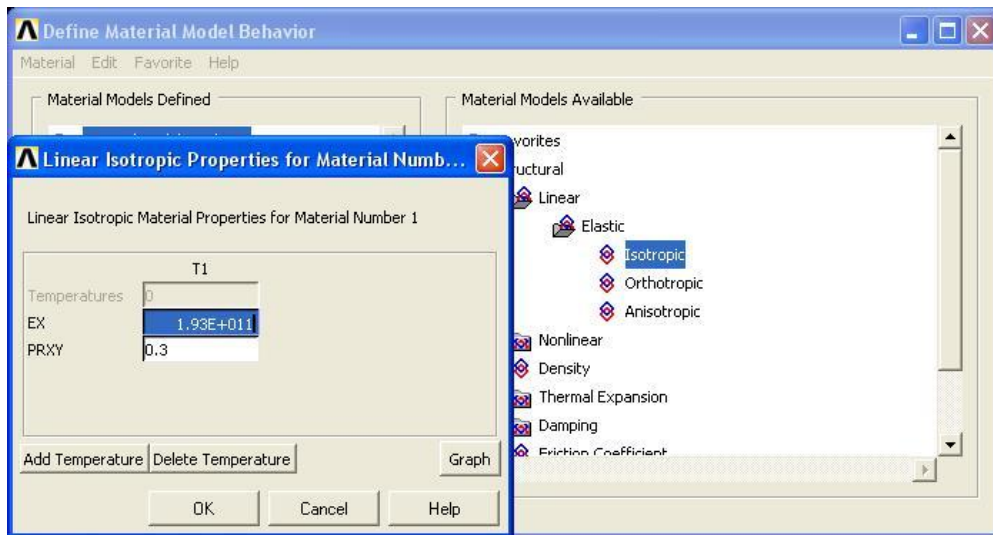


**Figura 3-9. Constantes para el elemento BEAM3 con 4 pulgadas de diámetro.**

El material utilizado en el modelo numérico fue acero inoxidable AISI 304 con una densidad  $\rho = 7.800 \text{ kg/m}^3$ , módulo de elasticidad  $E = 1,93 \times 10^{11} \text{ Pa}$ , y una relación de Poisson de 0,3. Estos valores se utilizaron para definir las propiedades mecánicas del material en el modelo, tal como se muestra en las Figuras 3-10 y 3-11.

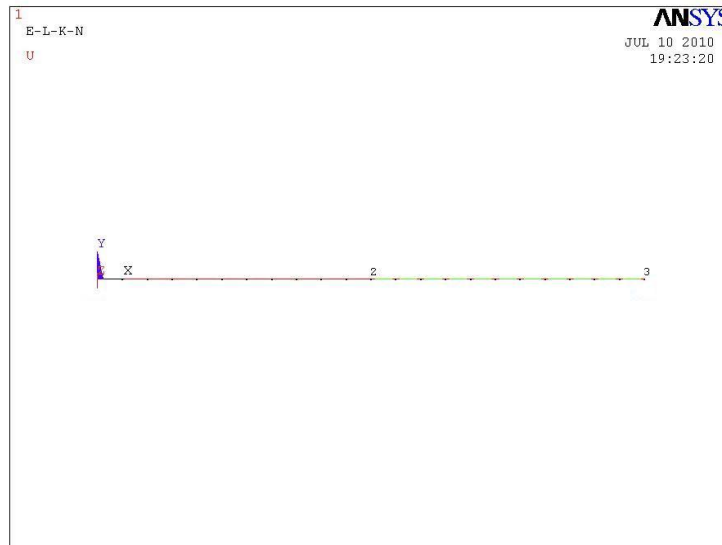


**Figura 3-10. Definición de las propiedades del material (densidad).**



**Figura 3-11. Definición de las propiedades del material (módulo de elasticidad y relación de Poisson).**

El paso siguiente consistió en la construcción del modelo geométrico del sistema de tubería objeto de estudio. Para ello se dibujaron tres puntos referenciales (keypoints), al inicio ( $L = 0$  m, keypoint 1), en el medio ( $L = 0,55$  m, keypoint 2) y al final ( $L = 1,1$  m, keypoint 3) del modelo estructural. Seguidamente se dibujaron dos líneas, una entre los keypoints 1 y 2, y otra entre los keypoints 2 y 3. La razón del punto intermedio se expone en el siguiente paso del preprocesamiento.

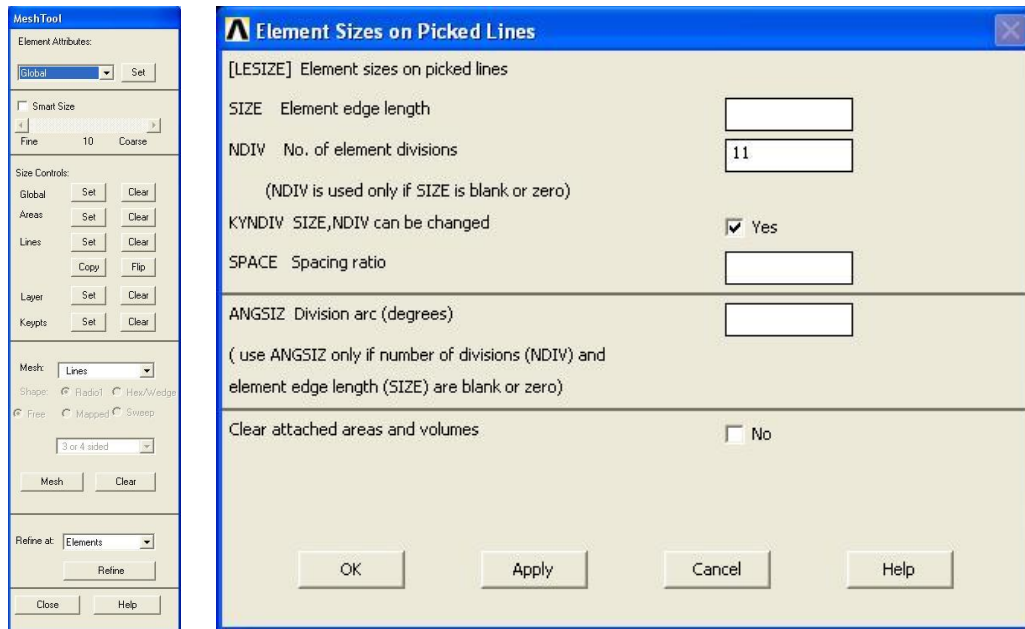


**Figura 3-12. Construcción del modelo geométrico.**

Con el modelo geométrico construido, se procedió posteriormente a discretizar el problema, generando el mallado para convertir el modelo dibujado en un conjunto de elementos finitos.

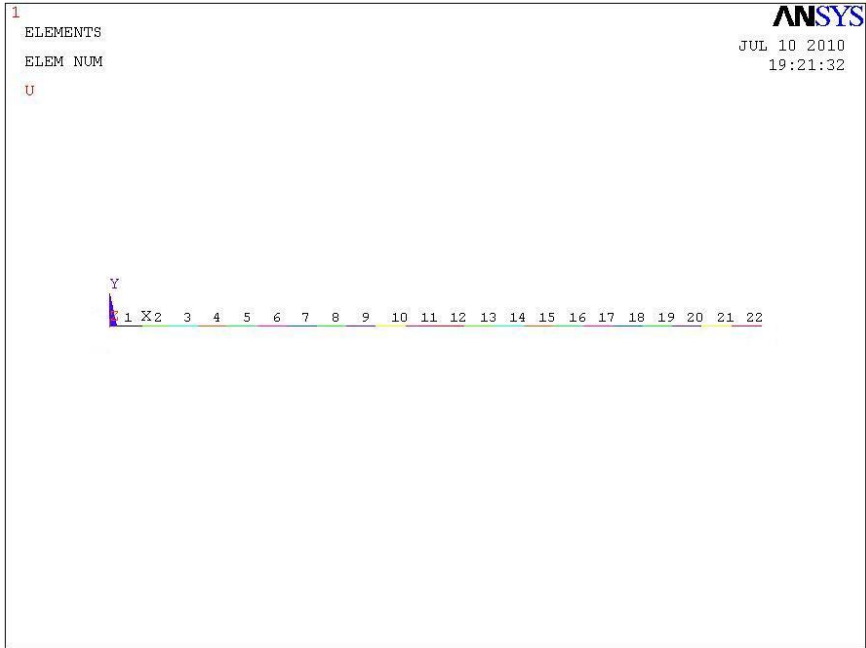
A tal efecto se utilizó la herramienta de mallado de ANSYS®, seleccionando un número de 11 elementos para cada una de las líneas dibujadas. Este número de elementos se seleccionó debido a la necesidad de adecuar el modelo numérico tanto a las características del modelo numérico desarrollado por Pittard para llevar a cabo sus simulación computacionales, como a la configuración física del equipo utilizado por Pittard et al. para realizar sus experimentos. Cabe indicar aquí que Pittard (2003) utilizó un modelo de 10 cm de longitud, en tanto que Pittard et al. (2004) colocaron un acelerómetro para cuantificar la vibración en la mitad de un tramo de tubería de 1,1 m.

Así, con el número de elementos por línea seleccionados –y con el keypoint dibujado en la mitad del modelo geométrico–, se asegura la presencia de un nodo en el punto donde Pittard et al. colocaron el acelerómetro así como también se obtienen sub-tramos de 10 cm con un nodo en el medio.

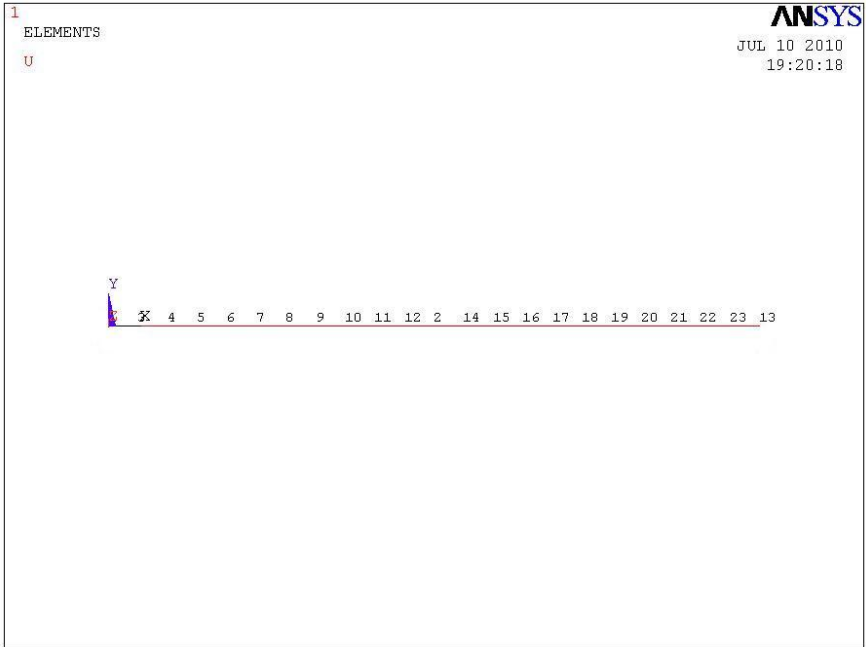


**Figura 3-13. Generación de la malla.**

El modelo, una vez discretizado, se muestra en las figuras 3-14 y 3-15.



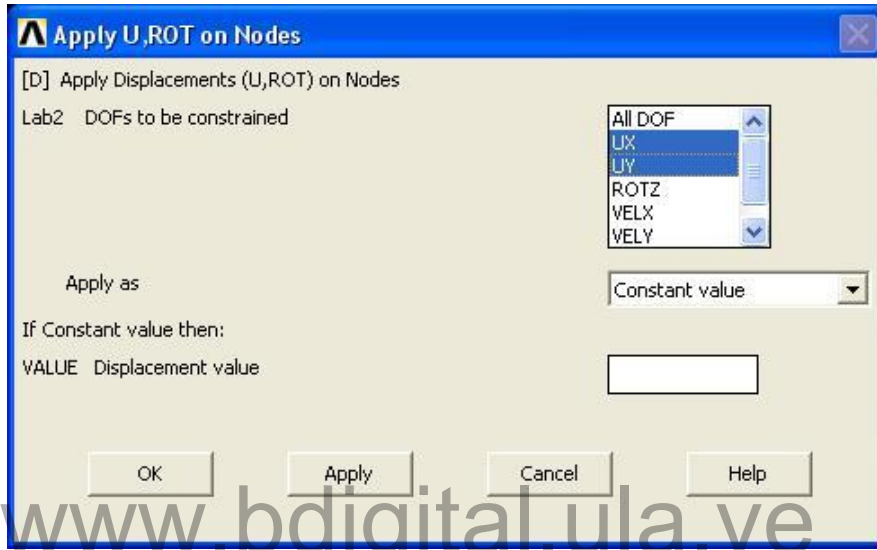
**Figura 3-14.** Elementos del modelo de elementos finitos.



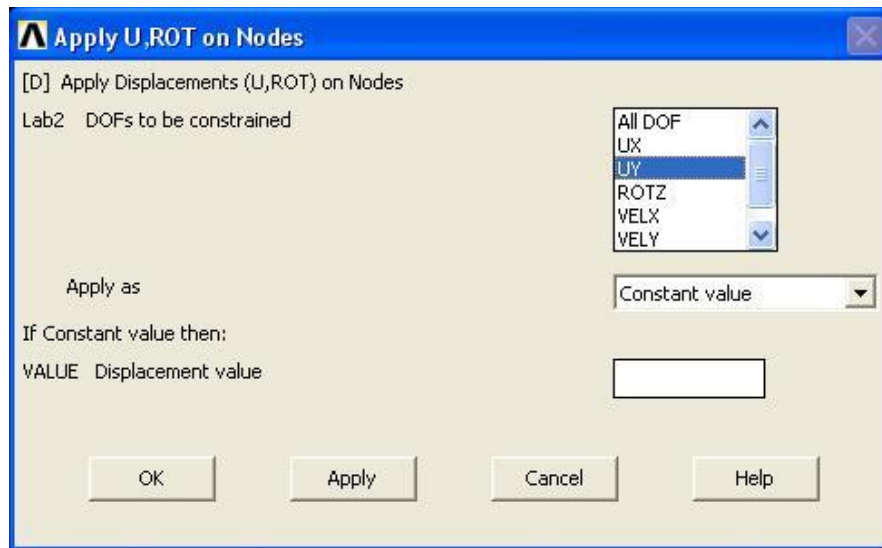
**Figura 3-15.** Nodos del modelo de elementos finitos.

El último paso consistió en aplicar las restricciones al modelo.

Tal como se indicó al principio de este apartado, el modelo estructural tiene restricción de movimientos en la dirección axial y en la transversal en su punto inicial ( $L = 0$  m, nodo 1 del modelo) y solamente se encuentra restringido en la dirección transversal en su punto final ( $L = 1,1$  m, nodo 13 del modelo).

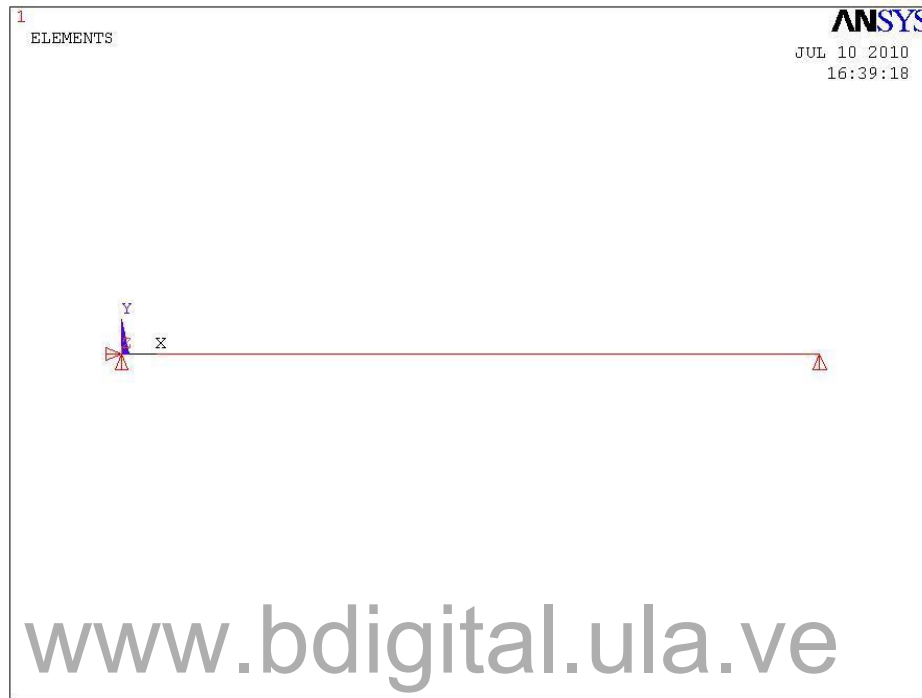


**Figura 3-16.** Aplicación de restricciones en el nodo 1.



**Figura 3-17.** Aplicación de restricciones en el nodo 13.

En la Figura 3-18 se muestran los símbolos con que ANSYS® representa las restricciones aplicadas. Con esto queda completado el modelo numérico del sistema de tuberías objeto de estudio.



**Figura 3-18. Restricciones aplicadas al modelo.**

### **3.2 Análisis modal del sistema de tuberías**

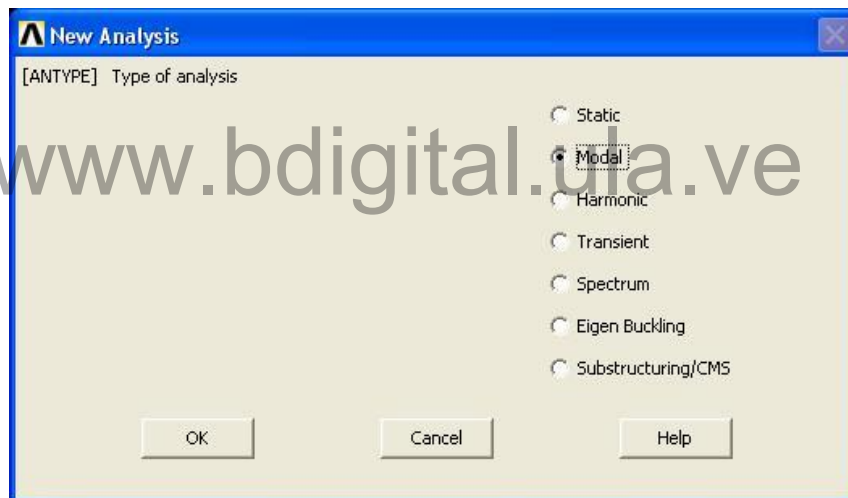
De acuerdo con Tickoo y Singh (2009), el análisis modal permite determinar las características de la vibración, tales como las frecuencias naturales y las formas modales (formas deformadas), de una estructura o componente estructural. Los resultados del análisis modal pueden ser utilizados posteriormente como data de entrada para un análisis armónico o uno transitorio.

La importancia de este tipo de análisis radica en el hecho de que al determinar las formas modales de una estructura, es posible predecir la respuesta estructural para cualquier combinación de fuerzas impulsoras; y si tal respuesta está en la forma de

deformaciones dinámicas, esta predicción puede ser decisiva en la proyección de la vida a fatiga de la estructura (He y Fu, 2001).

En consecuencia, retomando la implementación del MEF para el caso en estudio, y una vez efectuada la etapa de preprocesamiento –tal como se describió en la sección 3.1–, el siguiente paso consistió en obtener la solución para los modos de vibración del modelo desarrollado a través de un análisis modal, utilizando para ello el programa ANSYS®.

El primer paso para obtener la solución con ANSYS® consistió en definir el tipo de análisis requerido, que en este caso se trata de un análisis modal. La Figura 3-19 muestra el cuadro de diálogo con la opción correspondiente seleccionada.



**Figura 3-19. Tipo de análisis.**

En el siguiente paso se establecieron las opciones del análisis. La primera de ellas se refiere al método de extracción de los modos que el programa utiliza para obtener la solución.

ANSYS® permite seleccionar entre siete métodos de extracción. Dada la naturaleza del caso en estudio (problema de autovalores según la Ecuación 2-7), cuatro de estos

métodos pueden ser utilizados: el método Block Lanczos, el PCG Lanczos, el de Subespacio y el método Reducido; sin embargo, la misma documentación suministrada por el programa indica que el segundo de estos métodos se desempeña mejor en problemas modelados con elementos tridimensionales y que el último (el método Reducido) es el menos preciso de todos porque utiliza una matriz de masa aproximada.

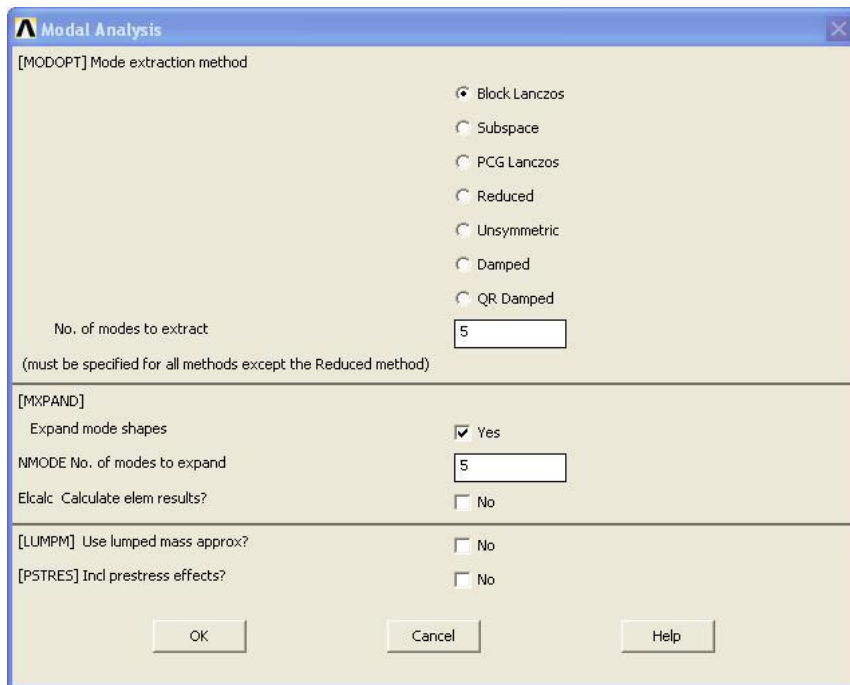
De los dos métodos restantes, Block Lanczos y subespacio, la documentación de ANSYS® indica que ambos pueden utilizarse para el mismo tipo de problemas, pero que con el método Block Lanczos se alcanza más rápidamente la convergencia, además de que prácticamente no requiere configurar opciones adicionales para controlar el proceso de iteración.

Por otra parte, en la documentación del programa también se ofrece una comparación de estos cuatro métodos desde el punto de vista de sus requerimientos computacionales: los dos primeros utilizan una cantidad moderada de memoria y una baja cantidad de espacio en disco duro; el método de Subespacio requiere poca memoria pero necesita mucho espacio en disco; y, finalmente, el método Reducido emplea poca memoria y poco espacio en disco.

En vista de lo anteriormente indicado se seleccionó el método de extracción Block Lanczos.

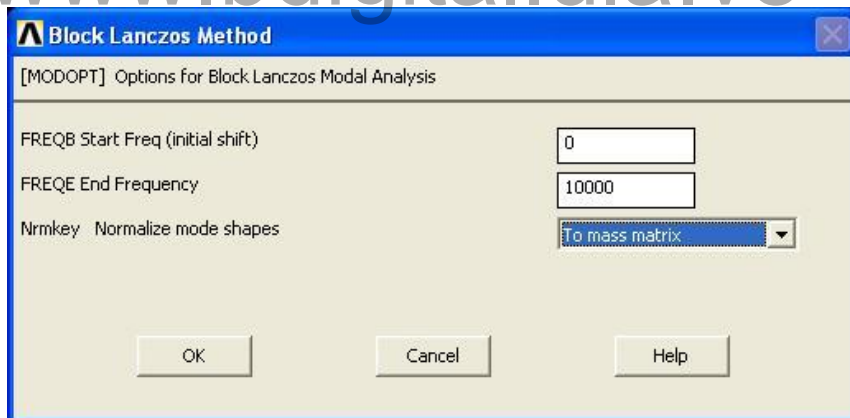
En la Figura 3-20 se puede apreciar que se estableció en cinco (05) el número de modos a extraer aunque, a efectos de comparar los resultados numéricos con los obtenidos mediante las ecuaciones 2-7 y 3-1, sólo se requerían los tres primeros modos. La razón de esta elección obedece a la existencia de modos longitudinales de vibración, tal como se muestra en las figuras 3-28 y 3-32.

A continuación se configuraron las opciones para el método de extracción seleccionado, según se muestra en la Figura 3-21.



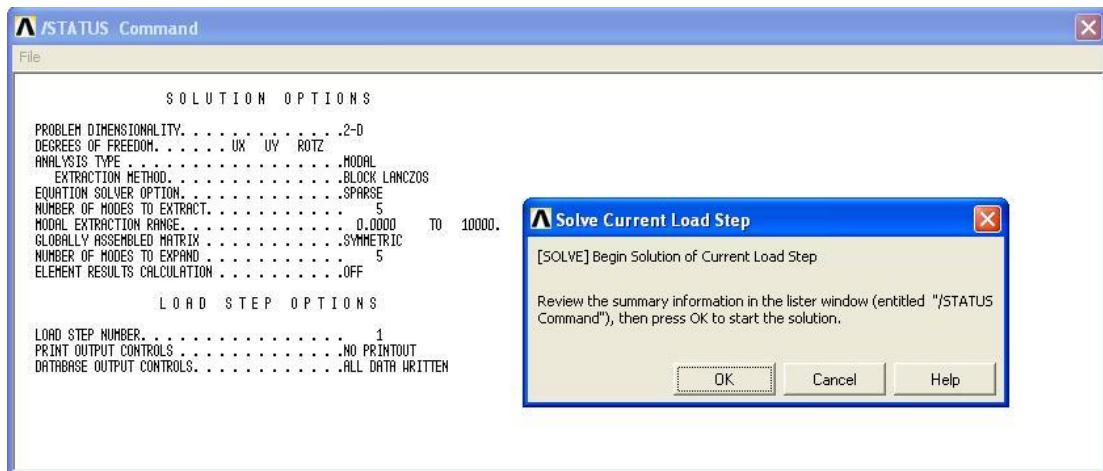
**Figura 3-20. Método de extracción seleccionado.**

www.bdigital.ula.ve



**Figura 3-21. Opciones para el método Block Lanczos.**

Seguidamente se procedió a resolver el problema con las opciones que se muestran en la Figura 3-22.



**Figura 3-22. Opciones para la solución del análisis modal.**

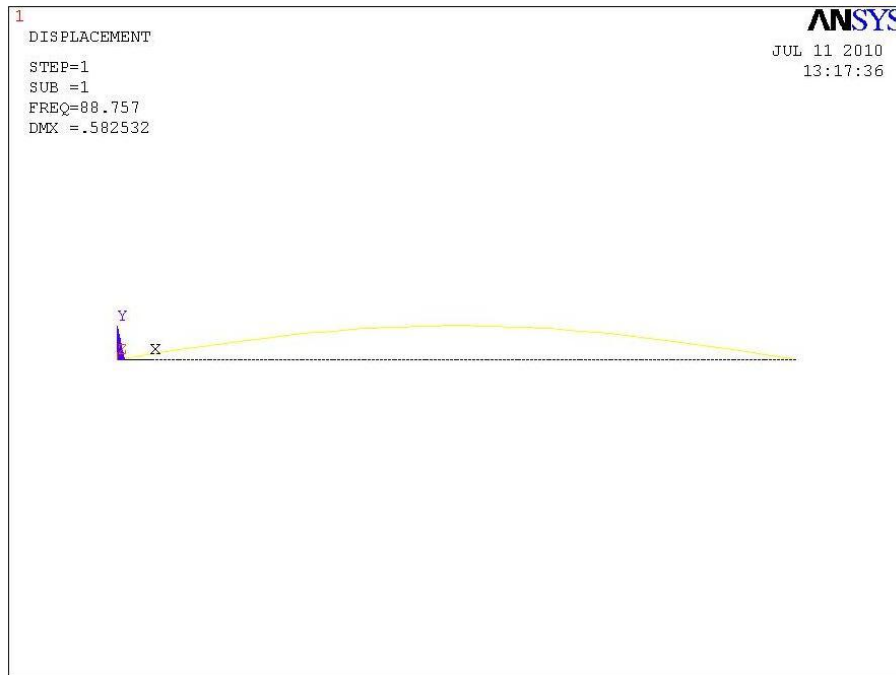
Los resultados obtenidos para las frecuencias naturales y las formas modales del tramo de tubería objeto de estudio con los tres diámetros nominales considerados (1,5; 3 y 4 pulgadas), se muestran en el Cuadro 3-4 y en las figuras 3-23 a 3-33. Los desplazamientos máximos mostrados en estas últimas, se encuentran normalizados respecto a la matriz de masa, según la configuración mostrada en la Figura 3-21.

**Cuadro 3-1**

**Frecuencias naturales del modelo estructural**

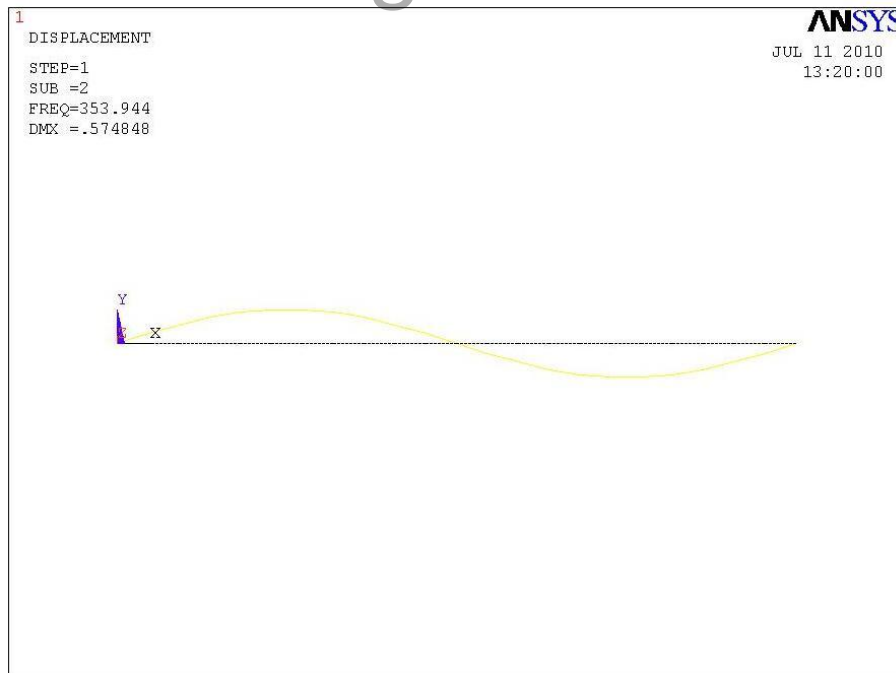
$D_N$ (pulg)	$\omega_1$ ( $s^{-1}$ )	$\omega_2$ ( $s^{-1}$ )	$\omega_3$ ( $s^{-1}$ )
1,5	557,68	2.223,87	4.978,61
3	1.000,60	3.960,61	8.761,27
4	1.257,52	4.942,86	10.816,50

*Nota.* Las frecuencias naturales mostradas corresponden a los tres primeros modos transversales de vibración.



**Figura 3-23. Primer modo de vibración ( $D_N = 1,5$  pulgadas).**

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

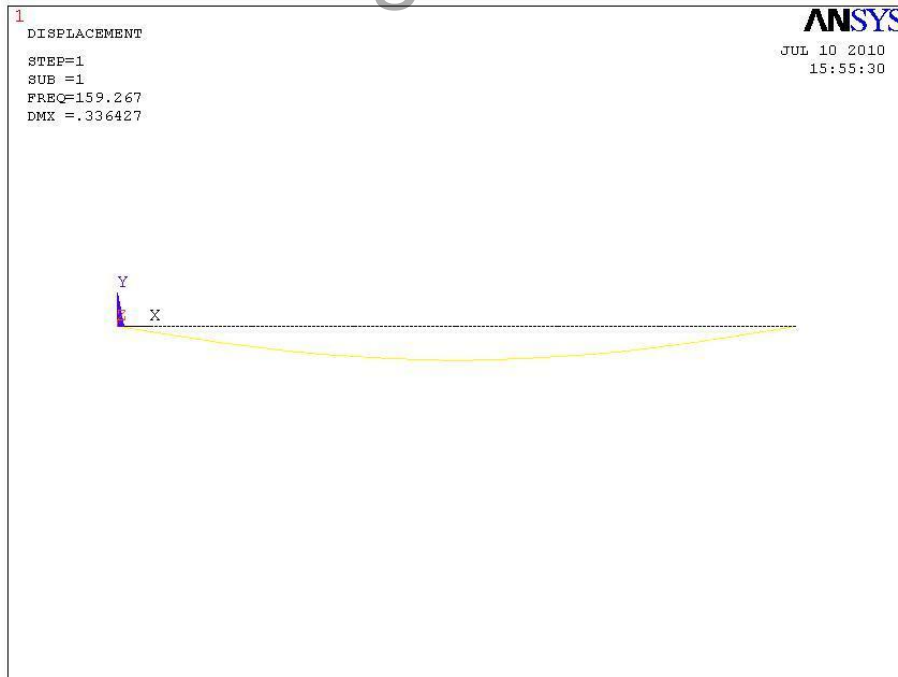


**Figura 3-24. Segundo modo de vibración ( $D_N = 1,5$  pulgadas).**

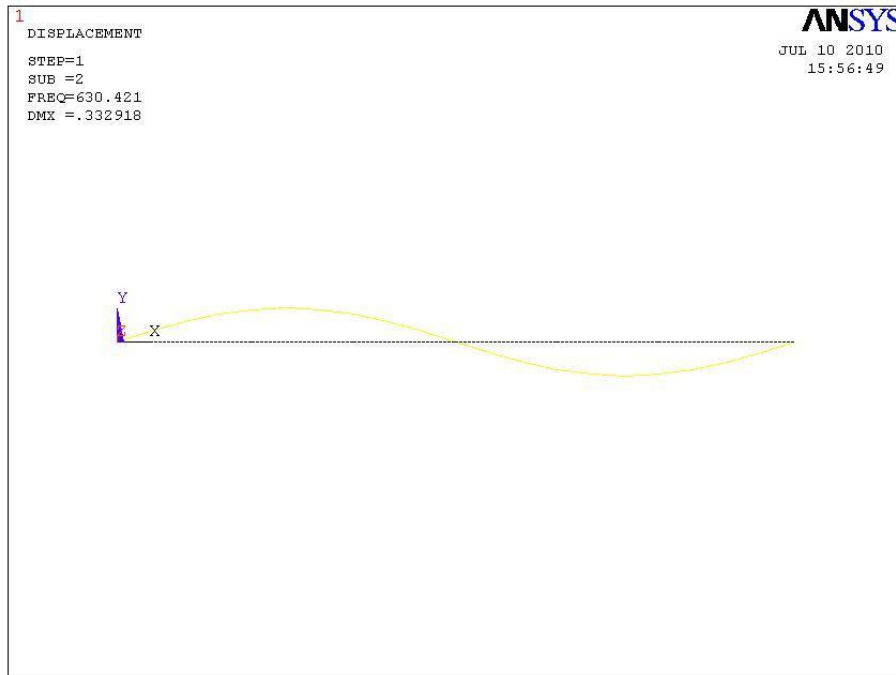


**Figura 3-25. Tercer modo de vibración ( $D_N = 1,5$  pulgadas).**

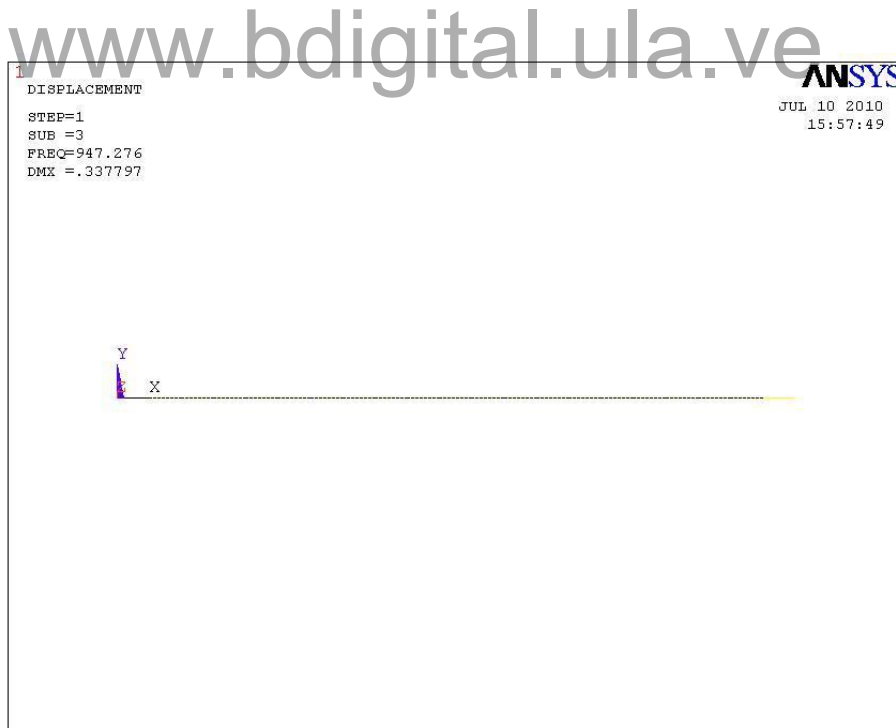
[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)



**Figura 3-26. Primer modo de vibración ( $D_N = 3$  pulgadas).**



**Figura 3-27. Segundo modo de vibración ( $D_N = 3$  pulgadas).**



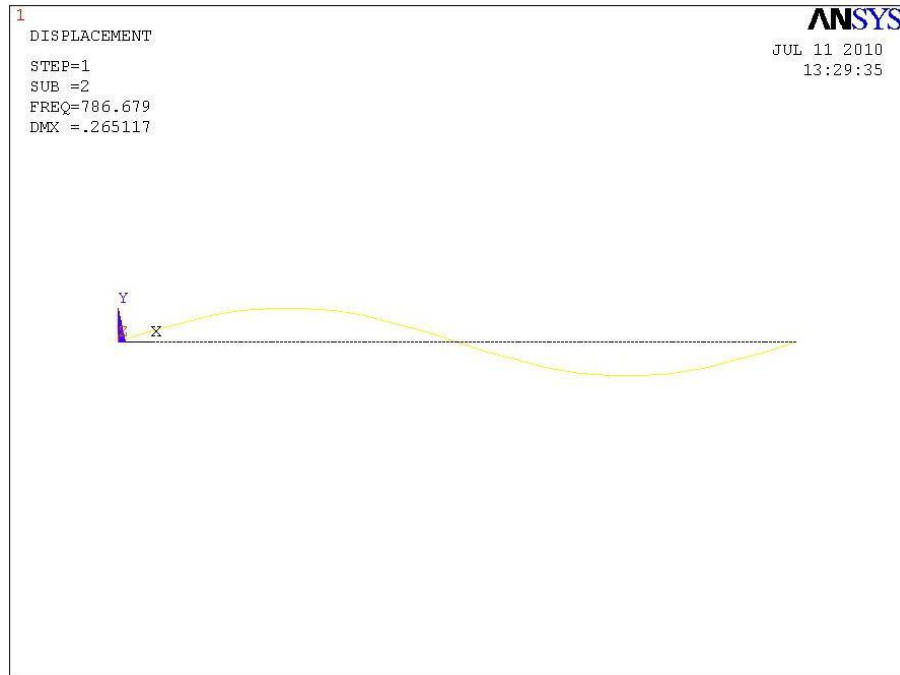
**Figura 3-28. Tercer modo de vibración ( $D_N = 3$  pulgadas).**



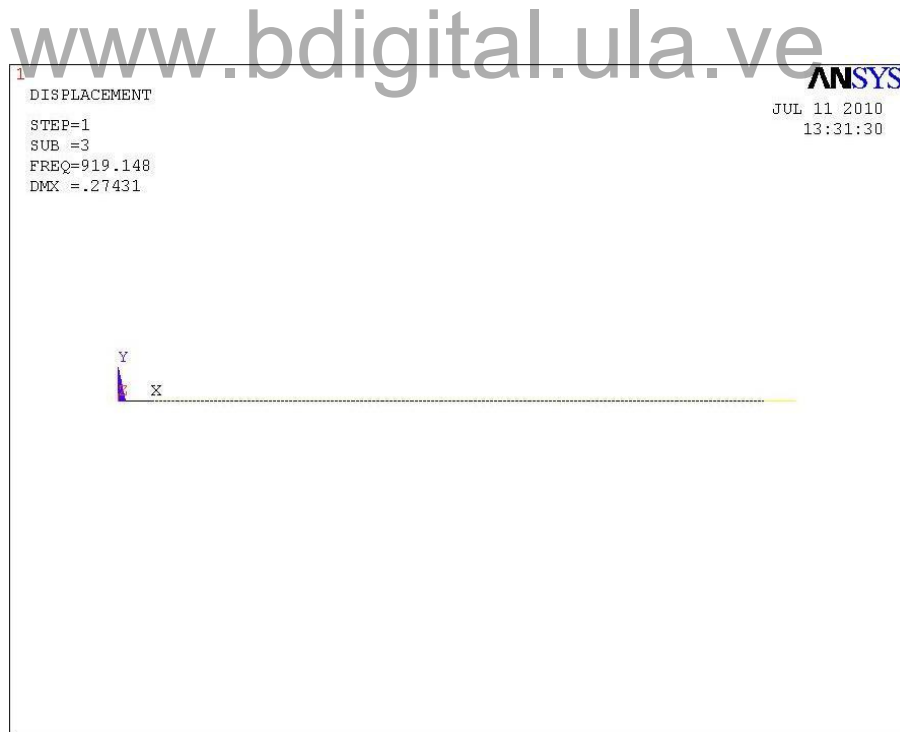
**Figura 3-29. Cuarto modo de vibración ( $D_N = 3$  pulgadas).**



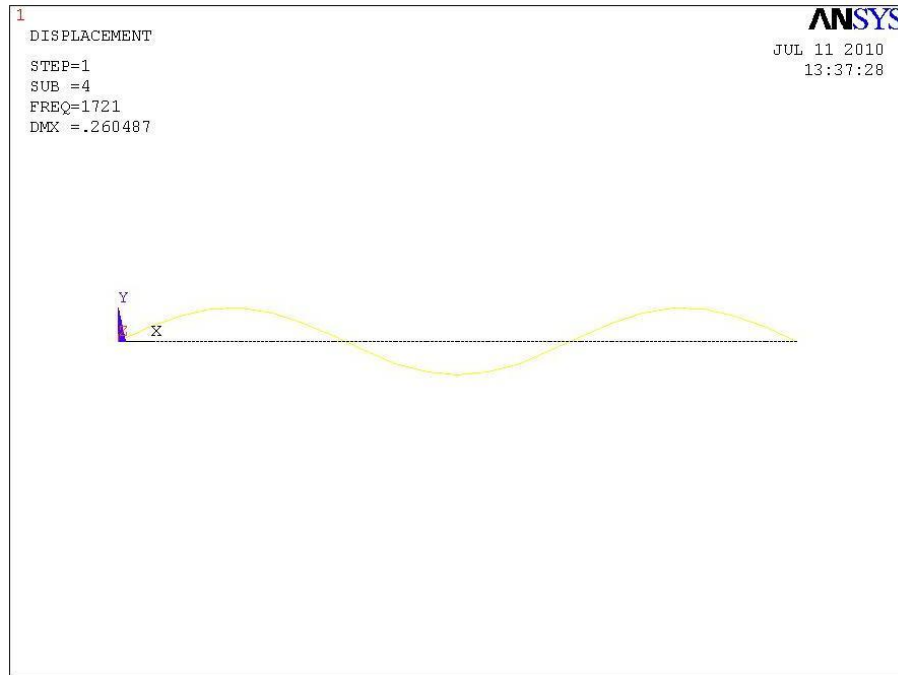
**Figura 3-30. Primer modo de vibración ( $D_N = 4$  pulgadas).**



**Figura 3-31. Segundo modo de vibración ( $D_N = 4$  pulgadas).**



**Figura 3-32. Tercer modo de vibración ( $D_N = 4$  pulgadas).**



**Figura 3-33. Cuarto modo de vibración ( $D_N = 4$  pulgadas).**

www.bdigital.ula.ve

Nótese que los modos mostrados en las figuras 3-28 y 3-32 corresponden a modos de vibración longitudinales. Dado que las vibraciones de interés para el caso en estudio son las transversales, las formas modales de las figuras 3-29 y 3-33 constituyen entonces el tercer modo de vibración (transversal) para el tramo de tubería con diámetro nominal 3 y 4 pulgadas, respectivamente.

### **3.3 Desarrollo del modelo numérico para el análisis de la interacción fluido-estructura**

De acuerdo con Murakami, Mochida y Sakamoto (citados por Pittard, 2003), el fenómeno de la interacción fluido-estructura representa uno de los problemas más difíciles en el campo de la dinámica de los fluidos.

A pesar de esa dificultad, en los últimos tiempos el estudio de la interacción fluido-estructura ha sido acometido por un creciente número de investigadores. Esto se debe principalmente al incremento en la velocidad y eficiencia de las técnicas numéricas

actuales y a la creciente capacidad de cálculo de las computadoras modernas, que permiten abordar problemas que, aún teniendo solución numérica, no era factible resolver.

Lo anterior no quiere decir que no se hayan realizado intentos por describir este fenómeno de manera analítica. Según Pittard (2003), sin embargo, tales descripciones se han basado en simplificaciones acerca del comportamiento del flujo turbulento, por lo cual no ofrecen un modelo adecuado acerca de la manera en que las fuerzas debidas a la presión del fluido excitan a la tubería.

Por otra parte, también se han realizado estudios experimentales al respecto, pero cada uno de ellos ha tenido sus problemas particulares para aislar las vibraciones debidas a las fluctuaciones de presión, de otras posibles fuentes (Pittard, 2003).

En este punto salta a la vista la necesidad de aclarar la física detrás del fenómeno de la interacción fluido-estructura. En su trabajo, Pittard (2003) ofrece una explicación del fenómeno en términos de la transferencia de energía que se produce en la interfaz fluido-estructura, en el caso de flujo turbulento completamente desarrollado a través de una tubería.

Según este autor, aunque intuitivamente pudiera pensarse que la transferencia de energía se produce por el choque de las partículas de fluido contra la pared del tubo, los flujos internos de fluido no tienen ese comportamiento. En ese tipo de flujos, las moléculas de fluido adyacentes a la pared de la tubería están en reposo (por la condición de no deslizamiento), es decir, no tienen velocidad y por ende no poseen energía cinética. Sin embargo, las moléculas que se aproximan a la pared sí tienen velocidad y energía cinética. Esta energía cinética debe entonces convertirse en otra forma de energía cuando estas moléculas alcanzan la pared de la tubería, de acuerdo con la Primera Ley de la Termodinámica. Parte de dicha energía se convierte en calor, que se disipa en los remolinos de turbulencia, pero la mayoría se convierte en energía potencial en forma de presión. Dado que el flujo turbulento se caracteriza por la formación y disipación de remolinos, son éstos los que causan las fluctuaciones de presión en la pared del tubo y excitan la vibración del mismo.

En vista de todo lo anterior, es claro que una mejor manera de describir el fenómeno de la interacción fluido-estructura es mediante el uso de modelos numéricos.

Actualmente existen programas comerciales que modelan la interacción fluido-estructura. Pittard (2003) enumera algunos de ellos y aclara que, aunque sus respectivos códigos se basan en el principio de transferencia de energía antes descrito, dichos programas modelan el flujo turbulento a través de la ecuación de Navier-Stokes de número de Reynolds promedio (RANS, por sus siglas en inglés). Esta técnica produce resultados promediados en el tiempo por lo que no reflejan las fluctuaciones propias del flujo turbulento. Puesto que la fuente de excitación para la vibración de la tubería yace en las fluctuaciones de presión del flujo, el modelo RANS no es una opción viable para describir tal excitación.

Aparte de la técnica RANS, existen otras técnicas que permiten obtener las fluctuaciones de presión que interesan al análisis de la interacción fluido-estructura.

Por una parte se tiene la técnica de simulación numérica directa (DNS, por sus siglas en inglés), que intenta resolver el movimiento no estacionario de todas las estructuras del flujo turbulento (tanto los remolinos de turbulencia grandes, como los de menor escala). Esta técnica tiene un costo computacional tan alto que, aún con las computadoras actuales, no es posible obtener soluciones para problemas prácticos de interés ingenieril. La otra opción existente, la simulación de remolinos grandes (LES, por sus siglas en inglés), constituye un punto intermedio entre la DNS y la RANS. Con esta técnica se obtienen las características de flujo no estacionarias de los remolinos turbulentos grandes y se modelan los remolinos turbulentos de menor escala. Aunque todavía costosa a nivel computacional, con computadoras de gran capacidad es factible obtener soluciones para problemas prácticos reales (Çengel y Cimbala, 2006).

La investigación llevada a cabo por Pittard en 2003, al tomar en cuenta todos estos aspectos, consistió en modelar el comportamiento del fluido en régimen turbulento completamente desarrollado, a través de la implementación de la técnica LES mediante un programa comercial (FLUENT<sup>®</sup>), para obtener los valores de fluctuación

de presión en las paredes internas de la tubería estudiada, en función del caudal circulante. Estos valores fueron exportados a un modelo de elementos finitos de la tubería con el cual se obtuvo la respuesta dinámica de la misma, expresada en términos de la desviación estándar de la aceleración en el punto medio del tramo de tubería objeto de su estudio.

Es de hacer notar que la forma de presentar los resultados por parte de Pittard, tenía que ver con la finalidad de su investigación, la cual constituyó la base a partir de la cual se desarrolló un trabajo posterior (el de Pittard et al., 2004), cuyo objetivo era comprobar la relación entre el caudal que circula por una tubería y la vibración transversal que ésta experimenta.

Dado que en el último trabajo referido se efectuaron mediciones experimentales con un acelerómetro ubicado en el punto medio del tramo de tuberías estudiado, es claro que los resultados interesaban en dicho punto. Adicionalmente, la salida típica de los acelerómetros viene expresada en valores rms y en múltiplos de  $g$ , es decir, en función de la aceleración de la gravedad, razón por la cual los resultados de Pittard se presentaron de esa manera.

En el cuadro 3-1 se muestran los resultados de la simulación numérica efectuada por Pittard (2003), para un tubo de acero inoxidable AISI 304, con 1,1 m de longitud y para tres diámetros distintos.

Para efectuar esta simulación en un tramo de sólo 10 cm de longitud, Pittard tuvo que emplear una computadora con 32 GB de memoria RAM y cada simulación efectuada –una para cada intervalo de tiempo establecido y para cada caudal considerado–, le consumió aproximadamente 100 horas (Pittard et al., 2004).

Este antecedente condicionó significativamente la presente investigación, pues en vista de los recursos necesarios para realizar un trabajo similar al efectuado por Pittard –tanto en equipo informático como en tiempo–, fue necesario buscar una manera de simplificar el problema.

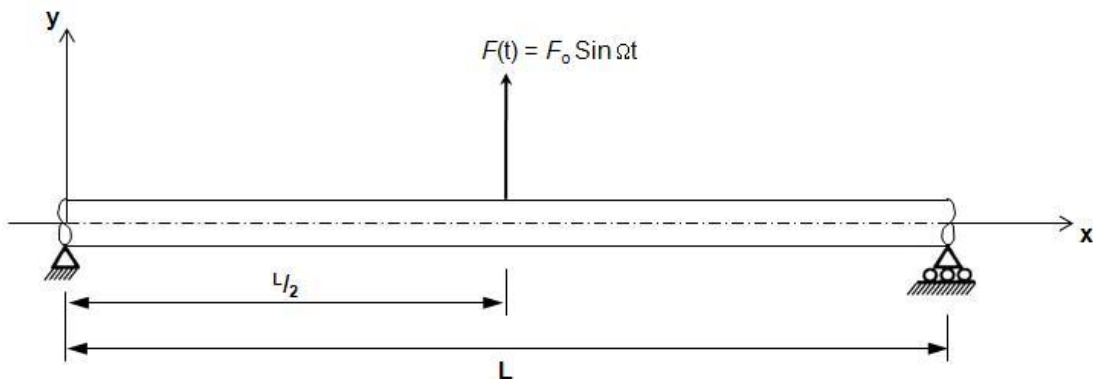
**Cuadro 3-2**

**Resultados de la simulación numérica realizada por Pittard**

Q(L/min)	Diámetro Nominal					
	1,5 pulgadas		3 pulgadas		4 pulgadas	
	P'(Pa)	A'(g)	P'(Pa)	A'(g)	P'(Pa)	A'(g)
150	26,0	$1,07 \times 10^{-3}$				
300	69,7	$6,24 \times 10^{-3}$	6,19	$9,41 \times 10^{-6}$	2,09	$3,48 \times 10^{-7}$
500			13,1	$1,48 \times 10^{-4}$		
750	311	$8,70 \times 10^{-2}$	24,2	$8,03 \times 10^{-4}$		
1000			40,4	$1,73 \times 10^{-3}$	12,9	$1,45 \times 10^{-5}$
1250			62,1	$4,92 \times 10^{-3}$		
1500			80,1	$7,36 \times 10^{-3}$	24,8	$1,98 \times 10^{-4}$

*Nota.* Datos tomados de *Large Eddy Simulation Based Turbulent Flow-Induced Vibration of Fully Developed Pipe Flow* (p. 87). Pittard, 2003.

En ese sentido, se decidió utilizar los resultados obtenidos por Pittard en conjunto con el modelo estructural descrito en el apartado 3.1, aproximando de este modo el fenómeno físico real al caso de una viga simplemente apoyada sometida a la acción de una fuerza periódica transversal aplicada en su punto medio, tal como se muestra en la Figura 3-34.



**Figura 3-34. Modelo físico simplificado.**

La elección de este modelo simplificado obedece al resultado obtenido al evaluar la ecuación 2-14. De acuerdo con dicho resultado, Blevins (1990) señala que el primer modo de vibración domina la respuesta dinámica de una tubería simplemente apoyada por la cual circula un fluido.

Por otra parte, la solución analítica para las vibraciones transversales del sistema físico mostrado en la figura 3-34 es la siguiente (Singiresu, 2007):

$$Y(x, t) = \frac{2F_0}{ML} \left[ \sum_{i=1,5,9,\dots}^{\infty} \frac{\sin(i\pi x/L)}{\omega_i^2 - \Omega^2} \left( \sin \Omega t - \frac{\Omega}{\omega_i} \sin \omega_i t \right) - \sum_{i=3,7,11,\dots}^{\infty} \frac{\sin(i\pi x/L)}{\omega_i^2 - \Omega^2} \left( \sin \Omega t - \frac{\Omega}{\omega_i} \sin \omega_i t \right) \right] \quad (3-1)$$

donde,  $M = m + \rho A$ , es la densidad lineal del material del tubo y del fluido contenido en él, y los valores de  $\omega_i$  vienen dados por:

$$\omega_i = \frac{i^2 \pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{M}} \quad (3-2)$$

Al evaluar la ecuación 3-1 con los distintos valores que puede tomar  $\omega_i$ , se puede verificar que también el primer modo de vibración de este sistema físico es el que domina su respuesta dinámica (nótese que  $\omega_2 = 4\omega_1$  y que  $\omega_3 = 9\omega_1$ ).

Obviamente existen otros sistemas físicos que pudieron haber sido utilizados (por ejemplo, una viga simplemente apoyada sometida a una carga armónica uniformemente distribuida); sin embargo, el sistema elegido resulta ser el más simple de cara a su utilización como herramienta de análisis, además de que los datos experimentales disponibles (los del trabajo de Pittard et al.), al corresponder al mismo punto donde se aplica la carga en el modelo seleccionado, permiten su validación.

Derivando dos veces la ecuación 3-1 para los tres primeros modos de vibración, se tiene:

$$\frac{\partial^2 Y(x, t)}{\partial t^2} = \frac{2F_0}{ML} \left[ \frac{\sin(\pi x/L)}{\omega_1^2 - \Omega^2} (\Omega \omega_1 \sin \omega_1 t - \Omega^2 \sin \Omega t) - \frac{\sin(3\pi x/L)}{\omega_3^2 - \Omega^2} (\Omega \omega_3 \sin \omega_3 t - \Omega^2 \sin \Omega t) \right] \quad (3-3)$$

Resolviendo la ecuación 3-3 para  $x = L/2$  y con los datos mostrados en el cuadro 3-1, es factible obtener los valores de la fuerza impulsora  $F_0$  y su respectiva frecuencia de impulsión,  $\Omega$ . No obstante, la obtención de dichos valores no puede hacerse de manera directa, en primer lugar porque los valores de aceleración del cuadro 3-1 vienen expresados en términos de su desviación estándar y en múltiplos de  $g$ ; en segundo lugar, porque los valores de las fluctuaciones de presión se presentan como desviaciones estándar de las mismas; y por último, porque la ecuación 3-3 también depende del tiempo.

Para poder obtener entonces los valores de  $F_0$  y  $\Omega$  es preciso hacer algunas consideraciones, las cuales se detallan a continuación.

### 3.3.1 Obtención de $F_0$

Interpretando la presión como una fuerza que actúa sobre un área se tiene:

$$F_0 = PA \quad (3-4)$$

Llegados a este punto, se debe aclarar cuáles valores de presión y de área deben introducirse en ecuación 3-4.

En un fluido fluyendo en régimen turbulento, tal como en este caso de estudio, se pueden identificar dos componentes de la presión: la presión media (la que se mediría con un instrumento colocado en la tubería, por ejemplo con un manómetro), y la fluctuación de la presión.

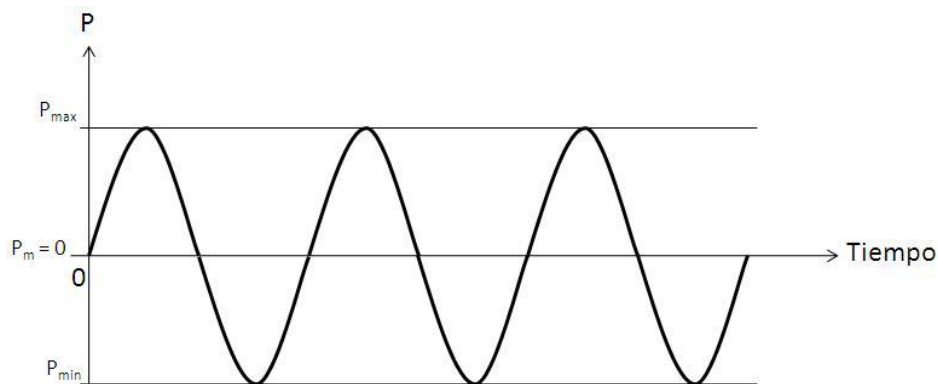
La presión media es la que por diseño debe soportar la tubería y es la que se utiliza en el cálculo del esfuerzo tangencial (o circunferencial, como también es llamado por

algunos autores). Aunque dicha presión media también influye en el movimiento vibratorio, pues las tensiones longitudinales que puede originar en el sistema de tuberías afectan la respuesta dinámica de la misma, este efecto fue despreciado en esta investigación, de acuerdo con las consideraciones hechas por Blevins (1990) para obtener la ecuación 2-1.

Las fluctuaciones de la presión son las que directamente influyen en el mecanismo de excitación de la tubería (Pittard, 2003), por lo tanto sólo el valor de tales fluctuaciones fueron consideradas para la obtención de  $F_0$ .

Pittard (2003), obtuvo el campo de presiones sobre la superficie interna de la tubería estudiada, mostrando valores positivos y negativos para las fluctuaciones de presión lo cual evidencia una inversión total de los valores de dichas fluctuaciones de presión para cada punto sobre la pared de la tubería. Adicionalmente, el mismo autor, luego de tratar estadísticamente los valores para el campo de presiones, consiguió una distribución cercana a la normal (Gaussiana), centrada en un valor de cero para la fluctuación de la presión. Todo lo anterior sugiere que tales fluctuaciones de presión pueden aproximarse a una variación sinusoidal.

Al suponer una fluctuación sinusoidal de la presión (lo que además concuerda con la fluctuación de la fuerza en el modelo físico simplificado), y en vista de que se está despreciando el efecto de la presión media, podemos representar el comportamiento de la presión en el tiempo tal como se muestra en la Figura 3-35.



**Figura 3-35. Variación sinusoidal de la presión.**

Si se sigue el razonamiento de la transferencia de energía en la interfaz fluido-estructura, resulta obvio que la fluctuaciones de presión deben expresarse en valores rms, de la misma manera con que comúnmente se dan los valores de aceleración para el movimiento vibratorio y en donde el valor rms representa un estimado del contenido energético en la vibración de una máquina o estructura (Díaz, s.f.).

Lo anterior es equivalente a la interpretación de “valor eficaz” que en ingeniería eléctrica se hace del valor rms, mediante el cual se puede calcular la potencia disipada por un circuito que funciona con corriente alterna como si se tratara de un circuito en corriente continua (Halliday y Resnick, 1982).

Como ya se mencionó, Pittard obtuvo valores para las fluctuaciones de presión en la pared interna de la tubería estudiada, y luego de procesarlos estadísticamente los presentó en términos de su desviación estándar. Tales valores pueden ser convertidos a valores rms mediante la siguiente ecuación (Terman, citado en [http://en.wikipedia.org/wiki/Root\\_mean\\_square](http://en.wikipedia.org/wiki/Root_mean_square)):

$$rms^2 = \bar{x}^2 + \sigma^2 \quad (3-5)$$

donde,

$\bar{x}$  = valor medio, y  
 $\sigma$  = desviación estándar

Para una fluctuación con valor medio nulo se cumple entonces:

$$rms = \sigma \quad (3-6)$$

Según todo lo anterior podría pensarse que el valor de presión a introducir en la ecuación 3-4 debería ser directamente la desviación estándar de las fluctuaciones de presión; sin embargo, al inspeccionar la expresión para la fuerza fluctuante del modelo simplificado, es claro que su efecto en la tubería también es susceptible de estimarse mediante un “valor eficaz”. Si se utilizara el valor de desviación estándar, se estaría subvalorando a  $F_0$  y, en consecuencia, su efecto sobre la tubería.

Para obtener entonces el valor de  $F_0$  fue preciso encontrar lo valores picos de presión.

El valor rms para una onda sinusoidal viene dado por (Smith y Wolf, 1992):

$$rms = \frac{A}{\sqrt{2}} \quad (3-7)$$

Donde  $A$  es la amplitud máxima de la oscilación.

Finalmente, la presión pico considerada fue:

$$rms = \sigma = P' = \frac{P}{\sqrt{2}} \rightarrow P = \sqrt{2}P' \quad (3-8)$$

En relación con el área a utilizar en la ecuación 3-4, al observar la Figura 3-36 (donde se ha representado solamente la cuarta parte de la superficie cilíndrica de la tubería), se puede inferir que:

$$dF = PdA \quad (3-9)$$

y,

$$dA = Ld\theta \quad (3-10)$$

De acuerdo con la naturaleza del modelo simplificado elegido, la fuerza impulsora actúa únicamente en la dirección vertical, por lo tanto la componente horizontal de la fuerza no se toma en cuenta. De esta manera, el diferencial de fuerza de interés para el análisis es:

$$dF_y = PdA_y \quad (3-11)$$

De las figuras 3-37 y 3-38 se tiene:

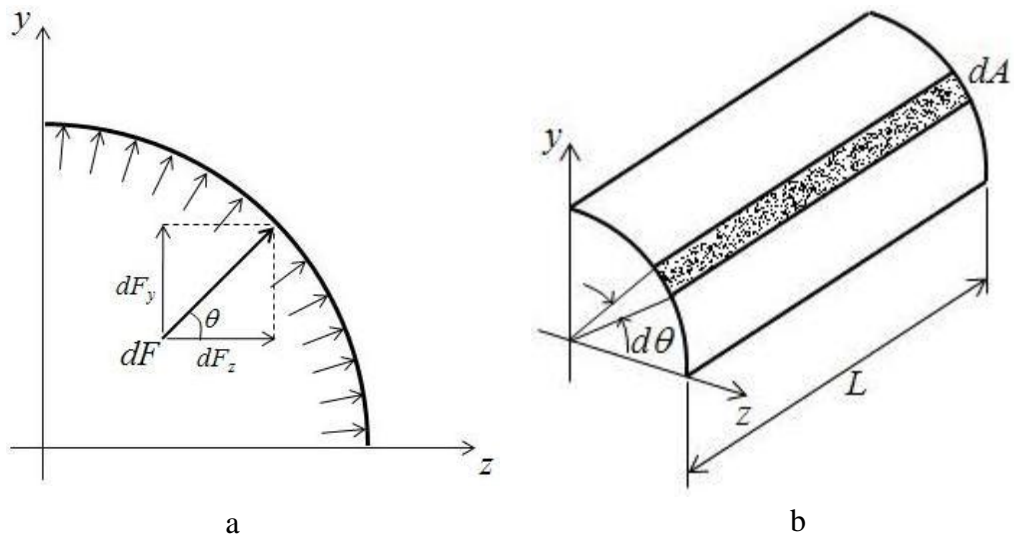
$$dA_y = Ldz \quad (3-12)$$

$$z = R\cos\theta \quad (3-13)$$

$$dz = -R\sin\theta d\theta \quad (3-14)$$

Tomando en cuenta que el vector unitario del diferencial de área,  $dA_y$ , tiene dirección  $-\mathbf{j}$ , entonces el diferencial de fuerza vertical es:

$$dF_y = PLR\sin\theta d\theta \quad (3-15)$$

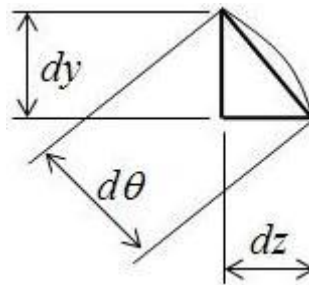


**Figura 3-36. Elementos diferenciales:** (a) de fuerza, y (b) de área.

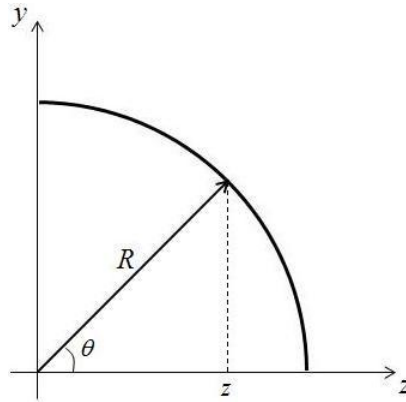
Integrando a ambos lados:

$$\int_0^{F_y} dF_y = \int_0^{\pi/2} PLR \sin\theta d\theta \quad (3-16)$$

$$F_y = PLR \quad (3-17)$$



**Figura 3-37. Descomposición del diferencial de arco  $d\theta$ .**



**Figura 3-38. Conversión de coordenadas polares a rectangulares.**

La ecuación 3-17 permite calcular el valor de la fuerza vertical para un cuarto de la superficie cilíndrica interna de la tubería. Si se toma la mitad superior de la superficie, el valor será:

$$F_y = PLD \quad (3-18)$$

Resulta evidente que para la mitad inferior de la tubería el valor será el mismo obtenido con la ecuación 3-18 pero de sentido opuesto, es decir, el valor será negativo. Esto implicaría que el valor de la fuerza vertical que actúa sobre la totalidad de la superficie interna de la tubería sería nulo. Sin embargo, se debe recordar que al suponer una variación sinusoidal de la presión, la misma fluctúa entre dos valores de igual magnitud pero de signo opuesto, por lo tanto se puede asumir que para un par de puntos situados en la superficie interna de la tubería, y simétricamente opuestos en la dirección transversal, se tiene un valor positivo de la fluctuación de presión en el superior y uno negativo en el inferior (o viceversa), lo que es equivalente a duplicar el efecto de la presión en la mitad superior de la tubería. De esta manera se hace una estimación más conservadora donde el valor de  $F_0$  viene dado por:

$$F_0 = 2PLD \quad (3-19)$$

Finalmente, sustituyendo P según lo obtenido en la ecuación 3-8, el valor a ser utilizado en el modelo simplificado es:

$$F_0 = 2\sqrt{2}P'LD \quad (3-20)$$

### 3.3.2 Obtención de $\Omega$

La ecuación 3-3 da directamente el valor de la aceleración para un instante de tiempo determinado. Ya que en el Cuadro 3-2 se presentan valores para la aceleración en términos de su desviación estándar (y por un razonamiento análogo al realizado para las fluctuaciones de presión, equivalente al valor rms), es claro que no puede encontrarse directamente el valor de  $\Omega$ .

No obstante, si se supone un valor de  $\Omega$  y se evalúa la ecuación 3-3 para un número significativo de instantes de tiempo, se puede calcular la desviación estándar de los valores de la aceleración así obtenidos, que de esta manera sí pueden ser comparados con los resultados mostrados en el Cuadro 3-2. Este proceso debe repetirse para cada valor supuesto de  $\Omega$  hasta que ambos valores coincidan.

Es evidente que para poder llevar esto a cabo se requiere implementar un método numérico en una computadora. Para el caso en estudio, dicho método debe permitir obtener las raíces de la ecuación 3-3, con  $\Omega$  como variable.

Entre los métodos numéricos que se pueden emplear para este fin se consiguen dos grupos: métodos cerrados, y métodos abiertos.

En los métodos cerrados la raíz se busca dentro de un intervalo predeterminado, lo que implica tener al menos una idea previa acerca del comportamiento de la función estudiada; con cada aplicación repetida de estos métodos se genera una aproximación cada vez más cercana a la raíz verdadera, es decir, son métodos convergentes. En los métodos abiertos, por el contrario, se requiere sólo un valor inicial o un par de ellos, pero que no necesariamente deben encerrar a la raíz. Estos últimos, por lo general, son mucho más veloces que los métodos cerrados; sin embargo, a veces, los métodos de este último tipo se alejan de la raíz verdadera a medida que se avanza en el cálculo, es decir, divergen (Chapra y Canale, 2007).

Por la garantía de convergencia, es lógico que la primera opción al seleccionar un método numérico para obtener el valor de  $\Omega$  sea uno del tipo cerrado. En este caso, el requerimiento de un intervalo predeterminado puede ser satisfecho en virtud de las

siguientes consideraciones: en primer lugar, la interpretación hecha por Halliday y Resnick (1982) del valor rms como un “valor eficaz”, implica que los valores de desviación estándar obtenidos al evaluar la ecuación 3-3 siempre serán iguales o mayores que cero; y, por otra parte, de acuerdo con el análisis hecho tanto de la ecuación 2-14 como de la ecuación 3-1, al conocer que el primer modo de vibración domina la respuesta dinámica de los sistemas físicos que estas modelan, podemos limitar la búsqueda de  $\Omega$  hasta el valor de la frecuencia fundamental del sistema físico estudiado.

Esta última consideración se justifica aún más cuando se evalúa el comportamiento de las frecuencias naturales de una tubería por la que circula un fluido (Ecuación 2-12). En el Cuadro 3-3 puede observarse que conforme aumenta el caudal que circula por la tubería (y por ende, la velocidad del fluido), las frecuencias naturales permanecen prácticamente constantes hasta que la velocidad del flujo alcanza aproximadamente un 15% de la velocidad crítica (Ecuación 2-11), momento a partir del cual se produce una disminución rápida de las frecuencias naturales.

### Cuadro 3-3

#### Variación de las frecuencias naturales con la velocidad del flujo

Q(m <sup>3</sup> /min)	v(m/s)	v/v <sub>c</sub>	$\omega_1$ (s <sup>-1</sup> )	$\omega_2$ (s <sup>-1</sup> )
0,50	1,75	0,0019	1.419,95	5.679,81
0,75	2,62	0,0029	1.419,95	5.679,81
1,00	3,50	0,0038	1.419,94	5.679,81
1,50	5,25	0,0058	1.419,93	5.679,80
10,00	34,97	0,0384	1.418,85	5.679,01
50,00	174,85	0,1920	1.392,05	5.659,59
200,00	699,38	0,7681	892,36	5.343,68
260,00	909,20	0,9985	75,08	5.093,82

*Nota.* Tubería de acero inoxidable 304/304L, D<sub>N</sub>= 3 pulg, schedule 40, E=1,93x10<sup>11</sup> Pa,  $\rho/L=11,2$  kg/m, v<sub>c</sub>=911 m/s. Fluido: Agua,  $\rho=998,2$  kg/m<sup>3</sup>,  $\mu=1,01 \times 10^{-3}$  N-s/m<sup>2</sup>

Como se dijo al comienzo de esta sección, el flujo turbulento se caracteriza por la formación y disipación de remolinos, siendo éstos los que causan las fluctuaciones de

presión en la pared del tubo, excitando la vibración del mismo. Dado que la velocidad del flujo está directamente relacionada con su turbulencia, es claro que en la medida en que aumente la velocidad, mayor será la excitación en la tubería. Por otra parte, las velocidades de flujo que comúnmente se utilizan en la práctica, no son tan altas como las mostradas en el Cuadro 3-3. De todo esto se deduce que los problemas estructurales asociados a la vibración del sistema, especialmente los problemas de resonancia, tienen mayor probabilidad de ocurrir en el rango de frecuencias de excitación que va desde cero hasta la primera frecuencia natural.

Teniendo esto en cuenta se eligió el método de Bisección por ser uno de los más sencillos de implementar y por la claridad que ofrece para el análisis del error asociado al propio método (Chapra y Canale, 2007).

A continuación se desarrolló un programa en MATLAB<sup>®</sup> para implementar el método. El código del programa desarrollado se muestra en el Anexo A.

Vale destacar que en dicho programa se estableció un lapso de tiempo, con sus correspondientes sub-intervalos, que se corresponden con los tiempos e intervalos de muestreo utilizados por Pittard et al. en la parte experimental de su trabajo, esto con la finalidad de utilizar los resultados experimentales de su investigación para validar el modelo simplificado utilizado en este trabajo.

### ***3.3.3 Resultados obtenidos para la interacción fluido-estructura***

Con el programa desarrollado, y utilizando como datos de entrada los resultados mostrados en el Cuadro 3-1, los valores de  $F_0$  dados por la Ecuación 3-20, así como también las características geométricas y propiedades del material de las tuberías estudiadas (Material: Acero Inoxidable 304/304L;  $D_N = 1,5; 3$  y  $4$  pulgadas, schedule 40;  $E = 1,93 \times 10^{11}$  Pa;  $\rho/L = 11,2$  kg/m; Fluido: Agua;  $\rho = 998,2$  kg/m<sup>3</sup>;  $\mu = 1,01 \times 10^{-3}$  N-s/m<sup>2</sup>), se obtuvieron los resultados que se muestran en el Cuadro 3-4 para la frecuencia de impulsión de la fuerza  $F_0$ , con los cuales fue posible calcular, mediante

la Ecuación 3-1, el máximo desplazamiento transversal originado por dicha fuerza impulsora.

### Cuadro 3-4

#### Resultados para la interacción fluido-estructura

Q (L/min)	Diámetro Nominal								
	1,5 pulgadas			3 pulgadas			4 pulgadas		
	Fo (N)	$\Omega$ (s <sup>-1</sup> )	Y ( $\mu$ m)	Fo (N)	$\Omega$ (s <sup>-1</sup> )	Y ( $\mu$ m)	Fo (N)	$\Omega$ (s <sup>-1</sup> )	Y ( $\mu$ m)
150	3,32	7,30	3,66						
300	8,89	15,87	9,83	1,50	0,76	0,17	0,67	0,12	0,03
500				3,18	5,66	0,36			
750	39,67	49,08	44,16	5,87	16,62	0,67			
1000				9,79	21,45	1,12	4,11	0,82	0,20
1250				15,05	39,62	1,72			
1500				19,41	45,91	2,23	7,89	5,82	0,38

Nota. Y = Máximo desplazamiento transversal del punto medio de la tubería estudiada. Los valores se presentan en  $\mu$ m ( $1 \times 10^{-6}$  m) por razones de espacio.

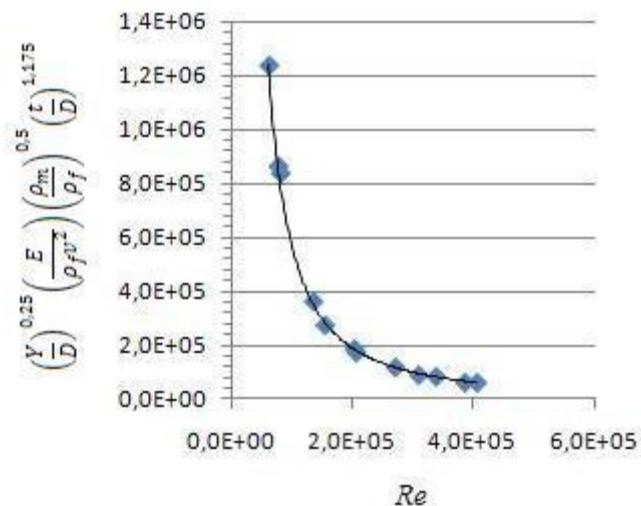


Figura 3-39. Coeficiente adimensional  $(Y/D)^{0,25} [E/(\rho_f v^2)] (\rho_m/\rho_f)^{0,5} (t/D)^{1,175}$  en función del número de Reynolds,  $Re$ .

En la Figura 3-39 se muestra la cantidad  $(Y/D)^{0,25}[E/(\rho_f v^2)](\rho_m/\rho_f)^{0,5}(t/D)^{1,175}$  graficada como una función del número de Reynolds,  $Re = (\rho_f vD)/\mu$ . Estos parámetros se consiguieron mediante el análisis dimensional del problema físico estudiado. En dichos parámetros,  $D$  es el diámetro interno (real) de la tubería,  $E$  y  $\rho_m$  son, respectivamente, el módulo de elasticidad y la densidad del material,  $\rho_f$  y  $\mu$  son la densidad del fluido (agua) y su viscosidad, respectivamente,  $t$  es el espesor de pared de la tubería y  $v$  es la velocidad promedio del fluido, calculada como  $Q/A_{\text{sección}}$ , donde  $A_{\text{sección}}$  es el área seccional de la tubería.

La curva mostrada en esta figura queda muy bien representada mediante un ajuste potencial, según la expresión:

$$(Y/D)^{0,25}[E/(\rho_f v^2)](\rho_m/\rho_f)^{0,5}(t/D)^{1,175} = (5,636 \times 10^{13})Re^{-1,598} \quad (3-21)$$

$$R^2 = 0,999$$

El valor obtenido para el coeficiente de determinación,  $R^2$ , indica que esta curva potencial explica el 99,9% de la variabilidad de los datos.

De esta manera, mediante la utilización de la Ecuación 3-21, es posible estimar la respuesta dinámica del tramo de tubería objeto de estudio, expresada en términos de la máxima deflexión transversal en su punto medio.

### 3.4 Determinación de los esfuerzos estáticos y dinámicos

Como se mencionó en el apartado 2.3, el código ASME B31.3 proporciona, entre otras cosas, una guía para determinar los niveles seguros de esfuerzo en la tubería y su vida de diseño.

A tal efecto el código utiliza un enfoque simplificado, presentando unas ecuaciones con las cuales se obtiene, para el rango de temperaturas bajas a moderadas, un factor de seguridad que oscila entre 3 y 1 (Woods y Baguley, 1997).

Según estos mismos autores, la razón de esta simplificación radica en la presunción de que los códigos serían muy poco utilizados si las ecuaciones especificadas fueran

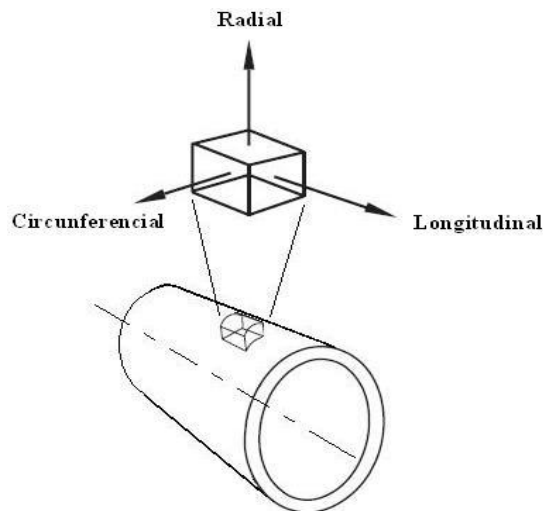
muy complicadas y difíciles de utilizar o, dicho en otras palabras, los códigos encontrarían poca aceptación si sus técnicas y procedimientos estuvieran más allá del conocimiento promedio de un ingeniero de tuberías.

En este sentido, las ecuaciones que presenta el código están basadas en dos teorías de falla: la de tensión normal máxima y la de cortadura máxima o de Tresca.

La primera de estas teorías establece que para un punto de la tubería, cuando cualquiera de los tres esfuerzos principales en dicho punto supere la resistencia a la fluencia del material a la temperatura de operación, ocurrirá la falla de la tubería.

Por su parte, la teoría de Tresca establece que cuando el valor del máximo esfuerzo cortante exceda la mitad de la resistencia a la fluencia del material, a la temperatura de operación, se producirá la falla. Para esta teoría, el máximo esfuerzo cortante es el promedio aritmético del mayor esfuerzo principal menos el más pequeño de tales esfuerzos, donde se toman como positivos los esfuerzos a tracción y como negativos cuando actúan a compresión.

Vale aclarar en este punto que las direcciones de los mencionados esfuerzos principales, para el caso de una tubería, vienen definidas tal como se muestra en la Figura 3-40.



**Figura 3-40. Direcciones y esfuerzos principales en una tubería.** Adaptado de “The Practical Guide to ASME B31.3 - Process Piping” por Woods y Baguley, 1997.

Como condición inicial de diseño, el código ASME B31.3 establece dos esfuerzos admisibles: el esfuerzo por presión nominal –que viene siendo el esfuerzo principal circunferencial–, que no debe exceder la resistencia a la fluencia del material de la tubería a la temperatura de operación; y, la suma de los esfuerzos longitudinales debidos a la presión, el peso y otras cargas permanentes, además de los esfuerzos debidos a cargas ocasionales, suma que no debe exceder 1,33 veces el valor del esfuerzo permisible en caliente,  $S_h$  (esfuerzo permisible según el código para el material a la temperatura de operación del sistema de tuberías).

Es de resaltar que los valores establecidos por el código para el esfuerzo permisible  $S_h$  incluyen un factor de seguridad que compensa las imprecisiones debidas al uso de esta técnica simplificada que consiste en sumar los esfuerzos longitudinales calculados individualmente (Woods y Baguley, 1997).

Según lo mencionado en la sección 2.3, y de acuerdo con los alcances y limitaciones de esta investigación, sólo fueron considerados esfuerzos de tipo primario, a saber:

- Esfuerzos debidos a la presión de trabajo,
- Esfuerzos debidos al peso (de la tubería propiamente dicha y del fluido contenido en ella); y,
- Esfuerzos debidos al desplazamiento transversal causado por la vibración inducida por el flujo interno de fluido.

De estos esfuerzos, los mencionados en primero y segundo lugar pueden considerarse constantes durante la operación del sistema de tuberías, mientras que los mencionados en último lugar son de naturaleza variable. Con el fin de diferenciarlos, en esta investigación se llamó a los primeros *esfuerzos estáticos* y a los últimos *esfuerzos dinámicos*.

### 3.4.1 Determinación de los esfuerzos estáticos

De acuerdo con la clasificación hecha en esta investigación, los primeros esfuerzos estáticos a considerar son los debidos a la presión de trabajo.

Los esfuerzos principales debidos a la presión, según lo indicado en la Figura 3-40 vienen dados por (Woods y Baguley, 1997):

- Esfuerzo principal longitudinal (LPS, por sus siglas en inglés):

$$LPS = \frac{PD}{4T} \quad (3-22)$$

- Esfuerzo principal circunferencial (CPS, por sus siglas en inglés):

$$CPS = \frac{PD}{2T} \quad (3-23)$$

- Esfuerzo principal radial (RPS, por sus siglas en inglés):

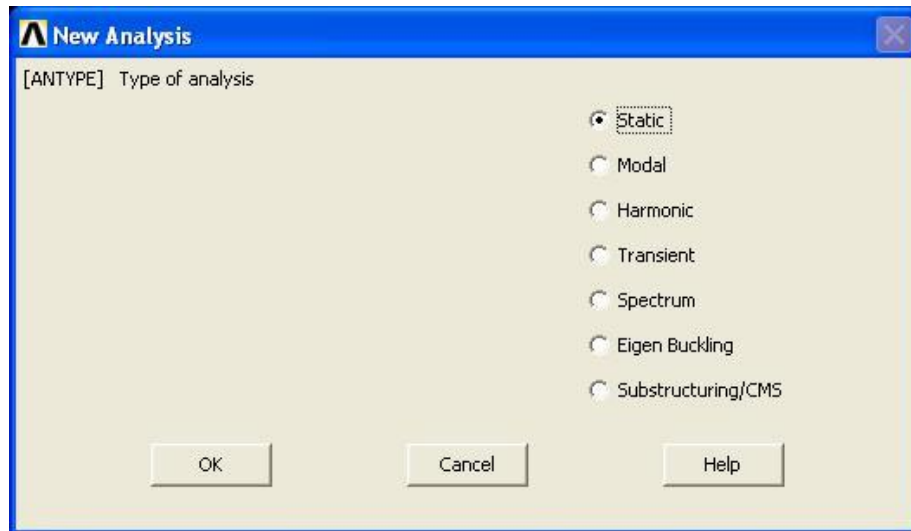
$$\begin{aligned} RPS &= P, \text{ en la superficie interna de la tubería; y} \\ RPS &= 0, \text{ en la superficie exterior de la tubería} \end{aligned} \quad (3-24)$$

En las ecuaciones 3-22 a 3-24,  $P$  es la presión nominal de operación del sistema de tuberías,  $D$  es el diámetro externo de la tubería y  $T$  es el espesor de pared del tubo.

En esta investigación, no se consideró la presión interna para la deducción de la ecuación que gobierna las vibraciones transversales de la tubería (ver apartado 2.6), por lo tanto no se tomó un valor específico de presión de trabajo. Los cálculos correspondientes, a manera de ejemplo, se muestran en el Capítulo IV.

El siguiente paso consistió en determinar los esfuerzos estáticos inducidos por el peso de la tubería propiamente dicha y del fluido contenido en ella. Para ello se realizó un análisis estático (ver Figura 3-41) del modelo numérico estructural desarrollado con

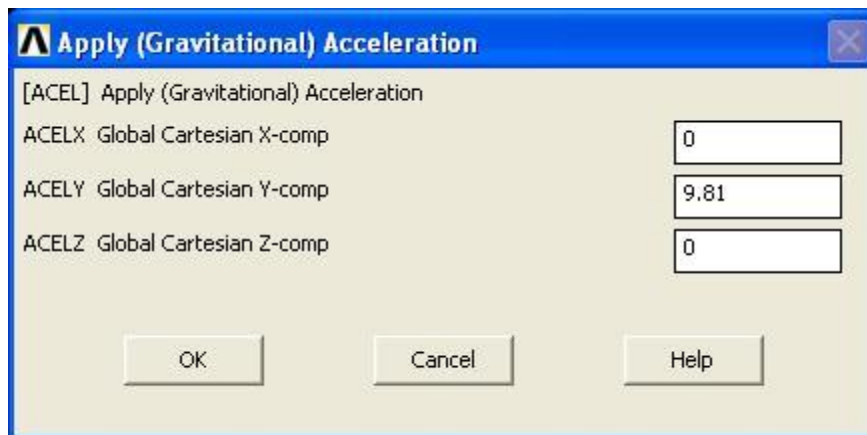
anterioridad en el apartado 3.1, mediante la implementación del MEF en el software comercial ANSYS®.



**Figura 3-41. Tipo de análisis seleccionado para la determinación de los esfuerzos debidos al peso.**

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

Para modelar el efecto de la gravedad y así poder evaluar el efecto del peso en el modelo como una carga inercial, se introdujo un valor positivo de  $9,81 \text{ m/s}^2$  para la aceleración en la dirección vertical del modelo, tal como se muestra en la Figura 3-42.



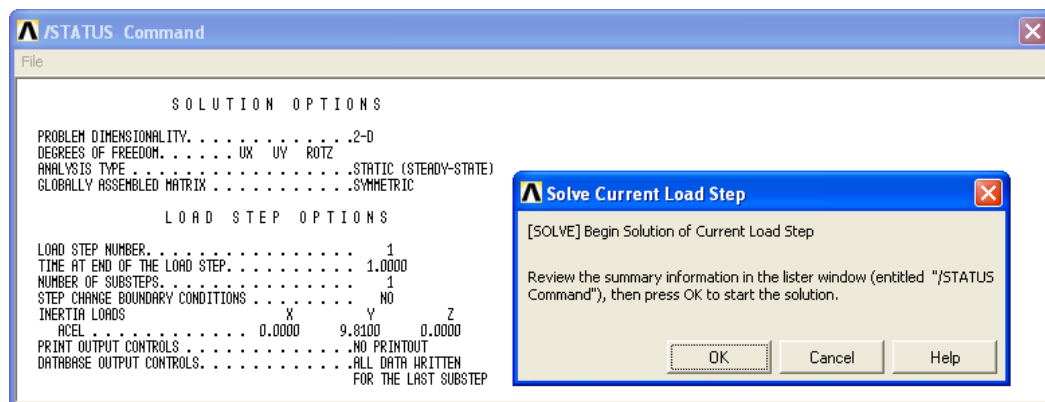
**Figura 3-42. Aplicación de aceleración gravitacional al modelo.**

En la Figura 3-43 se muestra el modelo luego de aplicada la aceleración; puede verse que el efecto de la gravedad se simula acelerando la tubería hacia arriba.



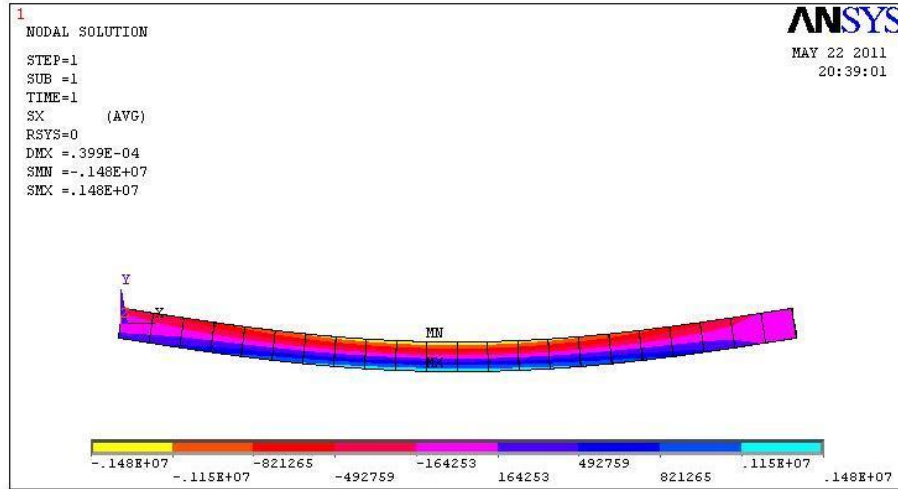
**Figura 3-43. Modelado del efecto de la gravedad sobre la tubería.**

A continuación se procedió a resolver el problema con las opciones que se muestran en la Figura 3-44.

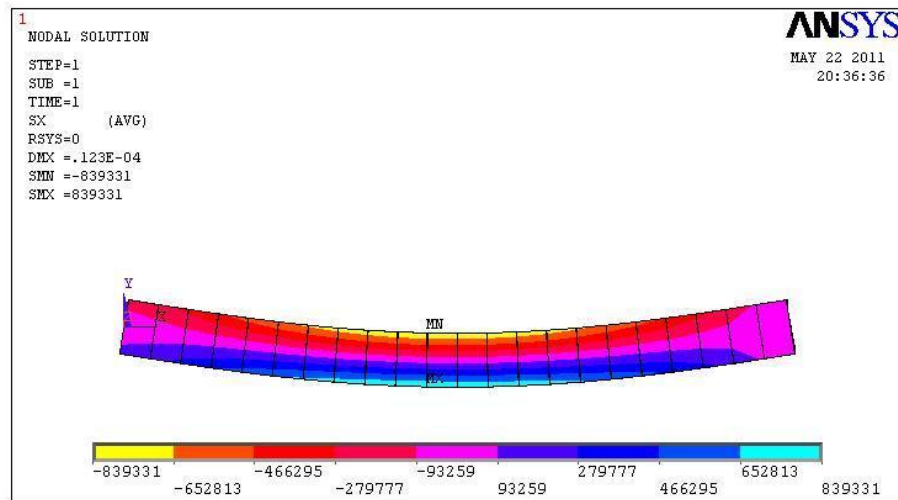


**Figura 3-44. Opciones para la solución del análisis estático efectuado con el fin de determinar los esfuerzos debidos al peso.**

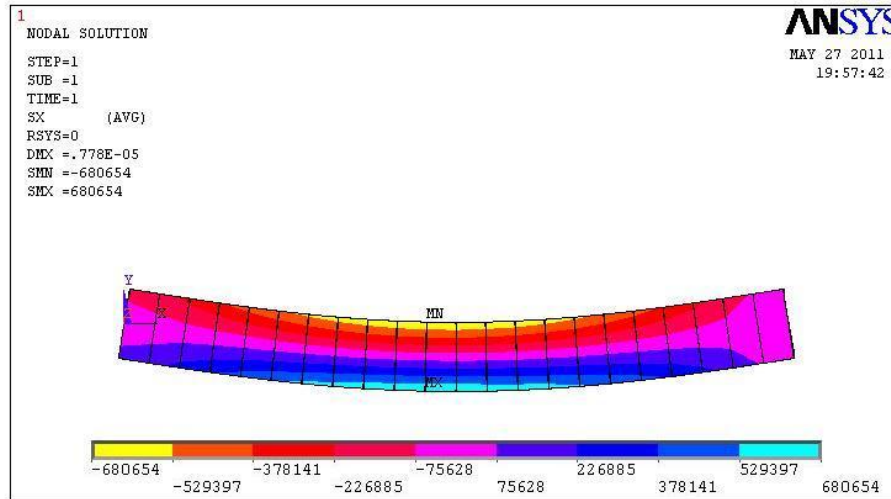
Una vez concluido el trabajo computacional se obtuvieron los resultados que se muestran en las figuras 3-45 a 3-47 para los esfuerzos en la dirección longitudinal y para los desplazamientos transversales máximos, los cuales se resumen en el Cuadro 3-5:



**Figura 3-45.** Esfuerzos en la dirección longitudinal y desplazamiento transversal máximo debido al peso ( $D_N = 1,5$  pulgadas).



**Figura 3-46.** Esfuerzos en la dirección longitudinal y desplazamiento transversal máximo debido al peso ( $D_N = 3$  pulgadas).



**Figura 3-47. Esfuerzos en la dirección longitudinal y desplazamiento transversal máximo debido al peso ( $D_N = 4$  pulgadas).**

**Cuadro 3-5**

**Esfuerzos en la dirección longitudinal y desplazamientos transversales debidos al peso conjunto de la tubería y del fluido**

$D_{nom}$ (Pulg)	$\sigma_{Lm\acute{a}x}$ (Pa)	$\sigma_{Lm\acute{i}n}$ (Pa)	$Y_{m\acute{a}x}$ (m)
1,5	$1,48 \times 10^6$	$-1,48 \times 10^6$	$3,99 \times 10^{-5}$
3	$8,39 \times 10^5$	$-8,39 \times 10^5$	$1,23 \times 10^{-5}$
4	$6,81 \times 10^5$	$-6,81 \times 10^5$	$7,78 \times 10^{-6}$

*Nota.*  $Y_{m\acute{a}x}$  = Máximo desplazamiento transversal debido al peso del punto medio de la tubería estudiada.

**3.4.2 Determinación de los esfuerzos dinámicos**

Siguiendo con la clasificación hecha en esta investigación, los únicos esfuerzos dinámicos considerados fueron los debidos al desplazamiento transversal causado por la vibración inducida por el flujo interno del fluido que circula por la tubería.

Para obtener los valores de tales esfuerzos se tomaron en cuenta los máximos desplazamientos producidos en el punto medio del tramo de tubería estudiado (ver apartado 3.3.3), introduciendo esos valores en el modelo numérico estructural desarrollado en la sección 3.1.

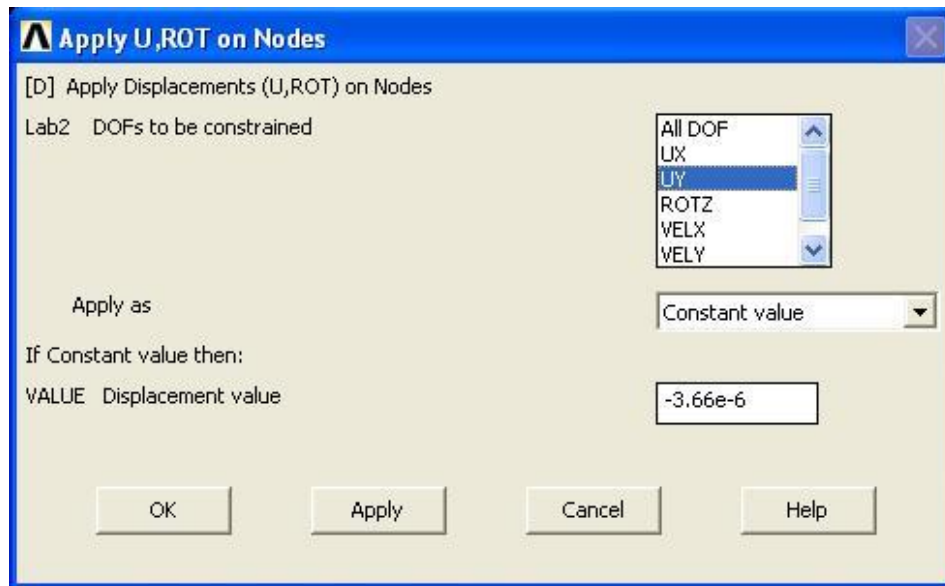
A continuación se llevó a cabo un análisis estático, nuevamente implementando el MEF a través del programa comercial ANSYS®, para cada uno de los diámetros nominales y valores de caudal que se muestran en el Cuadro 3-4. La razón de esta simplificación se indica en la sección 3.5.1.

Nótese que los valores de desplazamiento también podrían obtenerse de la Figura 3-39, inclusive para caudales distintos a los mostrados en el Cuadro 3-4, o más aún, para un tramo de tubería distinto a los tres considerados.

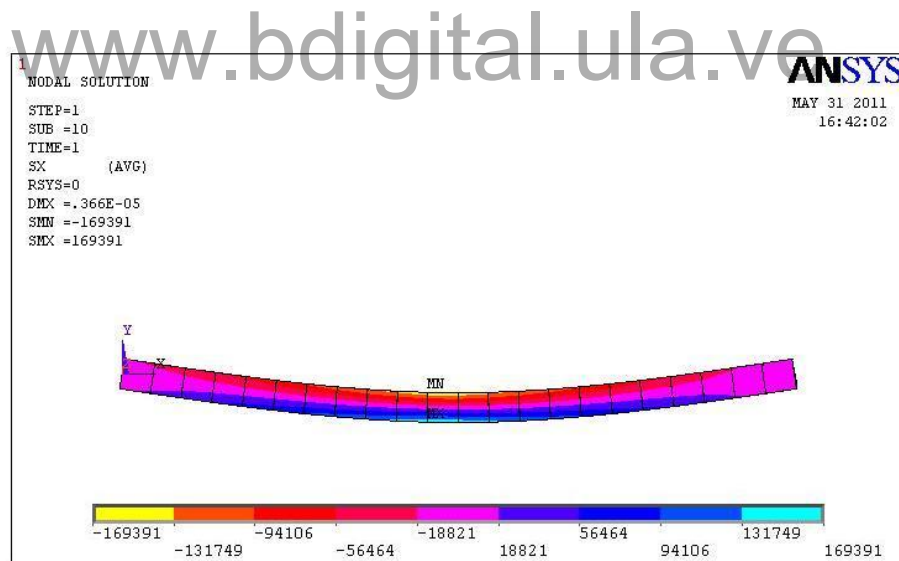
En la Figura 3-48 se muestra la aplicación del desplazamiento en el punto medio del modelo como una restricción en la dirección transversal. El valor negativo se seleccionó para obtener una curvatura hacia abajo, similar a la obtenida por la deformación debida al peso; es claro que el movimiento vibratorio (considerado individualmente) origina deformaciones alternas, de la misma magnitud pero de sentidos opuestos. El valor mostrado corresponde al máximo desplazamiento obtenido en la sección 3.3.3 para un diámetro nominal de 1,5 pulgadas y un caudal de 150 L/min.

Finalmente, tras resolver el problema para cada uno de los diámetros y valores de caudal considerados, se obtuvieron los esfuerzos dinámicos. Las figuras 3-49 a 3-51 muestran la solución para los esfuerzos en la dirección longitudinal en una tubería de 1,5 pulgadas de diámetro nominal para los valores de caudal de 150, 300 y 750 L/min respectivamente.

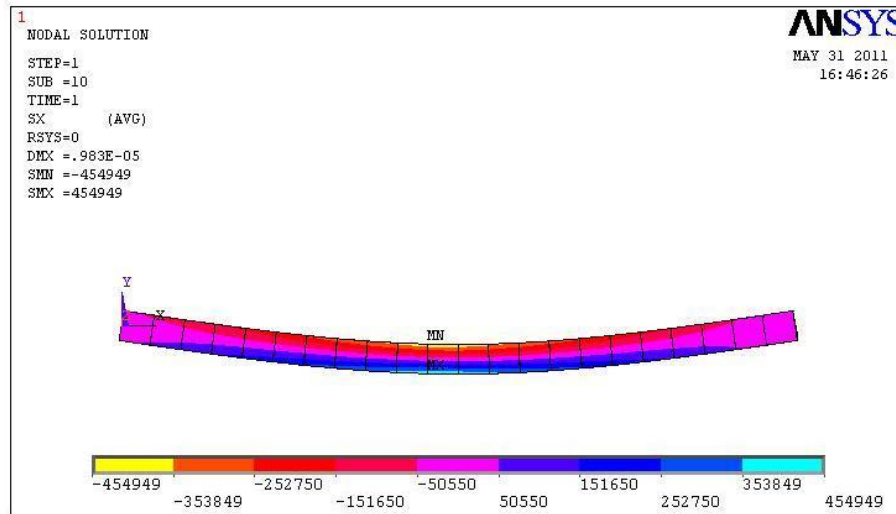
En el Cuadro 3-6 se resumen los esfuerzos en la dirección longitudinal para cada diámetro nominal y caudales considerados.



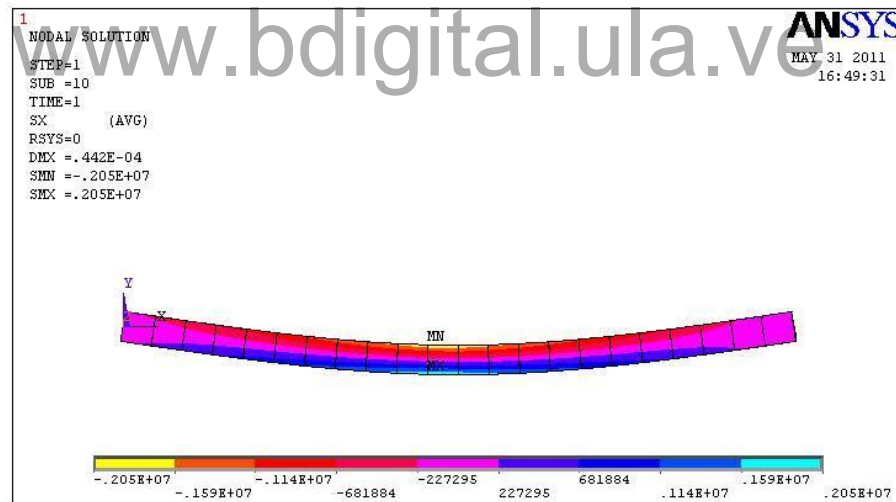
**Figura 3-48.** Aplicación de la restricción de desplazamiento en el nodo correspondiente al punto medio del modelo numérico estructural.



**Figura 3-49.** Esfuerzos dinámicos en la dirección longitudinal ( $D_N = 1,5$  pulgadas,  $Q = 150$  L/min).



**Figura 3-50.** Esfuerzos dinámicos en la dirección longitudinal ( $D_N = 1,5$  pulgadas,  $Q = 300$  L/min).



**Figura 3-51.** Esfuerzos dinámicos en la dirección longitudinal ( $D_N = 1,5$  pulgadas,  $Q = 750$  L/min).

### Cuadro 3-6

**Esfuerzos en la dirección longitudinal y desplazamientos transversales debidos a la vibración inducida por el flujo interno de fluido**

Q (L/min)	Diámetro Nominal					
	1,5 pulgadas		3 pulgadas		4 pulgadas	
	$\sigma_{Lm\acute{a}x}$ (Pa)	$\sigma_{Lm\acute{i}n}$ (Pa)	$\sigma_{Lm\acute{a}x}$ (Pa)	$\sigma_{Lm\acute{i}n}$ (Pa)	$\sigma_{Lm\acute{a}x}$ (Pa)	$\sigma_{Lm\acute{i}n}$ (Pa)
150	$1,69 \times 10^5$	$-1,69 \times 10^5$				
300	$4,55 \times 10^5$	$-4,55 \times 10^5$	$1,46 \times 10^4$	$-1,46 \times 10^4$	$3,46 \times 10^3$	$-3,46 \times 10^3$
500			$3,09 \times 10^4$	$-3,09 \times 10^4$		
750	$2,05 \times 10^6$	$-2,05 \times 10^6$	$5,71 \times 10^4$	$-5,71 \times 10^4$		
1000			$9,52 \times 10^4$	$-9,52 \times 10^4$	$2,13 \times 10^4$	$-2,13 \times 10^4$
1250			$1,46 \times 10^5$	$-1,46 \times 10^5$		
1500			$1,90 \times 10^5$	$-1,90 \times 10^5$	$4,10 \times 10^4$	$-4,10 \times 10^4$

*Nota.* Tubería de acero inoxidable 304/304L, schedule 40,  $E=1,93 \times 10^{11}$  Pa,  $\rho/L=11,2$  kg/m. Fluido: Agua,  $\rho=998,2$  kg/m<sup>3</sup>

Es preciso aclarar que para la determinación de estos esfuerzos dinámicos no se introdujo en el modelo ningún valor para la aceleración de la gravedad pues, según la técnica simplificada utilizada en el Código ASME B31.3, los distintos esfuerzos se calculan por separado para luego sumarse. Si se hubieran tomado en cuenta aquí los efectos de la gravedad se estarían duplicando los mismos al momento de sumar los esfuerzos individuales.

### 3.5 Diseño de la herramienta para el análisis de sistemas de tuberías

Tal como se mencionó en la sección 2.3, el diseño de sistemas de tuberías basado en el código ASME B31.3 consiste en determinar los distintos esfuerzos a los que estará sometido dicho sistema para luego compararlos con los valores admisibles establecidos en el código o, con base en estos valores de esfuerzos admisibles,

dimensionar adecuadamente el sistema de tuberías para las condiciones de operación establecidas en el diseño.

En tal sentido, la herramienta propuesta en esta investigación consiste en una metodología que permite, en primer lugar, estimar de manera aproximada los esfuerzos que soporta un sistema de tuberías como consecuencia de las vibraciones inducidas por el flujo que circula por él, aspecto en el que no se profundiza en el texto del código ASME B31.3; en segundo lugar, determinar la existencia o no de una condición de resonancia asociada al movimiento vibratorio de la tubería; y, por último, realizar un análisis de fatiga debido a tales vibraciones, tópico que el código no considera.

Debe entenderse entonces que la metodología propuesta no pretende en ningún caso sustituir los métodos generales de cálculo sugeridos por el código; más bien se orienta a complementarlo en un aspecto muy específico, el de la consideración de los efectos de la vibración inducida por el flujo interno de fluido.

Por otra parte, dada la naturaleza dinámica de los esfuerzos debidos a la vibración, parecería suficiente considerar dichos esfuerzos solamente para un análisis de fatiga; sin embargo, los valores de esfuerzo pico producidos por la vibración podrían, de alcanzar un valor suficientemente grande, ocasionar una falla de la tubería desde el punto de vista puramente estático. Esto se hace más evidente si se piensa en la condición de resonancia.

Además, de acuerdo con la técnica simplificada establecida en el código donde el nivel de esfuerzos en un punto se obtiene por la adición de los distintos esfuerzos calculados individualmente, es factible que para un determinado sistema de tuberías, aún con un valor moderado del esfuerzo debido a la vibración, se alcance el valor permisible establecido en el código.

En consecuencia, la metodología propuesta considera también el esfuerzo pico como una contribución al nivel de esfuerzos estáticos en un punto determinado. Siguiendo la práctica recomendada por Woods y Baguley (1997), ya mencionada en la sección

2.3, la herramienta para el análisis de sistemas de tuberías queda compuesta por los siguientes pasos:

1. Cálculo del nivel de esfuerzo causado por la vibración de la tubería.
2. Comparación con el nivel de esfuerzo permisible desde el punto de vista estático.
3. Evaluación de la posible condición de resonancia.
4. Estimación del número de ciclos de carga.
5. Comparación con el nivel de esfuerzo a fatiga para la vida proyectada del sistema de tuberías.

#### ***3.5.1 Paso 1: Cálculo del nivel de esfuerzo debido a la vibración inducida por el flujo interno de fluido***

El nivel de esfuerzo ocasionado por la vibración de la tubería viene determinado por el esfuerzo pico, entendido éste como el esfuerzo asociado al máximo desplazamiento transversal causado por dicha vibración.

La razón de utilizar el valor pico de esfuerzo obedece a que en el comportamiento a fatiga de metales, sólo interesan los valores máximos y mínimos de tensión, sin importar la forma en que varía dicha tensión entre dos picos (Avilés, 2005).

Entonces, para obtener el valor de esfuerzo pico se procede de manera similar a lo detallado en el apartado 3.4.2, con la salvedad de que se utilizaría la Figura 3-39 o la Ecuación 3-21 para conseguir el máximo desplazamiento transversal del punto medio del tramo de tubería.

El valor así obtenido será utilizado tanto en el Paso 2 como en el Paso 5 de esta metodología, tomando en cuenta algunas consideraciones adicionales para ese último paso, que se detallan en el apartado 3.5.5.

### ***3.5.2 Paso 2: Comparación con el esfuerzo admisible desde el punto de vista estático***

El siguiente paso de la metodología consiste en sumar a los esfuerzos longitudinales debidos a la presión y al peso (que se obtienen como se detalló en el apartado 3.4.1), el valor de esfuerzo obtenido en el Paso 1.

El esfuerzo resultante debe entonces compararse con el esfuerzo permisible establecido en el código, según el parágrafo 302.3.6 del mismo.

### ***3.5.3 Paso 3: Evaluación de la posible condición de resonancia***

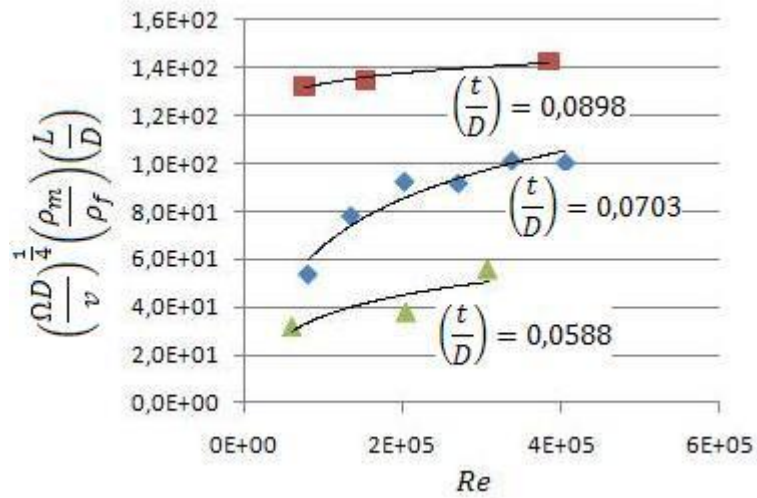
Como puede apreciarse al ver los valores de frecuencia en los cuadros 3-3 y 3-4, es claro que la condición de resonancia sólo podría darse en el caso de tener una velocidad de flujo excesivamente alta o una combinación de material de la tubería y fluido circulante tal que haga muy bajo el valor de la velocidad crítica ( $v_c$ , determinada mediante la ecuación 2-11).

Como quiera que los valores de frecuencia mostrados en el Cuadro 3-4 corresponden a una fuerza equivalente ficticia, este paso de la metodología consiste simplemente en determinar la razón  $v/v_c$ , valor que no debería ser mayor que 0,015.

### ***3.5.4 Paso 4: Estimación del número de ciclos de carga***

De acuerdo con la aproximación hecha en esta investigación, la estimación del número de ciclos de carga se fundamenta en el valor de la frecuencia de impulsión de la fuerza ficticia,  $\Omega$ , obtenida en el apartado 3.3.2.

Realizando un análisis dimensional similar al efectuado en el apartado 3.3.3, los valores de frecuencia contenidos en el Cuadro 3-4 pueden representarse como se muestra en la Figura 3-52.



**Figura 3-52. Coeficiente adimensional  $(\Omega D/v)^{1/4}(\rho_m/\rho_f)(L/D)$  en función del número de Reynolds,  $Re$ .**

Las curvas mostradas se obtienen mediante un ajuste logarítmico, según las expresiones:

$$(\Omega D/v)(\rho_m/\rho_f)(L/D) = 6,39\text{Ln}(Re) + 59,66 ; (t/D) = 0,0898 \quad (3-25)$$

$$R^2 = 0,969$$

$$(\Omega D/v)(\rho_m/\rho_f)(L/D) = 28,46\text{Ln}(Re) - 262,28 ; (t/D) = 0,0703 \quad (3-26)$$

$$R^2 = 0,920$$

$$(\Omega D/v)(\rho_m/\rho_f)(L/D) = 12,73\text{Ln}(Re) - 110,53 ; (t/D) = 0,0588 \quad (3-27)$$

$$R^2 = 0,722$$

Como puede verse, el valor del coeficiente de determinación para la ecuación 3-27 representa un ajuste bastante pobre en comparación con las ecuaciones precedentes. En este caso un ajuste polinómico daría un mejor ajuste, pero representaría una curva con una tendencia distinta a las anteriores.

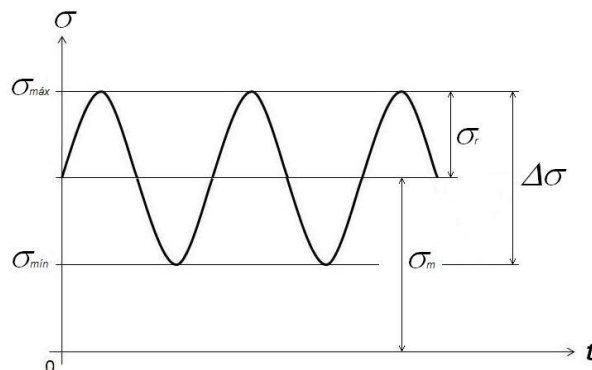
De esta manera, con la Figura 3-52 y las ecuaciones 3-25 a 3-27, puede obtenerse un valor de frecuencia (en  $s^{-1}$ ), que al ser dividido entre  $2\pi$  se transforma en ciclos por segundo (Hz). Sacando el inverso de la frecuencia en Hz se puede conocer el período de la oscilación, es decir, el tiempo para un ciclo de carga (en s).

Finalmente, conociendo la vida proyectada de la instalación (años), los días de operación por año, así como el tiempo de operación previsto por día hábil, se puede tener una estimación del número de ciclos de carga a ser considerado en el análisis de fatiga.

### ***3.5.5 Paso 5: Comparación con el nivel de esfuerzo a fatiga para la vida proyectada del sistema de tuberías***

Siguiendo la técnica simplificada del código ASME B31.3, y al igual que lo establecido en el Paso 2, para determinar los valores de esfuerzo a utilizar en el análisis de fatiga, se deben sumar los esfuerzos longitudinales debidos a la presión, al peso y al desplazamiento originado por la vibración de la tubería; pero a diferencia de lo planteado en el Paso 2, donde solamente interesaba obtener el valor máximo para el esfuerzo, se debe tomar en cuenta la naturaleza alternante del movimiento vibratorio, es decir, interesa conocer tanto el valor variable como el valor medio de la tensión en el punto considerador de la tubería.

La Figura 3-53, en conjunto con las ecuaciones 3-28 y 3-29, permite aclarar esta terminología.



**Figura 3-53. Terminología para tensiones medias y variables.**

El valor para la tensión variable viene dado por:

$$\sigma_r = \frac{1}{2}(\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}) \quad (3-28)$$

El valor de la tensión media se obtiene con:

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}) \quad (3-29)$$

Vale aclarar que en el apartado 3.4.2, se determinaron los esfuerzos debidos a la vibración de la tubería, considerando esta última como un efecto aislado. Esto equivale a un caso de tensiones uniaxiales alternas, donde la tensión media es nula (Avilés, 2005).

Resulta claro que al sumar los efectos debidos a la presión (tensión longitudinal pura), el peso (flexión) y la vibración (flexión alternante), se obtiene una tensión media distinta de cero.

Avilés (2005) señala que al estudiar el comportamiento a fatiga de un material sometido a una tensión media no nula, el esfuerzo límite de fatiga se ve afectado por el valor de dicha tensión media, de tal manera que no pueden aplicarse los procedimientos que normalmente se utilizan en el caso de materiales sometidos a tensiones uniaxiales alternas.

Esto significa que no basta simplemente con obtener los coeficientes o factores modificativos del límite de fatiga del material estudiado, sino que además debe evaluarse el efecto de la tensión media sobre dicho límite.

Teniendo esto en cuenta, este último paso de la metodología propuesta consta de las siguientes actividades:

1. Entrando en la curvas de fatiga para el material de la tubería (por ejemplo las que se encuentran en el código ASME BPV, u otras fuentes de que se disponga, tal como el diagrama logarítmico para aceros que se muestra en la Figura 3-54), con

el número de ciclos obtenido en el Paso 4, se obtiene el valor del límite de resistencia a la fatiga  $\sigma'_n$ , correspondiente al ensayo de probeta rotatoria.

2. Se determinan los coeficientes o factores modificativos del límite de fatiga (como se establece en cualquiera de los textos de diseño mecánico), y se multiplica el  $\sigma'_n$  obtenido anteriormente por dichos coeficientes para conseguir el límite de resistencia a la fatiga para la tubería estudiada,  $\sigma_e$ .
3. Con el valor de  $\sigma_e$ , y siguiendo la recomendación de Avilés (2005), se utiliza el criterio de Soderberg para obtener los valores corregidos de resistencia a la fatiga para vida infinita,  $\sigma_{e1}$ , y para vida finita,  $\sigma_{u1}$ , por medio de las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{e1} = \sigma_e \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}}\right) \quad (3-30)$$

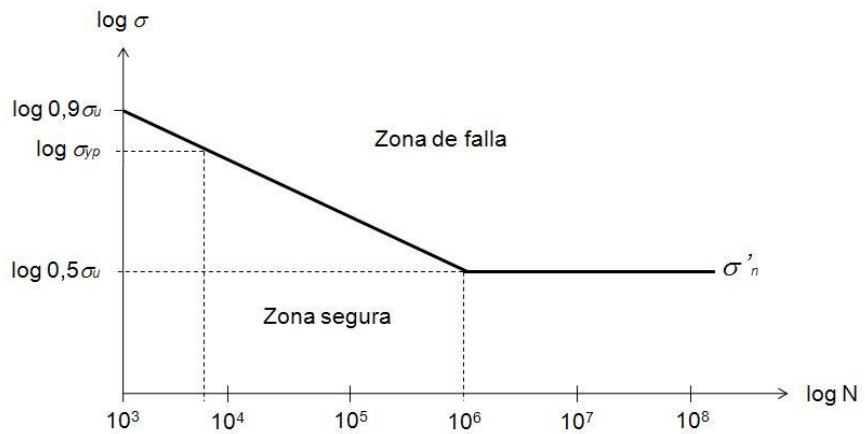
$$\sigma_{u1} = 0,9\sigma_u \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{yp}}\right) \quad (3-31)$$

donde:

$\sigma_u$  = Resistencia última del material, y

$\sigma_{yp}$  = Punto de fluencia del material.

4. Se construye la curva de fatiga corregida para la tubería con los valores obtenidos de  $\sigma_{e1}$  y  $\sigma_{u1}$ . Nótese que esta curva es válida sólo para el valor dado de  $\sigma_m$ .
5. Finalmente, en la gráfica construida en el paso anterior, se ingresa con los valores de  $\sigma_r$  y de N. Si el punto obtenido se ubica por debajo de la curva de fatiga corregida, el material no fallará en el número de ciclos especificado; en caso contrario, fallará.



**Figura 3-54. Diagrama logarítmico para aceros a falta de datos de ensayos.**

En el Capítulo IV se presenta un ejemplo que ilustra el uso de la herramienta diseñada.

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

CAPÍTULO IV  
ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

Reconocimiento

## CAPÍTULO IV – ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS

### 4.1 Modelo numérico estructural

El modelo numérico estructural desarrollado en esta investigación permitió obtener los modos de vibración de la tubería objeto de estudio, así como también los esfuerzos estáticos y dinámicos que ésta soporta.

Al comparar los resultados obtenidos para los modos de vibración con respecto a la solución analítica reseñada en el Capítulo II, se obtienen, para las frecuencias naturales de los dos primeros modos de vibración, los valores mostrados en el Cuadro 4-1.

#### Cuadro 4-1

#### Comparación de resultados para los modos de vibración

Modo	Diámetro Nominal								
	1,5 pulgadas			3 pulgadas			4 pulgadas		
	$\omega_s$ (s <sup>-1</sup> )	$\omega_a$ (s <sup>-1</sup> )	Error (%)	$\omega_s$ (s <sup>-1</sup> )	$\omega_a$ (s <sup>-1</sup> )	Error (%)	$\omega_s$ (s <sup>-1</sup> )	$\omega_a$ (s <sup>-1</sup> )	Error (%)
1	557,7	558,1	-0,07	1000,6	1004,1	-0,35	1257,5	1265,0	-0,59
2	2223,9	2232,9	-0,40	3960,6	4016,6	-1,39	4942,9	5060,0	-2,32

*Nota.*  $\omega_s$  = Frecuencia obtenida en la simulación (en rad/s);  $\omega_a$  = Frecuencia obtenida con la solución analítica (en rad/s); Error = 100 x ( $\omega_s$  -  $\omega_a$ )/ $\omega_a$ . Los valores mostrados para  $\omega_a$  se obtuvieron con el caudal máximo considerado para cada diámetro.

Del cuadro anterior se puede inferir que los resultados obtenidos mediante la simulación numérica basada en el modelo estructural en ningún caso se desvían más allá de un 2,3% con respecto a la solución analítica.

Adicionalmente, si se comparan estos resultados con los que se obtienen mediante la Ecuación 2-10 (que da la frecuencia fundamental para el tubo sin agua), se pueden observar valores prácticamente iguales (en realidad ligeramente mayores en aproximadamente un 0,002%) que el valor  $\omega_a$ . Esto concuerda con lo indicado por

Blevins (1990), en el sentido que el flujo de líquido tiene el efecto de disminuir la frecuencia natural del conjunto tubería – fluido transportado.

#### 4.2 Modelo numérico para la interacción fluido-estructura

Los resultados obtenidos con el modelo numérico para la interacción fluido-estructura permiten calcular, a través de la Ecuación 3-3, los valores aproximados de la aceleración ( $a$ ) en el punto medio del modelo simplificado de la Figura 3-34. Estos valores, tras ser puestos en unidades consistentes (g) y convertidos en valores rms (siguiendo un razonamiento similar al indicado en el apartado 3.3.1), fueron comparados con los resultados experimentales conseguidos por Pittard et al. (2003) para un diámetro nominal de 3 pulgadas, según se muestra en el Cuadro 4-2.

#### Cuadro 4-2

Comparación de resultados con respecto a los datos experimentales obtenidos por Pittard et al.

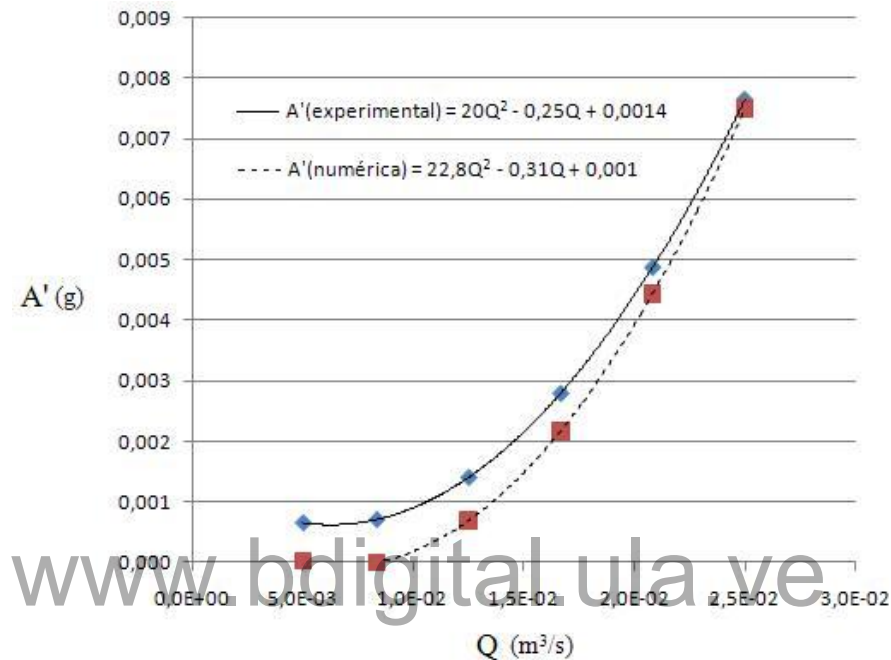
Q (L/min)	$a'$ (g)	A' (g)	er (%)
300	$1,0381 \times 10^{-5}$	$6,5000 \times 10^{-4}$	-98,40
500	$1,6258 \times 10^{-4}$	$7,0556 \times 10^{-4}$	-76,96
750	$8,7312 \times 10^{-4}$	$1,4000 \times 10^{-3}$	-37,63
1000	$1,8726 \times 10^{-3}$	$2,7889 \times 10^{-3}$	-32,85
1250	$5,2322 \times 10^{-3}$	$4,8722 \times 10^{-3}$	7,39
1500	$7,7786 \times 10^{-3}$	$7,6500 \times 10^{-3}$	1,68

*Nota.* Cuadro elaborado parcialmente con datos tomados de “Experimental and numerical investigation of turbulent flow induced pipe vibration in fully developed flow” por M. Pittard, R. Evans, R. Maynes y J. Blotter, 2004, Review of Scientific Instruments, 75(7), 2400.

er = Error relativo porcentual.

Se aprecia claramente que el error relativo porcentual es alto para valores de caudal bajos, y va disminuyendo conforme aumenta el caudal.

Este comportamiento resultó idéntico al reportado por Pittard et al. (2003) en su investigación y se muestra en la Figura 4-1.



**Figura 4-1. Comparación de los resultados numéricos y experimentales obtenidos por Pittard et al.** Elaborado a partir de las ecuaciones presentadas en “Experimental and numerical investigation of turbulent flow induced pipe vibration in fully developed flow” por M. Pittard, R. Evans, R. Maynes y J. Blotter, 2004, Review of Scientific Instruments, 75(7), 2400.

Las curvas evidencian que a valores altos de caudal prácticamente coinciden. En este sentido, los mismos autores señalan que tal comportamiento se debe a que la contribución del flujo turbulento, a bajos caudales, es un componente muy pequeño de la vibración total de la tubería; al ir aumentando la rata de flujo, la vibración inducida por el flujo turbulento se convierte en un componente cada vez más significativo de la respuesta dinámica de la tubería.

Lo anterior implica, en relación con el diseño de sistemas de tubería, que a caudales de bajos a moderados, los efectos de la vibración inducida por el flujo interno de fluido quedan solapados por los debidos a otras posibles fuentes de vibración; es decir, que los resultados obtenidos en esta investigación son relevantes valores de caudal altos (por ejemplo, mayores a 1000 L/min para una tubería de 3 pulgadas de diámetro nominal).

### 4.3 Esfuerzos estáticos y dinámicos

#### 4.3.1 Esfuerzos estáticos

Como ya se mencionó en el apartado 3.4.1, en esta investigación no se tomó un valor específico de presión de trabajo; por tal motivo la determinación de los esfuerzos estáticos se limitó a los debidos al peso de la tubería y del fluido contenido en ella.

En el Cuadro 4-3 se comparan los resultados obtenidos numéricamente para los esfuerzos y deflexiones máximas debidas al peso de la tubería, con los valores correspondientes a la solución analítica, determinados según las ecuaciones 4-1 a 4-3 (Singer y Pytel, 1982).

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{Mc}{I} \quad (4-1)$$

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{wL^2}{8} \quad (4-2)$$

$$\delta_{m\acute{a}x} = \frac{5wL^4}{384EI} \quad (4-3)$$

donde:

M = Momento flector,

c = Radio externo de la tubería,

I = Momento de inercia de la sección,

w = Peso por unidad de longitud (del tubo y del fluido),

L = Longitud del tramo de tubería,

E = Módulo de elasticidad del material de la tubería.

### Cuadro 4-3

#### Comparación de resultados para los esfuerzos y deformaciones debidas al peso con respecto a la solución analítica

$D_{\text{nom}}$ (Pulg)	Solución Numérica		Solución Analítica		$e_{r\sigma}$ (%)	$e_{r\delta}$ (%)
	$\sigma_{\text{máx}}$ (Pa)	$\delta_{\text{máx}}$ (m)	$\sigma_{\text{máx}}$ (Pa)	$\delta_{\text{máx}}$ (m)		
1,5	$1,480 \times 10^6$	$3,990 \times 10^{-5}$	$1,478 \times 10^6$	$3,993 \times 10^{-5}$	0,12	-0,06
3	$8,393 \times 10^5$	$1,230 \times 10^{-5}$	$8,395 \times 10^5$	$1,234 \times 10^{-5}$	-0,02	-0,32
4	$6,807 \times 10^5$	$7,780 \times 10^{-6}$	$6,807 \times 10^5$	$7,775 \times 10^{-6}$	0,01	0,06

*Nota.*  $e_{r\sigma}$  = Error relativo porcentual con respecto al esfuerzo máximo calculado analíticamente;  $e_{r\delta}$  = Error relativo porcentual con respecto a la deflexión máxima calculada analíticamente.

Los errores relativos mostrados en el Cuadro 4-3 no superan el 0,32% lo cual refleja la coincidencia entre la solución numérica y la analítica para el cálculo de los esfuerzos estáticos debidos al peso. Esto resulta lógico dada la sencillez del modelo simplificado escogido.

#### 4.3.2 Esfuerzos dinámicos

Como quiera que los resultados obtenidos para los esfuerzos dinámicos se basan en la aplicación al modelo numérico estructural de unas cargas variables equivalentes –las cuales constituyen la simplificación de un fenómeno muy complejo–, la única forma de validar adecuadamente tales resultados implica la realización de experimentos sobre modelos físicos reales, los cuales están fuera de los alcances establecidos en esta investigación.

Sin embargo, es posible hacer una comparación entre la solución obtenida con el modelo numérico (que se consiguió mediante un análisis estático), y la solución que puede conseguirse de manera analítica, con las ecuaciones 4-1, 4-4 y 4-5 (Singer y Pytel, 1982).

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{PL}{4} \quad (4-4)$$

$$\delta_{m\acute{a}x} = \frac{PL^3}{48EI} \quad (4-5)$$

donde:

P = Carga concentrada aplicada en el punto medio ( $F_o$ ),

L = Longitud del tramo de tubería,

E = Módulo de elasticidad del material de la tubería,

I = Momento de inercia de la sección.

En el Cuadro 4-4 se comparan los resultados obtenidos numéricamente para los esfuerzos y deflexiones máximas debidas a la vibración inducida por el flujo interno de fluido, con los valores correspondientes a la solución analítica, determinados con las ecuaciones antes mencionadas.

www.bdigital.ula.ve

**Cuadro 4-4**

**Comparación de resultados para los esfuerzos y deformaciones debidas a la vibración inducida por el flujo interno de fluido con respecto a la solución analítica**

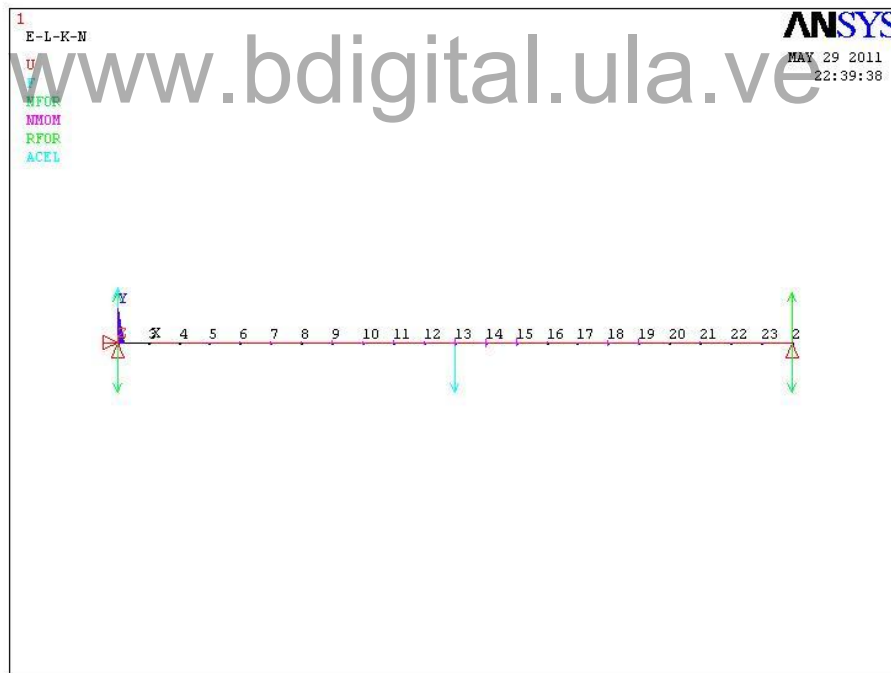
D <sub>nom</sub> (Pulg)	Solución Numérica		Solución Analítica		e <sub>rσ</sub> (%)	e <sub>rδ</sub> (%)
	σ <sub>máx</sub> (Pa)	δ <sub>máx</sub> (m)	σ <sub>máx</sub> (Pa)	δ <sub>máx</sub> (m)		
1,5	2,050×10 <sup>6</sup>	4,420×10 <sup>-5</sup>	2,033×10 <sup>6</sup>	4,392×10 <sup>-5</sup>	0,85	0,63
3	1,896×10 <sup>5</sup>	2,230×10 <sup>-6</sup>	1,893×10 <sup>5</sup>	2,226×10 <sup>-6</sup>	0,14	0,16
4	4,104×10 <sup>4</sup>	3,750×10 <sup>-7</sup>	4,118×10 <sup>4</sup>	3,763×10 <sup>-7</sup>	-0,33	-0,34

*Nota.* e<sub>rσ</sub> = Error relativo porcentual con respecto al esfuerzo máximo calculado analíticamente; e<sub>rδ</sub> = Error relativo porcentual con respecto a la deflexión máxima calculada analíticamente. Los valores mostrados corresponden al caudal máximo considerado para cada diámetro.

Los errores relativos mostrados en el Cuadro 4-4 no superan el 0,85% lo cual refleja la coincidencia entre la solución numérica y la analítica para el cálculo de los esfuerzos y deformaciones debidas a la vibración inducida por el flujo interno de fluido. Nuevamente, el resultado de la comparación obedece a la sencillez del modelo simplificado escogido.

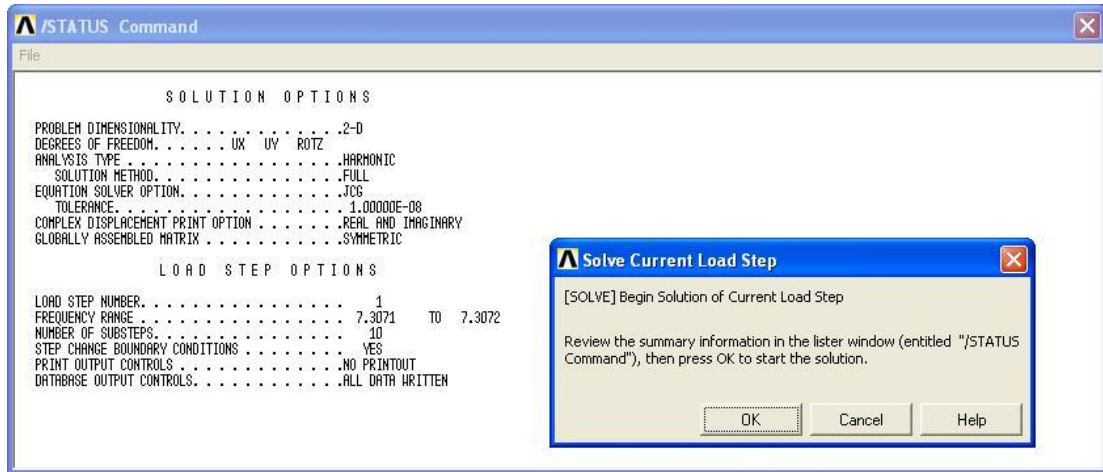
Por otra parte, también es posible validar la aproximación hecha –siguiendo la técnica sugerida por el código ASME B31.3–, con respecto a la superposición de los esfuerzos estáticos y dinámicos calculados individualmente.

Para ello se efectuó un análisis armónico en el programa comercial ANSYS®, introduciendo al modelo numérico estructural, además del peso como carga inercial, los valores de cargas y frecuencias de impulsión presentados en el apartado 3.3.3, tal como se muestra en la Figura 4-2.



**Figura 4-2. Modelo numérico utilizado para el análisis armónico.**

Seguidamente se procedió a resolver el problema para cada diámetro considerado con opciones similares a las que se muestran en la Figura 4-3.



**Figura 4-3. Opciones para la solución del análisis armónico.**

Los resultados obtenidos para los esfuerzos y desplazamientos máximos mediante el análisis armónico se muestran en el Cuadro 4-5, comparándolos con la sumatoria de los esfuerzos y desplazamientos calculados como efectos aislados.

**Cuadro 4-5**

**Comparación de resultados para los esfuerzos y deformaciones calculadas como la sumatoria de efectos aislados con respecto a los obtenidos mediante el análisis armónico**

D <sub>nom</sub> (Pulg)	Sumatoria de Efectos Aislados		Solución mediante Análisis Armónico		e <sub>rσ</sub> (%)	e <sub>rδ</sub> (%)
	σ <sub>máx</sub> (Pa)	δ <sub>máx</sub> (m)	σ <sub>máx</sub> (Pa)	δ <sub>máx</sub> (m)		
1,5	3,530×10 <sup>6</sup>	8,410×10 <sup>-5</sup>	3,540×10 <sup>6</sup>	8,450×10 <sup>-5</sup>	-0,28	-0,47
3	1,029×10 <sup>6</sup>	1,453×10 <sup>-5</sup>	1,030×10 <sup>6</sup>	1,460×10 <sup>-5</sup>	-0,10	-0,48
4	7,217×10 <sup>5</sup>	8,155×10 <sup>-6</sup>	7,218×10 <sup>5</sup>	8,150×10 <sup>-6</sup>	-0,01	0,06

*Nota.* e<sub>rσ</sub> = Error relativo porcentual con respecto al esfuerzo máximo calculado mediante análisis armónico; e<sub>rδ</sub> = Error relativo porcentual con respecto a la deflexión máxima calculada mediante análisis armónico. Los valores mostrados corresponden al caudal máximo considerado para cada diámetro.

Los valores mostrados en el Cuadro 4-5 indican que, para el caso en estudio, la superposición de los esfuerzos y deformaciones obtenidas como efectos aislados coincide con la solución del análisis armónico, con unos errores relativos porcentuales que no superan el 0,48%, demostrando así la validez de la aproximación hecha.

#### **4.4 Herramienta para el análisis de sistemas de tuberías**

Al igual que se aclaró en el apartado anterior, la técnica propuesta en esta investigación para obtener los esfuerzos debidos a la vibración inducida por el flujo de fluido, constituye una simplificación que sólo puede ser validada adecuadamente a través del desarrollo de experimentos, los cuales no se contemplaron en los alcances de este trabajo.

Teniendo esto en cuenta se presenta a continuación, a manera de ejemplo, la aplicación de la herramienta diseñada al análisis de un tramo de tubería.

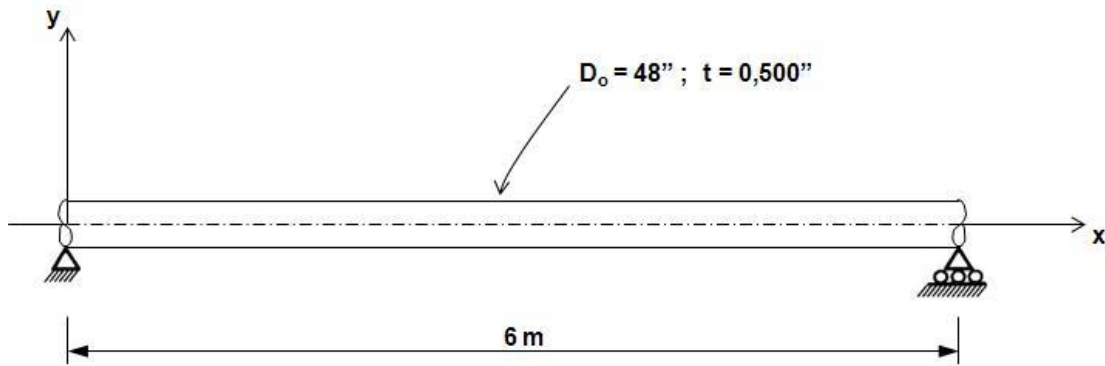
El tramo a estudiar es parte de un sistema de tuberías real: la tubería de salida de la Planta de Tratamiento de Agua de Cordero, la principal instalación del Acueducto Regional del Táchira.

Dicha tubería, de acero al carbono ASTM A53, tiene un diámetro nominal de 48 pulgadas con un espesor de pared de 0,500 pulgadas y por la misma circula, a plena capacidad, un caudal de 5.500 L/s (Vivas y Jaczko, s.f.)

Se estudiará específicamente un tramo que atraviesa el lecho de un curso de agua estacional, cuyo modelo geométrico se muestra en la Figura 4-4.

Por estar el tramo en cuestión a pocos metros de la salida de la Planta de Tratamiento (la cual descarga a presión atmosférica), además de ser prácticamente horizontal, podemos considerar despreciable la presión interna en el tramo.

Si se toma una temperatura ambiental de 20 °C, la densidad del agua será 998,2 kg/m<sup>3</sup> y su viscosidad dinámica 1,01×10<sup>-3</sup> N-s/m<sup>2</sup>.



**Figura 4-4. Modelo geométrico del tramo analizado.**

En el Cuadro 4-6 se muestran los resultados de los cálculos preliminares basados en los datos del tramo de tubería considerado.

**Cuadro 4-6**

**Cálculos preliminares para el tramo de tubería considerado**

$D_{nom}$ (Pulg)	$D_i$ (m)	$A_{fluj}$ ( $m^2$ )	$A_{secc}$ ( $m^2$ )	$I$ ( $m^4$ )	$M$ (kg/m)	$Q$ ( $m^3/s$ )	$v$ (m/s)	$v_c$ (m/s)	$Re$
48	1,194	1,119	$4,81 \times 10^{-2}$	$8,76 \times 10^{-3}$	$1,50 \times 10^3$	5,5	4,914	$3,64 \times 10^3$	$5,83 \times 10^6$

*Nota.*  $D_i$  = Diámetro interno de la tubería;  $A_{fluj}$  = Área de flujo;  $A_{secc}$  = Área de la sección transversal del tubo;  $I$  = Momento de inercia de la sección del tubo;  $M$  = Masa por unidad de longitud del material del tubo y del fluido contenido (agua);  $Q$  = Caudal circulante;  $v$  = Velocidad del fluido;  $v_c$  = Velocidad crítica (Ec. 2-11);  $Re$  = Número de Reynolds.

**Paso 1:**

Siguiendo un procedimiento similar al desarrollado en el apartado 3.4.1 se obtuvieron los siguientes valores para el esfuerzo y la deformación máxima debido al peso conjunto de la tubería y del fluido contenido en ella:

$$\sigma_{m\acute{a}x, \text{ peso}} = 4,59 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\delta_{m\acute{a}x, \text{ peso}} = 1,37 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Con el valor obtenido para el número de Reynolds, y utilizando la Ec. 3-21, se obtiene el desplazamiento máximo aproximado por efecto de la vibración inducida por fluido:

$$\delta_{\text{máx, dinám}} = 3,89 \times 10^{-9} \text{ m}$$

A continuación, siguiendo el procedimiento descrito en 3.4.2, se obtuvo el valor para el esfuerzo máximo aproximado debido a la vibración inducida por el flujo de fluido:

$$\sigma_{\text{máx, dinám}} = 163,71 \text{ Pa}$$

***Paso 2:***

Dado que no se considera la presión interna de la tubería, la sumatoria de los esfuerzos calculado en el Paso 1 resulta:

$$\sigma_{\text{total}} = 4,59 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Según el Código ASME B31.3, este esfuerzo no debe ser mayor que 1,33 veces el esfuerzo admisible, que según el Apéndice A1 del mismo Código es:

$$S_y = 30.000 \text{ psi} = 2,07 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Entonces,

$$1,33 (2,07 \times 10^8) = 2,75 \times 10^8 \text{ Pa}$$

que evidentemente es mayor que el valor calculado para la sumatoria de los esfuerzos que soporta el tramo de tubería, resultando un factor de seguridad, desde el punto de vista puramente estático:

$$FS_{\text{est}} = (2,75 \times 10^8) / (4,59 \times 10^6) = 60$$

***Paso 3:***

De los valores mostrados en el Cuadro 4-6 para la velocidad del fluido y la velocidad crítica, se obtiene:

$$v/v_c = (4,914) / (3,64 \times 10^3) = 0,0014$$

resultado que por ser mucho menor que 0,015 indica que las condiciones de operación del tramo de tubería están muy alejadas de una posible condición de resonancia.

**Paso 4:**

Para el tramo de tubería estudiado la relación  $t/D$  tiene un valor de 0,0106 que resulta ser diferente a los valores para los que se construyeron las curvas de la Figura 3-52.

Tomando la curva para  $t/D = 0,0588$  (por ser la más cercana al valor de 0,0106) y utilizando el valor obtenido para el número de Reynolds, se obtuvo mediante la Ecuación 3-27 un valor para la frecuencia de impulsión de la vibración forzada de  $99,61 \text{ s}^{-1}$ .

Dividiendo este resultado entre  $2\pi$  y sacándole el inverso, se obtiene el período de las oscilaciones:

$$T = (2\pi) / (99,61) = 0,06 \text{ s}$$

Si se considera que la Planta de Tratamiento de Cordero se terminó de construir en 1970, se tiene hasta la fecha una vida de la instalación de 30 años, o en términos de ciclos de carga debidos a la vibración:

$$N = (30)(365)(24)(3600) / (0,06) = 1,50 \times 10^{10} \text{ Ciclos}$$

Lo que significa que el diseño cae en la zona de vida infinita a fatiga.

**Paso 5:**

Para el material de la tubería, según la Tabla AT 6' del texto de Faies y Wingren (1971), se tiene un valor para el límite de resistencia a la fatiga,  $\sigma'_n$ , de  $1,72 \times 10^8 \text{ Pa}$ .

Siguiendo lo planteado por Avilés (2005), en relación con la determinación de los coeficientes modificativos del límite de fatiga, se tiene:

$$\sigma_e = c_e \sigma'_n$$

donde,

$$c_e = c_s c_d c_t c_f c_m c_j c_k c_T c_w c_v$$

con:

$c_s$  = coeficiente de acabado superficial

$c_d$  = coeficiente de dimensiones y geometría

$c_t$  = coeficiente de forma de trabajo

$c_f$  = coeficiente de fiabilidad

$c_m$  = coeficiente de tratamientos mecánicos

$c_j$  = coeficiente de fretting (rozamiento y contacto)

$c_k$  = coeficiente de brusquedad en las cargas (de choque)

$c_T$  = coeficiente de temperatura

$c_w$  = coeficiente de soldadura

$c_v$  = coeficiente de efectos varios

www.bdigital.ula.ve

Para el caso en estudio se tiene entonces:

$c_s = 0,72$  (proceso de fabricación por laminado)

$c_d = 0,7$  (pieza de gran tamaño)

$c_t = 1$  (tensión variable de flexión)

$c_f = 0,7$  (fiabilidad de 0,9999)

$c_m = 1$  (ningún tratamiento mecánico)

$c_j = 1$  (no hay rozamiento en el punto estudiado)

$c_k = 1$  (operación sin choques)

$c_T = 1$  (sin cambios significativos de temperatura)

$c_w = 0,8$  (soldadura de buena calidad)

$c_v = 0,8$  (tubería expuesta al ambiente)

De aquí que el valor para  $\sigma_e$  es:

$$\sigma_e = (0,72)(0,7)(1)(0,7)(1)(1)(1)(0,8)(0,8)(1,72 \times 10^8) = (0,23)(1,72 \times 10^8) \text{ Pa}$$

$$\sigma_e = 39,65 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Para corregir el valor de resistencia a la fatiga por efectos de la tensión media existente, primero se obtuvieron los valores de tensión máxima y mínima que soporta la tubería:

$$\sigma_{\text{máx}} = 4,5902 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{mín}} = 4,5900 \times 10^6 \text{ Pa}$$

donde se expresó el resultado con cuatro cifras decimales para poder visualizar la diferencia entre los valores.

A continuación, aplicando las ecuaciones 3-28 a 3-31 y con los valores de resistencia a la rotura y a la fluencia para el material de la tubería (Tabla AT 6' del texto de Faires y Wingren), se obtuvo:

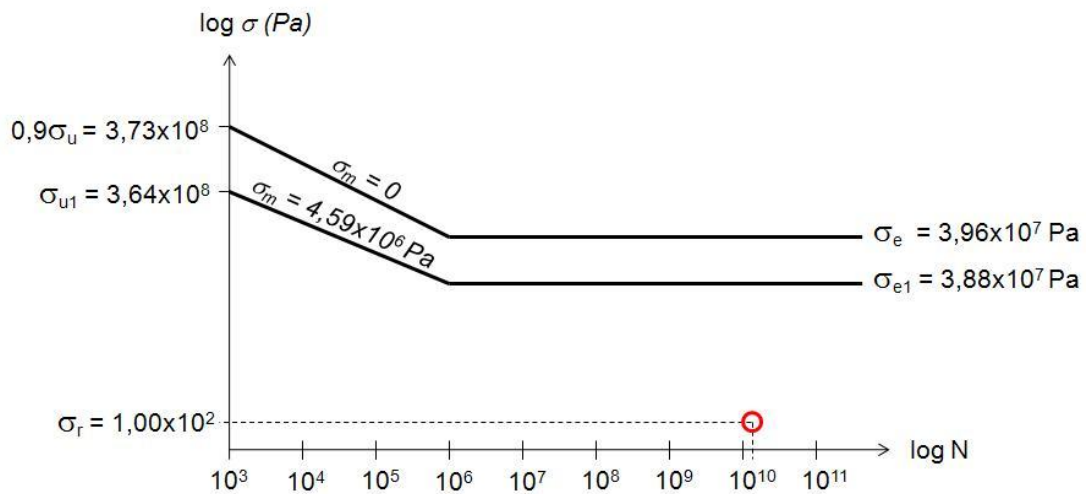
$$\sigma_r = 100 \text{ Pa}$$

$$\sigma_m = 4,59 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{e1} = 38,77 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{u1} = 2,91 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Con los valores obtenidos se procedió a construir la curva de fatiga reducida (Figura 4-5) y finalmente, entrando en dicha curva con los valores de  $\sigma_r$  y  $N$  previamente calculados, se obtuvo un punto situado por debajo de la curva, en la zona segura frente a falla por fatiga. Para dicho punto, el factor de seguridad resultó del orden de  $10^5$ .



**Figura 4-5. Curva de reducción de la resistencia a la fatiga debido a la tensión media.**

Todos los cálculos efectuados anteriormente indican que, para el tramo de tubería estudiado, no se esperan fallas debido a los efectos de la vibración inducida por el flujo de fluido.

Esta última afirmación puede parecer trivial al pensar en el hecho de que el tramo de tubería tiene efectivamente 30 años de operación sin haber presentado fallas; sin embargo, el análisis efectuado evidencia que la vibración inducida por el flujo interno de fluido no afecta de manera relevante el tramo de tubería estudiado y por ende el diseño de una tubería similar podría hacerse sin tomar en cuenta este aspecto.

De hecho, si se analizan los valores para la relación  $v/v_c$  a partir de los cuales el efecto de la vibración inducida por el flujo de fluido se vuelve relevante (sección 4.2), se puede decir que el valor límite para tal relación es de aproximadamente 0,006. Por debajo de ese valor, los efectos debidos a la vibración inducida por el flujo de fluido podrían despreciarse (para tuberías con configuraciones similares a los modelos estudiados en esta investigación).

En apoyo a esto último puede citarse uno de los resultados obtenidos por Robles (2004), en su análisis de la tubería de alimentación de combustible para el motor de

un cohete. Aunque las características geométricas de la tubería estudiada por Robles difieren del modelo estudiado en esta investigación, este autor determinó la existencia de resonancia para un flujo en el cual la relación  $v/v_c$  era igual a 0,0165.

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

CAPÍTULO V  
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES  
[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

Reconocimiento

## CAPÍTULO V – CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 5.1 Conclusiones

A través del modelo numérico estructural desarrollado en esta investigación fue posible obtener los modos de vibración de la tubería objeto de estudio, así como también los esfuerzos estáticos y dinámicos que ésta soporta.

Los resultados obtenidos para los modos de vibración en ningún caso se desviaron más allá de un 2,3% con respecto a la solución analítica que considera el fluido en movimiento dentro del tubo. Además, al compararlos con la solución analítica para el tubo sin agua, tampoco se encontraron diferencias apreciables para las velocidades de flujo consideradas en la investigación. Esto, además de coincidir con lo encontrado en la bibliografía, indica que para las configuraciones de tubería estudiadas, con valores bajos de la relación  $v/v_c$  (menores a 0,015), el flujo de fluido no ejerce ninguna influencia sobre la frecuencia fundamental de la tubería.

Por su parte, el modelo numérico desarrollado para la interacción fluido-estructura permitió encontrar unos valores de fuerzas y frecuencias de impulsión equivalentes con las cuales se aproximó el efecto (en términos de aceleración) que sobre el punto medio de los tramos de tubería estudiados ejerce el fluido que circula por ellos. Al comparar los resultados obtenidos mediante este modelo con los resultados experimentales conseguidos por Pittard et al. (2003) para un diámetro nominal de 3 pulgadas, se encontró un alto porcentaje de desviación (casi de un 100% por defecto) para valores de caudal bajos, desviación que fue disminuyendo hasta prácticamente coincidir con los resultados experimentales para los valores más elevados de caudal. Este comportamiento resultó idéntico al reportado por Pittard et al. (2003) en su investigación y permite concluir que, para los tramos de tubería estudiados, el efecto de la vibración inducida por el flujo interno de fluido es relevante a partir de un valor de la relación  $v/v_c$  de alrededor de 0,006.

En relación con la determinación de los esfuerzos estáticos soportados por los tramos de tubería estudiados (limitados en esta investigación a los debidos al peso), al

comparar los resultados obtenidos a través del modelo numérico estructural con respecto a la solución analítica, se encontró que tales resultados no se desviaron más allá de un 0,32% de ésta última.

Por otra parte, los esfuerzos dinámicos soportados por los tramos de tubería estudiados fueron determinados mediante la aplicación al modelo numérico estructural de las fuerzas y frecuencias de impulsión equivalentes obtenidas a través del modelo para la interacción fluido-estructura. Ya que en esta investigación no se planteó la realización de experimentos y en este particular la única forma de validar adecuadamente los resultados era a través de ellos, sólo fue posible comparar los valores de esfuerzos determinados numéricamente con respecto a los que se obtienen mediante la solución analítica para el modelo simplificado escogido. En este sentido se encontraron desviaciones que no superaron el 0,85% para los distintos tramos estudiados y los diversos valores de caudal considerados.

En cuanto a la simplificación relacionada con la superposición de los esfuerzos estáticos y dinámicos (determinados como efectos aislados), a los fines de realizar la comparación con el esfuerzo admisible según lo establecido en el Código ASME B31.3, se encontró que los errores relativos porcentuales no superaron el 0,48% con respecto a la solución obtenida mediante un análisis armónico donde se consideró tanto el peso como la fuerza armónica equivalente, lo cual demuestra la validez, para los casos estudiados, de tal simplificación.

Finalmente, la metodología propuesta para analizar tuberías sometidas a vibración forzada por flujo interno de fluido, aunque limitada por la necesidad de llevar a cabo experimentos que puedan validarla adecuadamente, constituye un punto de partida para continuar desarrollando una herramienta que permita, de una manera relativamente sencilla, tomar en consideración un fenómeno tan complejo como lo es la vibración inducida por el flujo interno de fluido, en la fase de diseño de sistemas de tuberías.

A pesar de lo anterior y a la luz de los resultados obtenidos en esta investigación, es posible afirmar que, para tramos de tubería similares a los aquí estudiados, los efectos

de la vibración inducida por el flujo interno de fluido pueden ser relevantes a partir de valores para la relación  $v/v_c$  mayores o iguales a 0,006; esto pone en evidencia, la relevancia de este parámetro en el estudio del fenómeno estudiado y constituye una orientación para el desarrollo de futuras investigaciones.

## **5.2 Recomendaciones**

La investigación llevada a cabo solamente consideró tres configuraciones de tubería del mismo material y con el mismo fluido circulante, por lo tanto los resultados obtenidos tienen una validez limitada.

Para solventar esta situación es posible actuar en dos direcciones: en primer lugar se pueden llevar a cabo experimentos que consideren más configuraciones de tubería, materiales y fluidos circulantes; y, en segundo lugar, se puede intentar conseguir la solución analítica o numérica para la ecuación que gobierna el fenómeno (Ecuación 2-1), alternativa que podría atacarse mediante la colaboración con investigadores del área de las matemáticas.

## REFERENCIAS

- ASME B31.3 (2004). *Process Piping*. Estados Unidos: Global Engineering Documents.
- Avilés, R. (2005). *Análisis de fatiga en máquinas*. España: Thomson.
- Blevins, R. (1990). *Flow-induced vibration*. Estados Unidos: Krieger Publishing Company.
- Çengel, Y., Cimbala, J. (2006). *Mecánica de fluidos. Fundamentos y aplicaciones*. México: McGraw-Hill Interamericana.
- Chapra, S., Canale, R. (2007). *Métodos numéricos para ingenieros*. México: McGraw-Hill Interamericana.
- Díaz, S. (s.f.). *Medición y análisis de vibraciones*. [Documento en línea]. Disponible: <http://www.ldm.laba.usb.ve> [Consulta: 2007, Septiembre 8]
- Ellenberger, P. (2005). *Piping Systems & Pipeline ASME B31 Code Simplified*. Estados Unidos: McGraw-Hill.
- Faires, V., Wingren, R. (1971). *Problemas de diseño de elementos de máquinas*. España: Montaner y Simón, S.A.
- Ghiselli, Pastorini y Kulichevsky. (s.f.) *Revisión de la experiencia obtenida en la evaluación de vibraciones y sus efectos sobre la integridad estructural de intercambiadores de calor*. [Documento en línea]. Disponible: <http://www.cnea.gov.ar> [Consulta: 2007, Julio 12]
- Halliday, D., Resnick, R. (1982). *Física. Parte 2*. México: Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V.
- He, J., Fu, Z. (2001). *Modal analysis*. Estados Unidos: Butterworth-Heinemann.
- The M. W. Kellogg Company (1956/1977). *Design of Piping Systems* (20<sup>a</sup> Reimpresión). Estados Unidos: Wiley.
- Naudascher, E., Rockwell, D. (1994). *Flow-induced vibrations: an engineering guide*. Estados Unidos: Dover.
- Odahara, S., Murakami, Y., Inoue, M., Sueoka, A. (2005). *Fatigue Failure by In-line Flow-induced Vibration and Fatigue Life Evaluation*. JSME International Journal. Series A, Vol. 48, No. 2 (pp. 109 – 117).

- PDVSA (1995). *Manual de Ingeniería de Riesgos*. Venezuela: Petróleos de Venezuela, S.A.
- Pittard, M. (2003). *Large eddy simulation based turbulent flow-induced vibration of fully developed pipe flow*. Tesis de Maestría no publicada, Brigham Young University.
- Pittard, Evans, Maynes y Blotter. (2004). *Experimental and Numerical Investigation of Turbulent Flow Induced Pipe Vibration in Fully Developed Flow*. Review of Scientific Instruments. Volume 75, Number 7 (pp. 2393 – 2401).
- Robles, V. (2004). *Static and Dynamic Analysis of a Piping System*. Tesis de Maestría no publicada, Universidad de Puerto Rico. Mayagüez.
- Singer, F., Pytel, A. (1982). *Resistencia de materiales*. México: Harla.
- Smith, R., Wolf, S. (1992). *Guía para mediciones electrónicas y prácticas de laboratorio*. México: Prentice Hall.
- Tickoo, S., Singh, V. (2009) *ANSYS 11.0 for designers*. Estados Unidos: CADCIM Technologies.
- Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales. (s.f.). *Elementos finitos*. Valencia.
- Vivas, E., Jaczko, W. (s.f.). *La emergencia hídrica del Estado Táchira. Respuesta y rehabilitación*. [Documento en línea]. Disponible: <http://cidbimena.desastres.hn/docum/crid/Marzo2004/pdf/spa/doc10471doc10471-contenido.pdf> [Consulta: 2011, Junio 11]
- Woods, G., Baguley, R. (1997). *The Practical Guide to ASME B31.3 – Process Piping*. Canada: CASTI Publishing Inc.

Otras fuentes electrónicas consultadas:

<http://en.wikipedia.org>

<http://www.bureauveritas.es>

<http://es.scribd.com>

<http://www.kxcad.net>

ANEXOS

[www.bdigital.ula.ve](http://www.bdigital.ula.ve)

Reconocimiento

## ANEXO A

Código del programa desarrollado en MATLAB<sup>®</sup> para implementar el método de Bisección.

```
%=====
%PROGRAMA PARA OBTENER LOS VALORES DE FRECUENCIA DE APLICACIÓN DE UNA
%FUERZA FICTICIA CON LA CUAL SE MODELA EL EFECTO ESTRUCTURAL SOBRE UNA
%SECCION DE TUBERIA DE LAS FLUCTUACIONES DE PRESION DEBIDAS A UN FLUJO
%INTERNO DE FLUIDO EN REGIMEN TURBULENTO
%-----
% Este programa correlaciona los resultados de la investigación de Pittard et
% al. (expresados en términos de ecuaciones para P' y A' en función de Q) para
% obtener valores de frecuencia en función de Q, a partir de la solución
% analítica de un modelo simple que consiste en una viga simplemente apoyada
% sometida a vibración forzada por efecto de una fuerza que varía armónicamente
% y actúa en el punto medio de la viga, cuya longitud es L.
%
% El programa esta basado en el método de Bisección.
%
%-----
% DATOS DE ENTRADA:
%   D      Diámetro de la tubería (diámetro interno).
%   e      Espesor de pared de la tubería.
%   M      Densidad lineal de la viga (Masa por unidad de longitud de la
%          tubería y del fluido contenido en ella.
%   P      Desviación estándar de la presión (P') para el caudal
%          considerado.
%   A      Desviación estándar de la aceleración (A') para el caudal
%          considerado.
%
% CONSTANTES:
%   L      Longitud de la tubería.
%   E      Módulo de Young del material.
%   er     Exactitud requerida (referida al error relativo porcentual).
%   im     Número máximo de iteraciones.
%
%=====
%
%          INICIO DEL PROGRAMA
%-----
% INTRODUCCIÓN DATOS DE ENTRADA
clear;
D = input('Introduzca el Diámetro interno de la tubería (m):');
e = input('Introduzca el Espesor de pared de la tubería (m):');
M = input('Introduzca la Densidad lineal de la viga (kg/m):');
P = input('Introduzca la Desviación estándar de la presión (Pa):');
A = input('Introduzca la Desviación estándar de la aceleración (g):');
%
%-----
% VALORES DE LAS CONSTANTES
L = 1.1;
E = 1.93e11;
er = 0.0001;
```

```

im = 100;
%
%-----
% INICIALIZACIÓN DE VARIABLES Y CÁLCULOS PRELIMINARES
ea = 100;
iter = 1;
t = 0;
deltat = 2/4096;
I = (pi/4)*(((D/2)+e)^4-(D/2)^4);
%
% Frecuencias naturales de los modos 1 y 3 del modelo.
fn1 = (pi^2/L^2)*sqrt(E*I/M);
fn3 = (3^2*pi^2/L^2)*sqrt(E*I/M);
%
% Módulo de la Fuerza Ficticia (P^2*Area Proyectada).
Fo = sqrt(2)*P^2*(D*L);
%
x1 = 0;
x2 = fn1 - 5;% Para evitar inconvenientes con el comportamiento en resonancia
xru = 0;
xr = 0;
%
%-----
% LAZO PRINCIPAL DE CÁLCULOS
f1 = -A*9.81;
while ea > er
    if iter <= im
        i(iter) = iter;
        sumatoria = 0;
        xru = xr;
        xr = (x1 + x2)/2;
        %
        % Subrutina para calcular f(xr)
        for j = 1:4096
            B(j) = ((2*Fo)/(M*L))*((sin(pi/2)/(fn1^2-xr^2))*(xr*fn1*sin(fn1*t)-xr^2*sin(xr*t))-
(sin(3*pi/2)/(fn3^2-xr^2))*(xr*fn3*sin(fn3*t)-xr^2*sin(xr*t)));
            sumatoria = sumatoria + B(j);
            t = t + deltat;
        end
        Bm = sumatoria/4096;
        sumacuadrados = 0;
        for k = 1:4096
            sumacuadrados = sumacuadrados + (B(k)-Bm)^2;
        end
        S = sqrt(sumacuadrados/4095);
        fr = S - A*9.81;
        % Fin del lazo de calculo de f(xr)
        %
        if xr ~= 0
            error(iter) = abs((xr - xru)/xr)*100;
        end
        valor = f1*fr;
        if valor < 0
            x2 = xr;

```

```

elseif valor > 0
    x1 = xr;
    f1 = fr;
else
    error(iter) = 0;
end
else
    break
end
ea = error(iter);
iter = iter + 1;
end
omega = xr;
%
%-----
%DESPLIEGUE DE RESULTADOS
disp('-----');
disp('Diametro: ');
disp(D);
disp('Momento de Inercia: ');
disp(I);
disp('Fuerza Ficticia: ');
disp(Fo);
disp('Frecuencia de la Fuerza Ficticia: ');
disp(omega);
disp('Iteraciones realizadas para la convergencia: ');
disp(iter-1);
disp('Error estimado para el valor de convergencia: ');
disp(ea);
disp('-----');
%
%-----
%DESPLIEGUE GRÁFICA DEL ERROR
plot(i,error),grid,title('Error aproximado vs Número de iteraciones'),xlabel('i'),ylabel('Ea');
%
%-----
%
%
%
%=====

```