

**ESTUDIO EXPERIMENTAL Y COMPUTACIONAL DE LAS VIBRACIONES
INDUCIDAS POR FLUJO INTERNO EN TUBERÍAS SOPORTADAS.**

**Daniel Andrés Vargas
Gustavo Adolfo Silva**

**Universidad Autónoma de Bucaramanga
Facultad de Ingeniería
Ingeniería Mecatrónica
2022**

**ESTUDIO EXPERIMENTAL Y COMPUTACIONAL DE LAS VIBRACIONES
INDUCIDAS POR FLUJO INTERNO EN TUBERÍAS SOPORTADAS.**

Autores:

Daniel Andrés Vargas

Gustavo Adolfo Silva

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de
Ingeniero mecatrónico**

Director

Sergio Andrés Ardila Gómez

Codirector

Hernando Gonzalez Acevedo

Universidad Autónoma de Bucaramanga

Facultad de ingenierías

Ingeniería Mecatrónica

2022

AGRADECIMIENTOS

Gracias a Dios por darme la oportunidad de ser profesional, e iniciar un nuevo proyecto de vida y crecer a nivel académico, profesional y personal. Agradezco a la Universidad Autónoma Bucaramanga por recibirme con los brazos abiertos, por creer en mis capacidades, por las oportunidades brindadas en este largo recorrido. Gracias a mi familia por apoyarme en cada uno de los pasos dados y darme siempre un apoyo en todo momento y de una forma incondicional.

Gracias al ingeniero Sergio Andrés Ardila Gómez por confiar en nuestro proyecto y permitirnos avanzar en la aprehensión del conocimiento y por las sugerencias retroalimentación recibidas en aras de mejorar nuestro proyecto. A todos los profesores, que permitieron mejorar nuestro proyecto para alcanzar los objetivos propuestos.

DEDICATORIA

A mi madre y padre por el apoyo incondicional a lo largo de mi carrera universitaria.

A mi abuela por todas las enseñanzas, y consejos que me dio para seguir adelante.

A mis hermanos por el cariño y optimismo entregado.

A mis tíos por los consejos y apoyo.

A mis amigos y familia, Gracias.

Daniel A. Vargas

Este proyecto de grado se culminó gracias, Dios, quien me dio fuerzas y esperanzas para seguir adelante con mis metas. Gracias a mi familia, mi esposa, hijos, madre, padre (Q.E.P.D), y hermana, que en todo momento he tenido su apoyo incondicional a cada paso que he dado y sin lugar a duda me apoyo en todo el, de igual manera hago un reconocimiento especial a todos aquellos docentes y tutores que fueron participes de ese proceso, y a todos aquellos que contribuyeron a la culminación exitosa de esta etapa profesional en mi proyecto de vida.

Gustavo A. Silva Q

TABLA DE CONTENIDO

| | |
|--|----|
| AGRADECIMIENTOS | 4 |
| DEDICATORIA | 5 |
| Tabla de contenido | 6 |
| Lista de tablas..... | 8 |
| Lista de figuras..... | 8 |
| Introducción | 11 |
| 1 Justificación y descripción breve del problema | 12 |
| 1.1 Descripción breve del problema..... | 12 |
| 1.2 Justificación del problema..... | 12 |
| 2 Objetivos | 14 |
| 2.1 Objetivo General | 14 |
| 2.2 objetivos específicos | 14 |
| 3 Estado del arte | 15 |
| 4 Marco teórico | 17 |
| 4.1 VIBRACIONES:..... | 17 |
| 4.2 CLASIFICACIÓN DE LAS VIBRACIONES: | 17 |
| 4.2.1 Vibración libre: | 17 |
| 4.2.2 Vibración forzada:..... | 17 |
| 4.2.3 Vibración amortiguada y no amortiguada:..... | 17 |
| 4.2.4 Vibración determinística: | 17 |
| 4.2.5 Vibración aleatoria:..... | 18 |
| 4.2.6 Vibración lineal y no lineal:..... | 18 |
| 4.3 RANGOS DE FRECUENCIA EN VIBRACIONES:..... | 18 |
| 4.4 METODOS DE ELEMENTOS FINITOS EN EL ANALISIS DE VIBRACION | |
| 19 | |
| 4.4.1 Método de elementos finitos:..... | 19 |
| 4.4.2 Análisis de una viga: | 19 |
| 4.4.3 Función de interpolación o de contorno:..... | 20 |
| 4.4.4 Metodo del Lagrangiano: | 21 |
| 4.5 TIPOS DE FLUJO: | 22 |
| 4.5.1 Flujo turbulento:..... | 22 |
| 4.6 DETECTORES DE VIBRACION:..... | 22 |
| 4.6.1 Vibrómetro:..... | 22 |
| 4.6.2 Acelerómetro:..... | 23 |
| 4.6.3 Velómetro:..... | 23 |
| 4.7 ANALISIS DE VIBRACIONES: | 23 |
| 4.7.1 Espectro de frecuencia: | 23 |
| 4.8 NORMATIVIDAD: | 24 |
| 4.8.1 Normas aplicadas sobre este proyecto: | 24 |
| 5 Metodología | 26 |
| 6 Cronograma de actividades | 28 |
| 7 Diseño del banco de pruebas..... | 29 |

| | | |
|--------|--|----|
| 7.1 | BOCETO INICIAL:..... | 29 |
| 7.2 | MODELO CAD:..... | 29 |
| 7.3 | SOPORTES:..... | 30 |
| 7.3.1 | Soporte pequeño:..... | 30 |
| 7.3.2 | Soporte grande:..... | 30 |
| 7.4 | ESTRUCTURA DE TUBERIAS:..... | 31 |
| 7.5 | SIMULACIÓN BANCO DE FLUIDOS:..... | 31 |
| 7.5.1 | Características del banco:..... | 32 |
| 7.5.2 | Resultados de la simulación:..... | 32 |
| 8 | Selección de la instrumentación..... | 34 |
| 8.1 | Selección del acelerómetro:..... | 34 |
| 8.2 | Selección de la bomba:..... | 34 |
| 8.3 | Cotización del proyecto:..... | 35 |
| 9 | Interacción fluido estructura (FSI)..... | 36 |
| 9.1 | INTERACCIÓN FLUIDO ESTRUCTURA (FSI)..... | 36 |
| 10 | Procesamiento de señales y diseño de interfaces..... | 39 |
| 10.1 | Recolección y muestreo de la señal:..... | 39 |
| 10.2 | Diseño de experimentos para prueba de las interfaces diseñadas:..... | 40 |
| 10.2.1 | Programación interfaz en Matlab:..... | 41 |
| 11 | Simulación de elementos finitos..... | 43 |
| 11.1 | Simulación MODAL..... | 43 |
| 11.2 | Simulación CFD..... | 44 |
| 11.3 | Mapeo de los resultados CFD..... | 47 |
| 11.4 | Simulación Aero-Acústica..... | 47 |
| 12 | Ensamblaje y construcción del banco de pruebas..... | 49 |
| 13 | PROTOCOLO DE pruebas realizadas Y Resultados..... | 52 |
| 13.1 | PROTOCOLO DE PRUEBAS:..... | 52 |
| 13.1.1 | Prueba hidrostática:..... | 52 |
| 13.1.2 | Verificación de funcionalidad de manómetros:..... | 52 |
| 13.1.3 | Presión de trabajo:..... | 52 |
| 13.1.4 | Verificación de caudal:..... | 52 |
| 13.1.5 | Verificación de funcionamiento del sensor Dytran 3056D2:..... | 52 |
| 13.1.6 | Prueba de rpm bombas de agua:..... | 53 |
| 13.1.7 | Prueba de funcionamiento de algoritmo Matlab:..... | 53 |
| 13.1.8 | Protocolo de pruebas de vibraciones inducidas por flujo:..... | 53 |
| 13.2 | RESULTADOS..... | 54 |
| 13.3 | Análisis de resultados y análisis estadístico..... | 55 |
| 14 | CONCLUSIONES..... | 58 |
| 15 | Recomendaciones y trabajo futuro..... | 59 |
| 16 | BIBLIOGRAFIA..... | 60 |
| 17 | Anexos..... | 63 |
| A. | PLANOS DEL BANCO DE PRUEBAS:..... | 63 |
| B. | CODIGO MATLAB..... | 68 |
| C. | Gráficos de desviación estándar y tablas de error..... | 71 |

| | |
|---|----|
| D. Aplicación de la norma a 3/4" y 1 y 1/4" | 77 |
|---|----|

LISTA DE TABLAS

| | |
|--|----|
| Tabla 1. Factores de corrección para cálculo de velocidad permisible. Fuente: Autores. | 25 |
| Tabla 3. Método de selección del sensor a utilizar. Fuente: Autores..... | 34 |
| Tabla 4: Cotización del proyecto. Fuente: Autores..... | 35 |
| Tabla 5. Cantidades especificadas para definir el problema de interacción fluido estructura. Fuente: Autores | 37 |
| Tabla 6: Configuraciones del sensor MPU6050. Fuente: MPU6050 datasheet..... | 40 |
| Tabla 7: Parámetros definidos para el estudio ejemplo de una tubería especificada. Fuente: Autores. | 43 |
| Tabla 8: Porcentaje de reducción de la frecuencia natural. Fuente: Autores. | 44 |
| Tabla 9: Calculo del error con respecto al modelo teorico. Fuente: Autores..... | 56 |
| Tabla 10: Calculo del error con respecto al modelo simulado. Fuente: Autores. | 56 |
| Tabla 11: Amplitudes de vibración en diferentes unidades. Fuente: Autores..... | 56 |
| Tabla 12: Conversión de unidades de [mm] a mils. Fuente: Autores. | 57 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1. Vibración determinística. Fuente: Rao S. Vibraciones mecánicas. | 17 |
| Figura 2. Vibración aleatoria. Rao S. Vibraciones mecánicas..... | 18 |
| Figura 3. Rangos de frecuencia para diferentes tipos de vibraciones inducidas. Fuente: betamachinery.com | 19 |
| Figura 4. Análisis de una viga con elementos finitos. Fuente: Course Hero: Finite Element Vibration Analysis | 19 |
| Figura 5. Respuesta de un instrumento de medición de vibración. Fuente: Rao S. Vibraciones mecánicas | 23 |
| Figura 6. Acelerómetros. Fuente: Rao S. Vibraciones mecánicas. | 23 |
| Figura 7. Componentes de un sistema. Fuente: Rao S. Vibraciones mecánicas..... | 24 |
| Figura 8. Relación entre componentes de la maquina y espectro de vibración. Fuente: Rao S. Vibraciones mecánicas..... | 24 |
| Figura 9. Metodología propuesta. Fuente: Autores..... | 26 |
| Tabla 2. Descripción de la metodología. Fuente: Autores..... | 27 |
| Figura 10. Cronograma de actividades. Fuente: Autores..... | 28 |
| Figura 11. | 29 |
| A) corresponde a la vista frontal, B) es la vista isométrica y lateral respectivamente. Fuente: Autores..... | 29 |
| Figura 12. Modelo CAD del banco de pruebas. Fuente: Autores. | 30 |
| Figura 13. Sección transversal de la tubería general y características. Fuente: Autores. | 30 |
| Figura 14. Sección transversal de la tubería general y características. Fuente: Autores. | 30 |
| Figura 15. Sección transversal de la tubería general y características. Fuente: Autores. | 31 |
| Figura 16. Configuración de la bomba en el software PipeFlow Expert. Fuente: Autores. . | 31 |

| | |
|---|----|
| Figura 17. Banco de pruebas para simulación del sistema. Fuente: Autores..... | 32 |
| Figura 18. Resultados simulación a máximo caudal. Fuente: Autores. | 32 |
| Figura 19. Curva de las bombas Pedrollo. Fuente: Autores..... | 34 |
| Figura 20. Algunas condiciones de FSI. Fuente: [24]..... | 36 |
| Figura 21. Interacción fluido estructura. Fuente: Autores. | 36 |
| Figura 22. Representación de la interacción fluido estructura. Fuente: Autores. | 38 |
| Figura 23. Diferentes configuraciones de tuberías soportadas. Fuente: Fluid-Structure Interaction Volume 1, Michael Paidoussis..... | 38 |
| Figura 24: Diagrama de un conversor ideal de C/D. Fuente: A. Oppenheim, signals & systems, 3ed. | 39 |
| Imagen 1: Montaje experimental para realización de pruebas. Fuente: autores. | 40 |
| Figura 25: Diagrama electrónico para la toma de datos. Fuente: https://www.diarioelectronico hoy.com/blog/configurar-el-mpu6050 | 40 |
| Figura 26. Diagrama del sistema de adquisición y procesamiento de señales para prueba de interfaces. Fuente: Autores..... | 41 |
| Figura 27: Interfaz gráfica programada en Matlab. Fuente: Autores..... | 41 |
| Figura 28: Secciones de la interfaz. Fuente: Autores..... | 41 |
| Figura 30: Geometría del sistema tubería-fluido. Fuente: Autores..... | 43 |
| Figura 32: Frecuencia natural de la tubería sin agua primer modo de vibración. Fuente: Autores. | 43 |
| Figura 33: Frecuencia natural de la tubería llena de agua primer modo de vibración. Fuente: Autores. | 44 |
| Figura 34: Condiciones de frontera Inlet y outlets correspondientes. Fuente: Autores. | 45 |
| Figura 35: Enmallado del dominio computacional. Fuente: Autores. | 45 |
| Figura 36: Residuales de la simulación CFD. Fuente: Autores. | 46 |
| Figura 37: Líneas de flujo a 150 LPM. Fuente: Autores..... | 46 |
| Figura 38: Contornos de presión a 145 LPM. Fuente: Autores. | 46 |
| Figura 39: Contornos de velocidad a 145 LPM. Fuente: Autores..... | 47 |
| Figura 40: Mapeo de los resultados CFD. Fuente: Autores. | 47 |
| | 47 |
| Figura 41: Resultados mapeados del CFD al dominio solido. Fuente: Autores. | 47 |
| Figura 41: Enmallado del dominio Aero acústico. Fuente: Autores. | 48 |
| Figura 41: Frecuencia de la tubería con un caudal de 60LPM. Fuente: Autores. | 48 |
| Figura 42: Materiales para el banco de pruebas. Fuente: Autores. | 49 |
| Figura 43: Soportes para apoyar la sección de tuberías. Fuente: Autores. | 49 |
| Figura 44: Ensamblaje final. Fuente: Autores. | 49 |
| Figura 45: Banco de bombas laboratorio de planta piloto. Fuente: Autores..... | 50 |
| Figura 46: Conexión del banco de bombas al banco de tuberías. Fuente: Autores. | 50 |
| Figura 47: Manómetros izquierda (M1), derecha (M2). Fuente: Autores..... | 50 |
| Figura 48: Adaptador de sensor. Fuente: Autores..... | 50 |
| Figura 49: Banco de pruebas. Fuente: Autores. | 51 |
| Figura 50: Analizador de vibraciones empresa SIELECOM S.A.S. Fuente: Autores..... | 53 |
| Figura 51: Comparación entre el software de SIELECOM SAS y la interfaz de MATLAB. Fuente: Autores. | 53 |

Figura 52: Espectro de Fourier de la señal de aceleración. Fuente: Autores.54

Figura 53: Espectros de Fourier en amplitud de velocidad y desplazamiento. Fuente: Autores.
.....55

Figura 54: Desviación estandar datos experimentales. Fuente: Autores.....55

Figura 55: Aplicación de la norma sobre los resultados obtenidos. Fuente:Autores.....57
(Curva amplitud de vibración mm/s vs frecuencia Hz. Fuente: Piping vibration and stress
J.C Wachel, San Antonio TX.)57

INTRODUCCIÓN

En el presente proyecto de grado se realizó un estudio experimental y computacional exhaustivo de las vibraciones inducidas por flujo. Partiendo de una gran investigación y estudio del fenómeno en cuestión donde, se observó la importancia de evitar dichas vibraciones, debido a los daños que pueden ocasionar en diferentes maquinas, e incluso el mismo fallo de la tubería. Posteriormente se realiza el diseño del banco de pruebas para estudiar las vibraciones inducidas por flujo, desarrollando un modelo CAD y una simulación del sistema de tuberías transportando el agua, para determinar si ante los parámetros geométricos diseñados se obtendría un flujo turbulento. Así mismo se realiza la selección de la instrumentación; sensores, actuadores; teniendo en cuenta los parámetros de diseño propuestos. Se diseña y programa una interfaz en MATLAB para realizar la recolección de la información captada por el sensor y el procesamiento de esta misma a través del algoritmo FFT (Fast Fourier Transform por sus siglas en inglés), realizando la validación de dicho algoritmo e interfaz mediante un diseño de experimentos con un parlante y diferentes señales analógicas de entrada, para determinar la frecuencia pico de vibración. Se realiza una simulación de elementos finitos para determinar las frecuencias naturales de una tubería en vacío, llena de agua y finalmente bajo la influencia de un flujo turbulento con el fin de estudiar los cambios en dicha frecuencia y así compararlos con a la frecuencia obtenida de forma experimental y teórica, dicha frecuencia teórica se obtiene utilizando un modelo propuesto en la literatura consultada. Finalmente se realiza la construcción, puesta a punto del banco de pruebas y posteriormente se efectúan las pruebas correspondientes, para finalmente procesarlas y analizar los resultados, obteniendo las frecuencias naturales de la tubería ante diferentes caudales y así mismo las amplitudes de estas vibraciones con la finalidad de evaluar dichas amplitudes de acuerdo a la norma internacional alemana VDI 3842.

1 JUSTIFICACIÓN Y DESCRIPCIÓN BREVE DEL PROBLEMA

1.1 Descripción breve del problema

Las tuberías juegan un rol importante en varias industrias como son la química, farmacéuticas, plantas nucleares, y oil & gas. Cuando el fluido interno que transporta la tubería varía sus características físicas como son el caudal, presión, etc., se generan vibraciones en la tubería debido al paso y cambios de las características de dicho fluido, estas vibraciones se conocen como vibraciones inducidas por flujo (FIV por sus siglas en inglés). Dependiendo de la amplitud de la vibración, cuando esta es excesiva o entra en resonancia con la estructura, la integridad física de esta se ve afectada, causando daños en maquinarias, fugas en bridas, fallas por fatiga, alto ruido, y algunas veces puede llegar a ocasionar explosiones en refinerías y plantas petroquímicas.

1.2 Justificación del problema

El paso de fluido a través de una tubería cambia las condiciones de presión en las paredes de la tubería, causando deflexión bajo ciertas condiciones. La deflexión en la tubería puede conllevar a inestabilidad estructural en el sistema de tuberías afectando así su eficiencia intrínseca. Las fallas debido a las vibraciones en tuberías son una de las mayores causas de las paradas de planta, explosiones y otros problemas en la industria en los últimos 30 años. Por ejemplo, en 1974 la falla en una tubería en una planta petroquímica (al norte de Lincolnshire, Inglaterra) causó alrededor de \$114.000.000 de dólares en daños de maquinaria [1].

Por ello es importante que las amplitudes de vibraciones en las tuberías sean evaluadas y determinar si los niveles son aceptables bajo un estándar definido. Si estos niveles son excesivos, la configuración de la tubería, los soportes y todo lo demás en el sistema de tuberías deberá ser modificado para que los niveles de vibración sean aceptables, de lo contrario los mecanismos de excitación de las vibraciones deben ser eliminados o mitigados de alguna manera [1]. Ahora bien, para determinar si las amplitudes de las vibraciones en la tubería son aceptables, los esfuerzos dinámicos resultantes causados por las vibraciones deben ser comparados con el esfuerzo máximo permitido, para cumplir esto, la tensión máxima en un tramo de tubería que vibra en resonancia debe expresarse como una función de la dinámica de la deflexión o velocidad medida en el punto máximo de vibración dentro del tramo [2].

Hay ciertos criterios para justificar los niveles aceptables de vibraciones en tuberías en función de la frecuencia. El más usado son las gráficas de amplitud de vibración vs frecuencia, que han sido diseñadas basadas en la experiencia de la industria, especialmente en la industria petroquímica. Estas gráficas sirven para evaluar si la tubería está vibrando en bajos o altos niveles y si es permisible dicho nivel [2]. En el presente proyecto se busca construir un banco de pruebas para el análisis de las vibraciones inducidas por el flujo turbulento, y desarrollar un estudio comparativo computacional/experimental de estas vibraciones variando parámetros como el diámetro de la tubería, y flujo volumétrico (descarga). Para realizar este análisis de vibraciones se utilizarán técnicas como la

transformada rápida de Fourier (FFT), apoyados en los diferentes softwares de simulación como son: MATLAB, ANSYS, COMSOL, LABVIEW. Esto con el fin de realizar un análisis paramétrico y así caracterizar las propiedades dinámicas de la tubería sometida a vibraciones inducidas por flujo. Caracterizar las vibraciones en tuberías con el fin de que cumplan con las amplitudes de vibraciones permisible especificadas de acuerdo con normas internacionales como: VDI3842, ASME OM-SG-2007 para en consecuencia entender las capacidades dinámicas de esta tubería, y una vez modelado se pueda obtener fácilmente los rangos de vibraciones de esta misma tubería. Un entendimiento deficiente del comportamiento de la amplitud de la vibración de la tubería bajo variaciones de diámetro y flujo, podrían comprometer la integridad de la estructura, por esta razón es fundamental poseer esta información para el diseño de sistemas de tuberías teniendo en cuenta los parámetros mencionados y así evitar consecuencias desastrosas en la fase de producción.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo General

Desarrollar un estudio experimental y computacional de las vibraciones inducidas por flujo interno en tuberías soportadas.

2.2 objetivos específicos

1. Diseñar la estructura mecánica del banco de pruebas de tuberías para la inducción de vibraciones
2. Implementar los sistemas electrónicos y sensores adecuados para el monitoreo de las vibraciones.
3. Desarrollar una Interfaz gráfica para el monitoreo y análisis de las vibraciones.
4. Construir un banco de pruebas para caracterizar el comportamiento de las propiedades dinámicas de la tubería sometida a vibraciones.
5. Validar el funcionamiento del banco de pruebas realizando un análisis espectral y comparar los resultados obtenidos con una simulación computacional.

3 ESTADO DEL ARTE

El estudio de las vibraciones inducidas por flujo en tuberías ha sido de gran interés a lo largo del tiempo, debido a los problemas que generan dichas vibraciones en las tuberías. Estos estudios que permiten conocer de forma sistemática cómo funciona el sistema de tuberías al ser sometido a vibraciones, sirven como punto de partida para el diseño de sistemas de tuberías y también de amortiguadores que permitan la reducción de las vibraciones y con ello reducir los niveles de ruido, problemas en la maquinaria como motores o bombas que intervengan de forma directa en el sistema de tuberías, etc.

S. M. Khot, P. Khaire, A. S. Naik año (2017), desarrollaron un estudio experimental y simulado de las vibraciones inducidas por flujo en tuberías en el año 2017. En el cual proponen un modelo analítico el cual es resuelto en MATLAB, el montaje experimental que proponen consta de una bomba y un tramo de tubería a estudiar desmontable y los resultados se obtienen a través de un FFT Analyzer obteniendo gráficas de frecuencia vs amplitud. La simulación se realiza en el software ANSYS. La metodología que utilizaron en la parte práctica consiste en un diseño de experimentos en el cual se analizan factores en particular que afectan las vibraciones inducidas por flujo como el caudal de la bomba, diámetro de la tubería a estudiar, y el espesor de la tubería, los cuales se seleccionaron en tres diferentes niveles. Finalizados los experimentos obtienen los espectros de frecuencia para cada una de las configuraciones de diámetro, grosor y caudal entregado por la bomba y luego se comparan con los resultados del modelo matemático y del modelo simulado. [3]

R. Veerapandi, et al, año (2014), proponen un método analítico y computacional para las vibraciones inducidas por flujo en un sistema de tuberías diseñado por ellos mismos. Inicialmente realizan un modelo matemático del sistema para estudiar los modos de vibración de la tubería y posteriormente realizan la respectiva simulación en ANSYS para determinar dónde y en qué modo de vibración se presenta la mayor deformación de la tubería debido a las vibraciones. Además, estudian la dinámica del fluido a través de las válvulas del sistema de tubería diseñado por los autores. [4]

Rosendo Franco, Michael A. Blas, Leónidas Rodríguez y Enrique Ortiz-Vidal año (2020), desarrollaron un procedimiento para el análisis de vibraciones inducidas por flujo turbulento en tuberías usando simulación numérica. En el que se usa un modelo numérico que considera la interacción fluido-estructura a través del acoplamiento bidireccional entre estos dominios físicos. Para ello emplean métodos de Volúmenes y elementos finitos para resolver los dominios fluidodinámicos y estructurales. El modelo lo implementan el software ANSYS, donde simulan tres condiciones de flujo de agua en una tubería horizontal bien potrada de PVC 20.4 mm de diámetro interno. En la simulación ubican ciertas condiciones como el número de Reynolds, la velocidad media del fluido y el gradiente de presión. Finalmente obtienen el comportamiento fluidodinámico en la tubería donde analizan cómo afecta el esfuerzo cortante medio las paredes de la tubería, el perfil de velocidad en el radio de la tubería, la fluctuación de la presión y el espectro de densidad de potencia de la fluctuación

de la presión. En el análisis del comportamiento de la estructura obtienen el desplazamiento del punto superior del dominio estructural, y el espectro de densidad de potencia de la aceleración. [5]

Shankarachar Sutar, Radhakrishna Madabhushi y Ramesh Babu, India, año 2016. Presentan un análisis de elementos finitos de las vibraciones en tuberías con soportes guiados. Los autores presentan un modelo de la tubería con base en la teoría de Euler-Bernoulli de vigas y la variante de aproximación de Hamilton, con lo anterior obtienen la solución exacta usando condiciones de frontera para una tubería de tipo soportada por guías. Posteriormente obtienen las soluciones para los valores de frecuencia natural de la tubería por el método de la matriz. Finalmente diseñan la estructura mecánica de la tubería para luego realizar el análisis de elementos finitos y comparar con los resultados obtenidos de forma matemática. En los resultados concluyen que los resultados del FEA al ser comparados con los resultados analíticos, presenta un error bastante bajo, concluyendo que el modelo es efectivo. [6]

Luis Pérez, en su trabajo de maestría en ingeniería mecánica en la universidad de Bolívar en Cartagena, Colombia, presenta el procedimiento para utilizar el modelo de volumen representativo para el estudio de una tubería laminada compuesta que se encuentra sometida a cargas dinámicas externas, donde utilizó la homogeneización para trabajar el análisis por elementos finitos del material y estudió las cargas dinámicas generadas a partir de un software de fluido computacional, con el fin de analizar las diferentes teorías de falla y analizar si esta tubería presenta o no fallas, acorde a las diferentes teorías de fallas de laminados compuestos. Su trabajo se concentra básicamente en la caracterización de un material compuesto laminado sometido a vibraciones inducidas por flujo. Obtiene finalmente graficas de convergencia de tuberías sometidas a cargas constantes, curvas representativas de los cambios de presión con respecto al tiempo y lo más importante para el caso de este proyecto aquí propuesto los desplazamientos de la tubería debido a la vibración inducida por flujo. [7]

4 MARCO TEÓRICO

4.1 VIBRACIONES:

Cualquier movimiento que se repite después de un intervalo de tiempo se llama vibración u oscilación. El vaivén de un péndulo y el movimiento de una cuerda pulsada son ejemplos comunes de vibración. La teoría de la vibración tiene que ver con el estudio de los movimientos oscilatorios de los cuerpos y las fuerzas asociadas con ellos. Hay varios tipos de vibración y diferentes clasificaciones que se verán a continuación.

4.2 CLASIFICACIÓN DE LAS VIBRACIONES:

4.2.1 Vibración libre:

Si se deja que un sistema vibre por sí mismo después de una perturbación inicial, la vibración resultante se conoce como vibración libre. Ninguna fuerza externa actúa en el sistema. Por ejemplo, la oscilación de un péndulo simple es un ejemplo de vibración libre.

4.2.2 Vibración forzada:

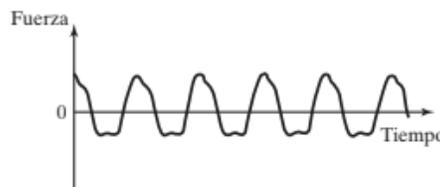
Si un sistema se somete a una fuerza externa (a menudo, una fuerza repetitiva), la vibración resultante se conoce como vibración forzada. La oscilación que aparece en máquinas como motores Diesel es un ejemplo de vibración forzada. Si la frecuencia de la fuerza externa coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, ocurre una condición conocida como resonancia, y el sistema sufre oscilaciones peligrosamente grandes. Las fallas de estructuras como edificios, puentes, turbinas y alas de avión se han asociado a la ocurrencia de resonancia.

4.2.3 Vibración amortiguada y no amortiguada:

Si no se pierde o disipa energía por fricción u otra resistencia durante la oscilación, la vibración se conoce como vibración no amortiguada. Sin embargo, si se pierde energía se llama vibración amortiguada. En muchos sistemas físicos, la cantidad de amortiguamiento es tan pequeña que puede ser ignorada en la mayoría de las aplicaciones de ingeniería. Sin embargo, la consideración del amortiguamiento se vuelve extremadamente importante al analizar sistemas vibratorios próximos a la resonancia.

4.2.4 Vibración determinística:

Si el valor o magnitud de la excitación (fuerza o movimiento) que actúa en un sistema vibratorio se conoce en cualquier tiempo dado, la excitación se llama determinística. La vibración resultante se conoce como vibración determinística.

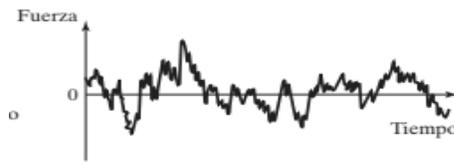


(a) Excitación determinística (periódica)

Figura 1. Vibración determinística. Fuente: Rao S. Vibraciones mecánicas.

4.2.5 Vibración aleatoria:

En algunos casos la excitación es no determinística o aleatoria; el valor de la excitación en un momento dado no se puede pronosticar. En estos casos, una recopilación de registros de la excitación puede presentar cierta regularidad estadística. Es posible estimar promedios como los valores medios o medios al cuadrado de la excitación. Ejemplos de excitaciones aleatorias son la velocidad del viento, la aspereza del camino y el movimiento de tierra durante sismos. Si la excitación es aleatoria, la vibración resultante se llama vibración aleatoria.



(b) Excitación aleatoria

Figura 2. Vibración aleatoria. Rao S. Vibraciones mecánicas.

4.2.6 Vibración lineal y no lineal:

Si todos los componentes básicos de un sistema vibratorio, el resorte, la masa y el amortiguador, se comportan linealmente, la vibración resultante se conoce como vibración lineal. Pero si cualquiera de los componentes básicos se comporta de manera no lineal, la vibración se conoce como vibración no lineal. Las ecuaciones diferenciales que rigen el comportamiento de sistemas vibratorios lineales o no lineales son asimismo lineales o no lineales, respectivamente. Si la vibración es lineal el principio de superposición es válido y las técnicas matemáticas de análisis están bien desarrolladas. Para vibración no lineal, el principio de superposición no es válido y las técnicas de análisis son menos conocidas. Como los sistemas vibratorios tienden a comportarse no linealmente con amplitud de oscilación creciente, es deseable un conocimiento de la vibración no lineal cuando se trate con sistemas vibratorios.

4.3 RANGOS DE FRECUENCIA EN VIBRACIONES:

Como se observa en la figura 3 se presentan los diferentes rangos en los que se encuentran varios tipos de vibraciones, las Turbulencia inducida por flujo (FIT por sus siglas en ingles), Vibraciones inducidas por flujo (FIV por sus siglas en ingles), Vibraciones inducidas por acústica (AIV por sus siglas en ingles), Placa acústica transversal (STA) por sus siglas en ingles. En este proyecto se tendrán en cuenta solo las FIV que se encuentran en un rango de 0 a 100 Hz de acuerdo con la figura 3.

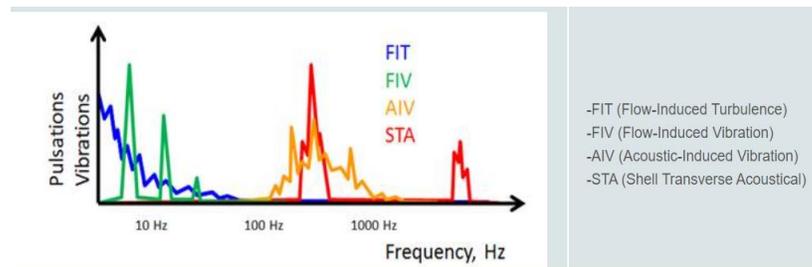


Figura 3. Rangos de frecuencia para diferentes tipos de vibraciones inducidas. Fuente: betamachinery.com

4.4 METODOS DE ELEMENTOS FINITOS EN EL ANALISIS DE VIBRACION

4.4.1 Método de elementos finitos:

Se estudiará las vibraciones utilizando un Método de elementos finitos. En muchos casos las propiedades geométricas y mecánicas del objeto de análisis son variables o complejas, por tal motivo los modelos bidimensionales o tridimensionales no pueden ser descritos con funciones conocidas, y esto conlleva a prácticamente imposible obtener una solución analítica exacta.

En esencia, la técnica FE es una técnica numérica en la que una estructura elástica continua, se divide (discretiza) en subestructuras pequeñas pero finitas, conocidas como elementos. Los elementos están interconectados en nodos. De esta manera, sería un continuo con infinito número de grados de libertad se puede modelar con un conjunto de elementos que tienen un finito número de grados de libertad. [12]

Se observa que, si bien cada elemento finito representa un sistema continuo por sí mismo que posee un número infinito de DOF, se puede elegir el tamaño del elemento debe ser lo suficientemente pequeño, de modo que la deformación dentro del elemento finito será aproximada (interpolado) por polinomios de orden relativamente bajo.

4.4.2 Análisis de una viga:

El objeto de este desarrollo matemático es encontrar la ecuación de movimiento para vibraciones libres.

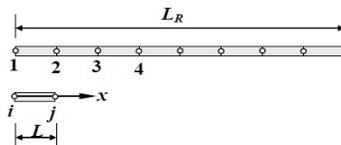


Figura 4. Análisis de una viga con elementos finitos. Fuente: Course Hero: [Finite Element Vibration Analysis](#)

Donde:

L_r = Longitud viga

$U(x)$ =desplazamiento axial

L = longitud entre nodos

Las variables, en este caso los desplazamientos axiales, dentro de cada elemento se interpolan (o aproximado) en términos de las cantidades nodales, es decir, los desplazamientos medidos en los nodos que delimitan el elemento. El campo de desplazamientos de toda la estructura puede ser evaluada usando una FUNCIÓN DE INTERPOLACIÓN inicialmente asumida en toda la estructura. Ahora bien, ¿qué tan densa debe ser esta interpolación?, bueno esto depende de varios factores entre ellos, dependería del gasto computacional y en qué áreas se necesita mayor interés de análisis.

$y = mx + b$ (Ecuación de la línea recta), se realiza el cambio de notación, y se invierten los términos, por último, se especifica el rango de desplazamiento i, j)

$$U(x) = \alpha_1 + \alpha_2 * x, \text{ para } 0 \leq x \leq L \quad \text{Eq. 1}$$

α_1 y α_2 son los coeficientes de la ecuación lineal, conocida como la función de interpolación.

$$U(x) = \{1 \quad x\} [\alpha_1; \alpha_2] \quad \text{Eq. 2}$$

Se llamará delta épsilon al Vector de grado de libertad nodal:

$$\{\delta^e\} = [U_i; U_j] \quad \text{Eq. 3}$$

Y se pueden representar dos grados de libertad así:

$$\begin{aligned} U_i &= \alpha_1 \\ U_j &= \alpha_1 + \alpha_2 * x \end{aligned} \quad \text{Eq. 4}$$

Expresando en forma matricial se tiene:

$$\{\delta^e\} = [U_i; U_j] = [L \ 0; 1 \ L] [\alpha_1; \alpha_2] = [A^{-1}] [\alpha_1; \alpha_2] \quad \text{Eq. 5}$$

Despejando el arreglo de los coeficientes (alfa), en función de delta épsilon:

$$[\alpha_1; \alpha_2] = [A^{-1}] \{\delta^e\} \quad \text{Eq. 6}$$

Desarrollando la inversa se llega finalmente a:

$$U(x) = \{N(x)\} \{\delta^e\} \quad \text{Eq. 7}$$

4.4.3 Función de interpolación o de contorno:

$$\{N(x)\}$$

Este término es llamado vector de función de interpolación o función de contorno, y es común en todos procedimientos de elementos finitos. Usando este vector, se puede expresar el desplazamiento de cualquier punto en la viga en términos de los grados de libertad de los nodos. Existen varios métodos para obtener la ecuación de movimiento de los elementos de una barra, uno de ellos es el LAGRANGIANO, en consecuencia, se debe expresar la energía

de deformación asociada a cada elemento; se sabe por resistencia de materiales la energía de deformación es:

$$U = \frac{1}{2}EA \int_0^L \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 dx \quad \text{Eq. 8}$$

Realizando la derivada de la ecuación 7 se llega al siguiente termino:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 = \{\delta^e\}^T \{N(x)\}^T \{N(x)\} \{\delta^e\} \quad \text{Eq. 9}$$

Reemplazando la ecuación 9 en la 8 se tiene:

$$U = \frac{1}{2} \{\delta^e\}^T EA \int_0^L \{N(x)\}^T \{N(x)\} dx \cdot \{\delta^e\} \quad \text{Eq. 10}$$

Al termino que se encuentra dentro de la integral multiplicado por las constantes EA se le asignara la siguiente definición:

$$EA \int_0^L \{N(x)\}^T \{N(x)\} dx = [K^e] \quad \text{Eq. 11}$$

Al realizar la operación del lado izquierdo de la ecuación se obtiene la matriz de rigidez del elemento para una varilla uniforme $[K^e]$:

$$[K^e] = \frac{EA}{L} [1 \quad -1; -1 \quad 1] \quad \text{Eq. 12}$$

Ahora bien, se sabe que la energía cinética se expresa como:

$$T = \frac{1}{2} \rho A \int_0^L \dot{U}^2 dx \quad \text{Eq. 13}$$

Reemplazando la ecuación 9 en la 13 se tiene:

$$T = \frac{1}{2} \{\delta^e\}^T \rho A \int_0^L \{N(x)\}^T \{N(x)\} dx \{\delta^e\} \quad \text{Eq. 14}$$

De esta ecuación el termino dentro de la integral multiplicado por las constantes ρA se le asignara la siguiente definición:

$$\rho A \int_0^L \{N(x)\}^T \{N(x)\} dx = [M^e] \quad \text{Eq. 15}$$

Al realizar la operación del lado izquierdo de la ecuación se obtiene la matriz de masa del elemento $[M^e]$:

$$[M^e] = \rho AL \begin{bmatrix} \frac{1}{3} & \frac{1}{6} \\ \frac{1}{6} & \frac{1}{3} \end{bmatrix} \quad \text{Eq. 16}$$

4.4.4 Metodo del Lagrangiano:

q: Parámetros que definen un problema para identificar de manera correcta la configuración de un sistema mecánico un número finito de grados de libertad

T: Energía cinética

V: Energía potencial

$L=T-V$ donde L es el Lagrangiano

Ecuación de movimiento de un sistema:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dq} \right) - \frac{d}{dt} \left(\frac{dV}{dq} \right) - \frac{dT}{dq} + \frac{dV}{dq} = 0 \quad \text{Eq. 17}$$

En este caso la energía potencial con respecto al tiempo es cero por consiguiente la ecuación 17 queda reducida a:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dq} \right) - \frac{dT}{dq} + \frac{dV}{dq} = 0 \quad \text{Eq. 18}$$

Recordando por definición, se busca una coordenada generalizada que represente el movimiento de la partícula, en este caso “U(x)”, que se representa como la ecuación 3 que representa el desplazamiento, que ahora se nombrara “q” (por cuestiones de notación lagrangiana), por lo tanto, se tiene: $\{\delta^e\} = \{U_i ; U_j\}$.

$$\text{Ecuación resumida: } \{\delta^e\} = q \quad \text{Eq. 19}$$

Reemplazando la ecuación 19 en la ecuación 18 se tiene:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\{\delta^e\}} \right) - \frac{dT}{d\{\delta^e\}} + \frac{dV}{d\{\delta^e\}} = 0 \quad \text{Eq. 20}$$

La ecuación 20 representada en términos matriciales es:

$$[M^e]\{\ddot{\delta}^e\} + [K^e]\{\delta^e\} = 0 \quad \text{Eq. 21}$$

La ecuación 21 representa la ECUACIÓN DE MOVIMIENTO PARA VIBRACIONES LIBRES.

4.5 TIPOS DE FLUJO:

4.5.1 Flujo turbulento:

El flujo turbulento se presenta cuando el Número de Reynolds es mayor a 4000. Los flujos turbulentos generan fuerzas dinámicas sobre la estructura en este caso la tubería, y es la causa de vibración que se estudiara en este proyecto. Por ello es importante caracterizar las características de la tubería bajo vibraciones que induce el flujo interno. [80]

4.6 DETECTORES DE VIBRACION:

4.6.1 Vibrómetro:

Un vibrómetro o un sismógrafo son instrumentos que miden el desplazamiento de un cuerpo vibratorio. En la figura 5 se observa que $\frac{Z}{Y} = 1$ cuando $\frac{\omega}{\omega_n} = 3$ (rango II). Por lo tanto, el desplazamiento relativo entre la masa y la base (detectado por el transductor) es en esencia el mismo que el desplazamiento de la base.

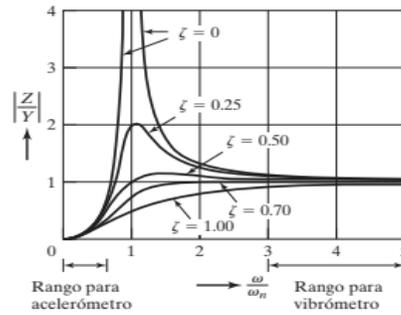


Figura 5. Respuesta de un instrumento de medición de vibración. Fuente: Rao S. Vibraciones mecánicas

4.6.2 Acelerómetro:

Un acelerómetro es un instrumento que mide la aceleración de un cuerpo vibratorio (vea la figura 4) Los acelerómetros se utilizan ampliamente para medir vibración e incluso registrar sismos. A partir del registro del acelerómetro, la velocidad y los desplazamientos se obtienen por integración.

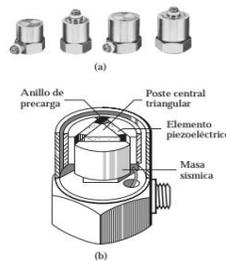


Figura 6. Acelerómetros. Fuente: Rao S. Vibraciones mecánicas.

4.6.3 Velómetro:

Un velómetro mide la velocidad de un cuerpo vibratorio. La ecuación (22) proporciona la velocidad del cuerpo vibratorio:

$$\dot{y}(t) = \omega Y \cos(\omega t) \quad \text{Eq. 22}$$

Donde ω es la frecuencia angular del cuerpo y Y la amplitud del movimiento.

4.7 ANALISIS DE VIBRACIONES:

4.7.1 Espectro de frecuencia:

La señal o espectro de frecuencia en el dominio de la frecuencia es una curva de la amplitud de la respuesta de vibración contra la frecuencia y se puede derivar por medio del análisis de Fourier digital rápido de la forma de onda en el dominio del tiempo. El espectro de frecuencia proporciona información valiosa con respecto a la condición de una máquina. La respuesta de vibración de una máquina depende no sólo de sus componentes sino también por su ensamble, montaje e instalación. Por lo tanto, las características de vibración de cualquier

máquina son un tanto únicas para esa máquina particular; de ahí que el espectro de vibración se considera como la firma de vibración de dicha máquina.

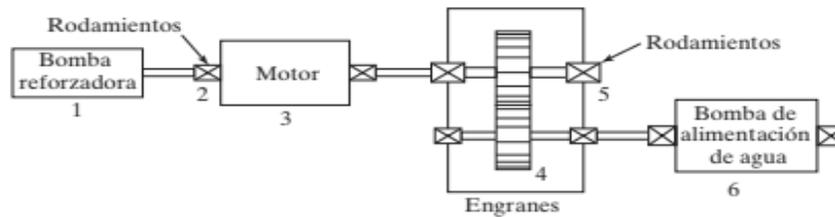


Figura 7. Componentes de un sistema. Fuente: Rao S. Vibraciones mecánicas.

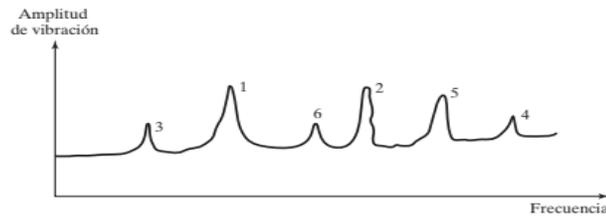


Figura 8. Relación entre componentes de la maquina y espectro de vibración. Fuente: Rao S. Vibraciones mecánicas.

4.8 NORMATIVIDAD:

Los estándares para la medición de vibraciones en tuberías son limitadas. Sin embargo, existen algunas normas y pautas generales que cumplen con un estándar para evitar el problema de vibraciones. Los requisitos para las mediciones, cuántos puntos de medición y ubicaciones deben ser decididos en la mayoría de los casos por el proyecto específico o el especialista en vibraciones. [13]

Algunas normas para la medición de vibraciones en tuberías son:

1. ASME OM-SG-2007 Standards and guides for operation and maintenance of nuclear power plants
2. ANSI/ASME Operation & Maintenance Standards/Guides Part-3, 1991.
3. VDI 3733-1996, Noise at Pipes

4.8.1 Normas aplicadas sobre este proyecto:

De acuerdo con la norma ASME OM-2015 se puede calcular la velocidad permisible debido a vibraciones con la siguiente ecuación:

$$v_{allow} = \frac{C_1 C_4 \beta (S_{el})}{C_3 C_5 \alpha C_2 K_2} \quad Eq\ 23.$$

Donde v_{allow} es la velocidad pico permitida en (mm/s), C_1 es el factor de corrección que compensa los efectos de esfuerzos concentrados, se puede tomar un valor de 0.15 de forma conservativa, $C_2 K_2$ son los índices de esfuerzo se encuentran en la norma ASME BPVC 2015 sección 3 tabla NB-3681 (a), C_3 es un factor de corrección debido al contenido de la tubería, definido por:

$$C_3 = \left(1 + \frac{W_f}{W} + \frac{W_{INS}}{W}\right)^{\frac{1}{2}} \quad Eq\ 24.$$

Donde W_f es el peso del fluido por unidad de longitud, W_{INS} es el peso de aislamiento por unidad de longitud, W es el peso de la tubería por unidad de longitud. C_4 es un factor de corrección dependiendo de la configuración de la tubería, algunos son:

$C_4 = 1$ para tuberías de tramo recto fijo en ambos extremos

$C_4 = 1.33$ para tuberías en voladizo y simplemente apoyado

C_5 es un factor de corrección para usarse cuando la frecuencia medida difiere de la frecuencia natural del sistema. De acuerdo con lo siguiente:

Sí $\frac{f_n}{f_{medida}} < 1$, $C_5 = 1$

Sí $\frac{f_n}{f_{medida}} > 2$, *La ecuación 23 no es valida.*

Ahora se aplicará esta teoría al proyecto teniendo en cuenta todas las indicaciones y asumiendo que la ecuación 1 es válida para el proceso se calcula el factor de corrección 5. Con todo esto se obtendrá finalmente la velocidad máxima permisible del sistema de tuberías y dado el caso de que en la experimentación se presente una velocidad crítica como esta se procederá a concluir que el sistema puede tener posibles fallos futuros.

Se tiene:

Cálculo de C_3 utilizando la ecuación 28:

$$W_f = 0.5782688\ N$$

$$W_{INS} = 4.0034\ N$$

$$W = 17.231265\ \frac{Kg}{m}$$

$$C_3 = \left(1 + \frac{0.5782688}{17.231265} + \frac{4.0034}{17.231265}\right)^{\frac{1}{2}} = 1.1251$$

| C_1 | C_2K_2 | C_3 | C_4 | C_5 | $0.8 * \frac{S_a}{\alpha}$ [MPa] | β |
|-------|----------|--------|-------|-------|----------------------------------|---------|
| 0.15 | ≤ 4 | 1.1251 | 1 | 1 | 53 | 13.4 |

Tabla 1. Factores de corrección para cálculo de velocidad permisible. Fuente: Autores.

Teniendo todos estos coeficientes se utiliza la ecuación 27:

$$v_{allow} = \frac{C_1 C_4 \beta (S_{el})}{C_3 C_5 \alpha C_2 K_2} = \frac{0.15 * 1 * 13.4 * 53}{1.1251 * 1 * 4} = 23.67\ \left[\frac{mm}{s}\right]$$

Este valor de velocidad permitida es bastante conservativo y sirve más como un valor de referencia.

5 METODOLOGÍA

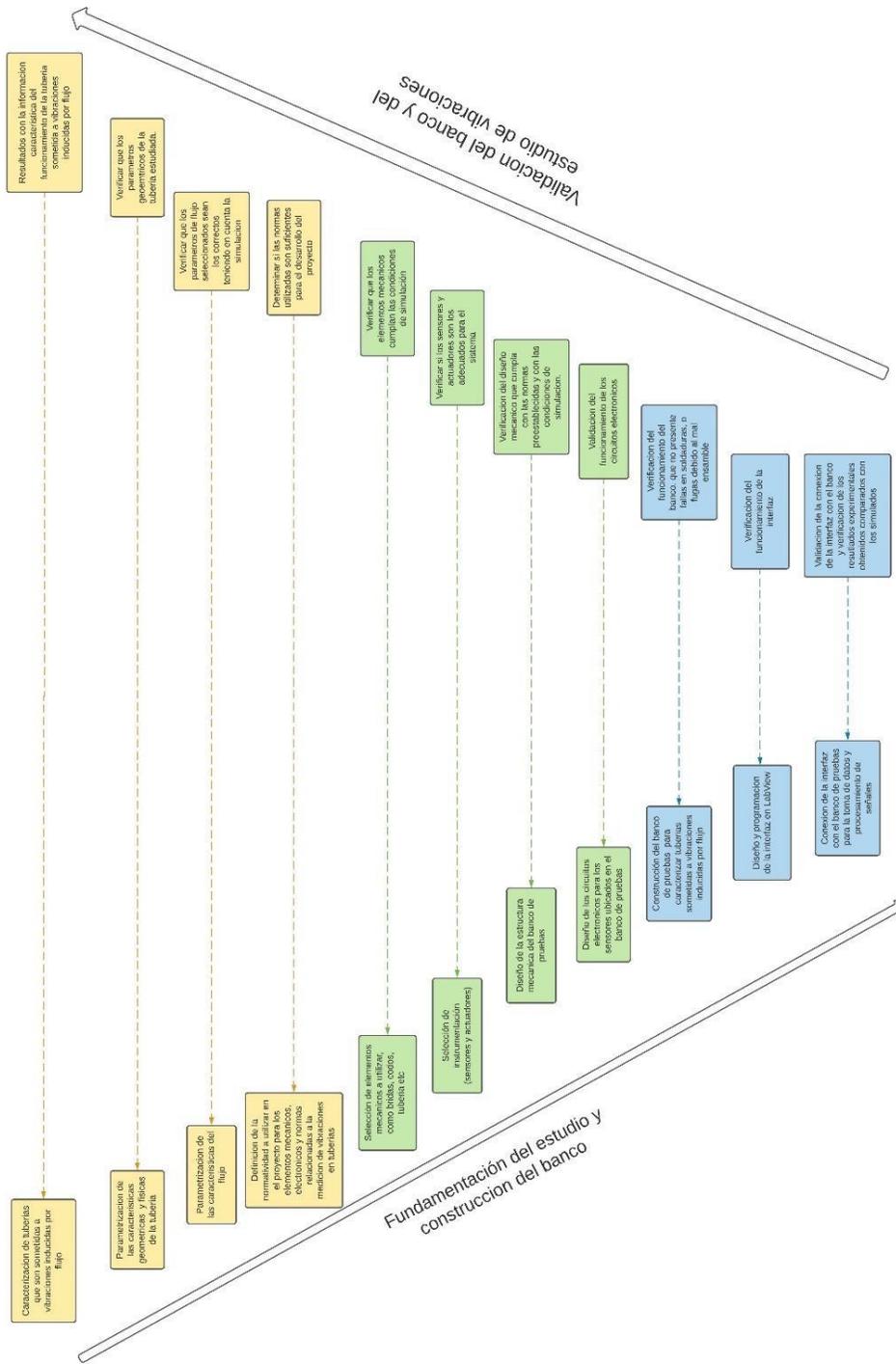


Figura 9. Metodología propuesta. Fuente: Autores.

| | | |
|---------|---|---|
| Etapa 1 | Levantamiento del estado del arte | Realizar la búsqueda de proyectos similares o patentes. |
| | Parametrización de las características geométricas de la tubería a estudiar | Seleccionar las variables para tener en cuenta para el diseño mecánico, así como las variables a evaluar en las pruebas de diagnóstico. |
| | Parametrización del flujo | Seleccionar las variables para tener en cuenta para las condiciones de flujo, así como las variables a evaluar en las pruebas de diagnóstico. |
| | Definición de la normatividad a utilizar para la medición de vibraciones | Investigar las normas técnicas necesarias para tomar de forma correcta las mediciones |
| Etapa 2 | Selección de elementos mecánicos como bridas, codos, tuberías. | Seleccionar, cotizar y comprar los elementos mecánicos necesarios. |
| | Selección de instrumentación (Sensores y actuadores a utilizar) | Seleccionar, cotizar y comprar los sensores y actuadores a utilizar |
| | Diseño y construcción de la estructura mecánica del banco de pruebas | Diseño CAD del banco de pruebas y posterior construcción |
| | Diseño de los circuitos electrónicos requeridos para los sensores | Diseñar los diferentes circuitos acondicionadores para sensar de las vibraciones |
| | Ensamble de los circuitos con la estructura mecánica del banco | Ensamblar los circuitos electrónicos sobre la estructura mecánica del banco de pruebas |
| | Puesta a punto | Verificar el funcionamiento del banco de pruebas con instrumentación |
| Etapa 3 | Diseño e implementación de la interfaz en LabView | Diseñar y programar la interfaz gráfica en LabView |
| | Toma de datos y procesamiento de señales con la interfaz | Realizar las diferentes pruebas pertinentes sobre las tuberías y procesar las señales por medio de la interfaz |
| Etapa 4 | Simulación de la tubería y solución por elementos finitos | Modelar y simular la sección de la tubería sobre la que se va a realizar el estudio de vibraciones inducidas por flujo. |
| Etapa 5 | Test y validación de la interfaz | Validar que los resultados dados por la interfaz concuerden con las simulaciones realizadas anteriormente |
| | Recolección de la información y escritura de la documentación final | Análisis de los resultados y presentación de las características de tuberías sometidas a vibraciones inducidas por flujo |

Tabla 2. Descripción de la metodología. Fuente: Autores.

7 DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS

7.1 BOCETO INICIAL:

Inicialmente se realizó un boceto del banco de pruebas como se observa en la figura 11. Dicho boceto presenta los diferentes componentes del sistema, como son la instrumentación (manómetros, rotámetros, válvulas, etc.). En la figura A obsérvese el tramo de tubería color rojo, en dicho tramo se ubica el acelerómetro para realizar la toma de datos.

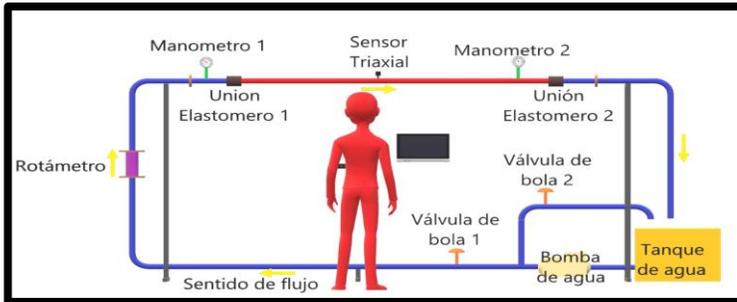


Figura A

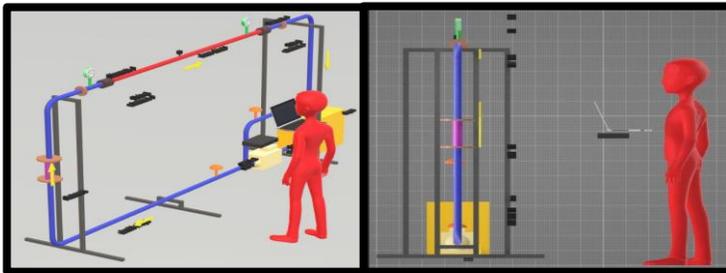


Figura B

Figura 11.

A) corresponde a la vista frontal, B) es la vista isométrica y lateral respectivamente. Fuente: Autores.

7.2 MODELO CAD:

Posteriormente se plasmó esta idea inicial para realizar, un modelo CAD del banco de pruebas, dicho modelo CAD se realizó en el software SolidWorks, utilizando las herramientas de SolidWorks Routing que son recomendadas para diseños de sistemas de tuberías (Piping). A continuación, se presenta el modelo realizado:

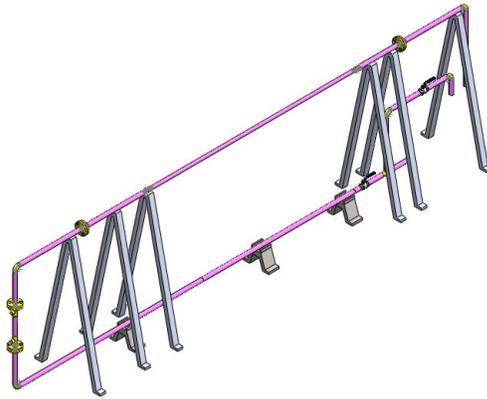


Figura 12. Modelo CAD del banco de pruebas. Fuente: Autores.

7.3 SOPORTES:

La estructura sobre la cual el sistema de tuberías va a descansar serán hechas de acero común. A continuación, se presentan las características de dichos soportes:

7.3.1 Soporte pequeño:

Soporte pequeño ubicado en la parte inferior de la estructura, cuenta con las siguientes dimensiones y características:

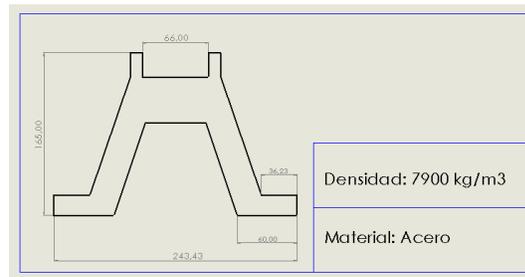


Figura 13. Sección transversal de la tubería general y características. Fuente: Autores.

7.3.2 Soporte grande:

Soporte grande, cuenta con las siguientes dimensiones y características:



Figura 14. Sección transversal de la tubería general y características. Fuente: Autores.

7.4 ESTRUCTURA DE TUBERIAS:

La tubería que transportara el fluido está hecha de acero galvanizado, con las siguientes características:

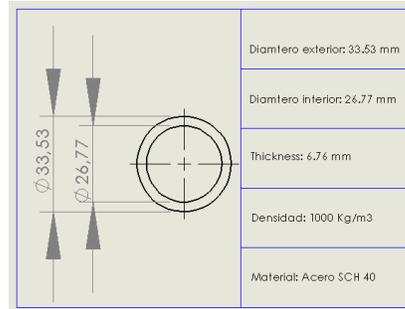


Figura 15. Sección transversal de la tubería general y características. Fuente: Autores.

7.5 SIMULACIÓN BANCO DE FLUIDOS:

Con el fin de observar cómo se comportaban las características de flujo, presión, velocidad y pérdidas, se realizó una simulación en el software PipeFlow Expert. Inicialmente se realizó el dibujo del sistema de piping, ubicando todos los accesorios, y la bomba la cual se configuró con su respectiva curva como se muestra a continuación:

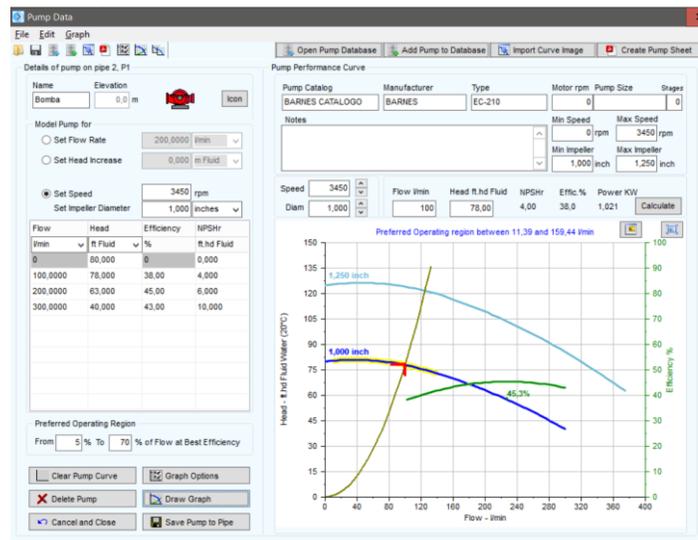


Figura 16. Configuración de la bomba en el software PipeFlow Expert. Fuente: Autores.

El dibujo del banco cuenta con las mismas medidas y características que se presentaron en el modelo CAD, obsérvese la figura 17. Los puntos verdes son los nodos donde se pueden medir los valores de las diferentes variables de interés como lo son, presión, caudal, velocidad del flujo y pérdidas.

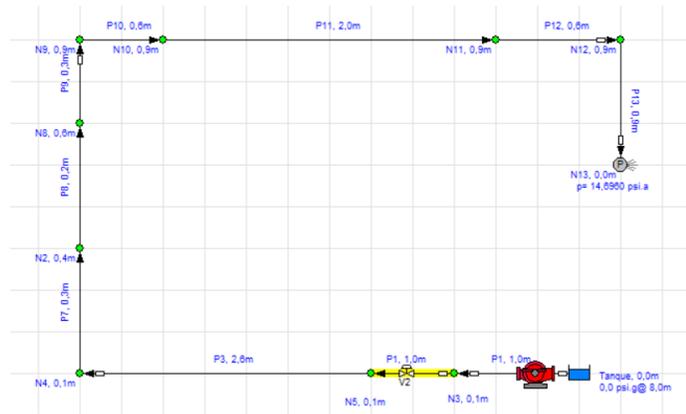


Figura 17. Banco de pruebas para simulación del sistema. Fuente: Autores.

7.5.1 Características del banco:

- Material definido tubería general: Steel (ANSI), cedula 40, diámetro nominal 1”.
- Material definido tubería de estudio: Steel (ANSI) Galvanised, cedula 40, diámetro nominal 1”.
- Válvulas de bola
- Tanque de agua.
- Bomba de agua 2 HP.

7.5.2 Resultados de la simulación:

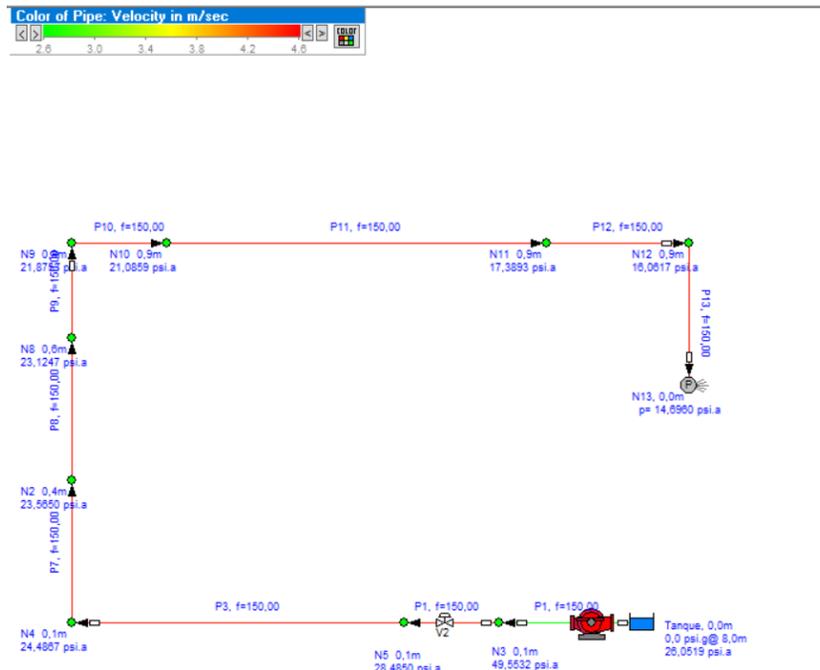


Figura 18. Resultados simulación a máximo caudal. Fuente: Autores.

En la figura 18 se observan los resultados de la simulación a máximo caudal 150 LPM, se observan los valores de presión y velocidad en los tramos de tubería. Se presenta una velocidad de aproximadamente 4.5 m/seg. Ahora se calculará el número de Reynolds con esta velocidad.

$$R = \frac{ID * V * \rho}{\mu} \quad Eq 25.$$

$$R = \frac{(26.931 * 10^{-3} [m]) * (4.5 \left[\frac{m}{seg} \right]) * (995.2 \left[\frac{kg}{m^3} \right])}{0.80937 * 10^{-3} \left[\frac{kg}{(m * s)} \right]}$$

Obteniéndose un valor de:

$$R = 1.4609 * 10^5$$

Concluyendo que se generara flujo turbulento en la tubería de interés al máximo caudal. Ahora estudiemos que pasa con el mínimo caudal que es de 60 LPM, con dicho caudal la velocidad del fluido en la tubería de interés es de 1.828 [m/seg], lo que representa un número de Reynolds de:

$$R = 5.9343 * 10^4$$

Determinando así que al suministrar el caudal mínimo se seguirá obteniendo flujo turbulento en la tubería de estudio.

8 SELECCIÓN DE LA INSTRUMENTACIÓN

8.1 Selección del acelerómetro:

Se realizó una matriz QFD para selección del sensor de Desplazamiento, velocidad o Aceleración. Arrojando como resultado el sensor de aceleración: Dytran 3056DX

| Vibración en tubería por flujo | | MATRIZ QFD | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|--|---|--|--------------------------|-------------------------|------------------------|--|--------------------------|-------------------------|---------------------------|--|--------------------------|-------------------------|--------------------|--|--------------------------|-------------------------|------------------|--|--------------------------|-------------------------|------------------|--|--------------------------|-------------------------|---|
| Gustavo silva/Daniel Vargas oct-21 | | Desplazamiento | | | | Velocidad | | | | Aceleración | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Requerimientos funcionales | | Ref 1:LBB ULTRA-PRECISION GAGE HEADS LBBXXXX-100A | | | | Ref 2: MHR-T1000SERIES | | | | Ref 3: PCH420VVR20 series | | | | Ref 4: 793V SERIES | | | | Ref 5: 3056DX | | | | Ref 6: 780A-D2 | | | | |
| Requerimientos del cliente | | Tipo de fijación | Flexibilidad de obtención de información | Especificación eléctrica | Especificación mecánica | Tipo de fijación | Flexibilidad de obtención de información | Especificación eléctrica | Especificación mecánica | Tipo de fijación | Flexibilidad de obtención de información | Especificación eléctrica | Especificación mecánica | Tipo de fijación | Flexibilidad de obtención de información | Especificación eléctrica | Especificación mecánica | Tipo de fijación | Flexibilidad de obtención de información | Especificación eléctrica | Especificación mecánica | Tipo de fijación | Flexibilidad de obtención de información | Especificación eléctrica | Especificación mecánica | |
| Facilidad de instalación | | 3 | | | | 1 | | | | 3 | | | | 3 | | | | 9 | | | | 9 | | | | 9 |
| Robustez a vibración ambiental | | | | | 9 | | | | 9 | | | | 9 | | | | 9 | | | | 9 | | | | 9 | |
| Robustez mecánica intrínseca | | | | | 9 | | | | 9 | | | | 9 | | | | 9 | | | | 9 | | | | 9 | |
| Protección condiciones generales ambientales | | | | 9 | 3 | | | 9 | 3 | | | 9 | 9 | | | 9 | 9 | | | 9 | 9 | | | 9 | 9 | |
| Fiabilidad de los datos (SENSIBILIDAD) | | 9 | 9 | | | 9 | 9 | | | 3 | 9 | | | 3 | 9 | | | 9 | 9 | | | 9 | 9 | | | 9 |
| Costos | | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 3 | 3 | 9 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| Rango de frecuencias necesitadas entre 0-100 HZ | | | | 9 | | | | 9 | | | | 9 | | | | 9 | | | | 9 | | | | | 9 | |
| Obtención del rango de interés 1*10 ⁻⁷ | | | 1 | | | | 1 | | | | 9 | | | | 9 | | | | 9 | | | | | | 3 | |
| Importancia técnica | | 56 | 55 | 68 | 77 | 52 | 65 | 78 | 117 | 26 | 95 | 68 | 95 | 26 | 95 | 68 | 77 | 78 | 105 | 78 | 105 | 68 | 75 | 78 | 105 | |
| Importancia % | | 21.9% | 21.5% | 26.6% | 30.1% | 16.7% | 20.8% | 25.0% | 37.5% | 9.2% | 33.5% | 23.9% | 33.5% | 9.8% | 35.7% | 25.6% | 28.9% | 21.3% | 28.7% | 21.3% | 28.7% | 20.9% | 23.0% | 23.9% | 32.2% | |
| Peso general | | 256 | | | | 312 | | | | 284 | | | | 266 | | | | 366 | | | | | | 326 | | |
| Posicionamiento (1 el mejor-6 el peor) | | 6 | | | | 3 | | | | 4 | | | | 5 | | | | 1 | | | | 2 | | | | |

Tabla 3. Método de selección del sensor a utilizar. Fuente: Autores.

8.2 Selección de la bomba:

Para la selección de la bomba optamos por utilizar el banco de bombas de planta piloto, cuenta con 2 bombas con las siguientes características:

Velocidad RPM = 3450

Potencia = 1 Hp

A continuación, se muestra la curva:

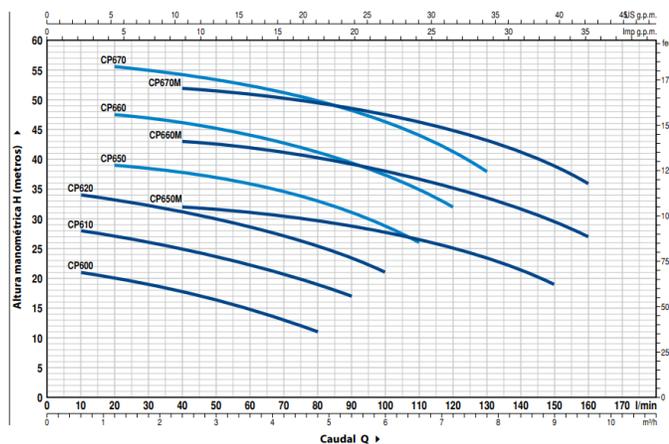


Figura 19. Curva de las bombas Pedrollo. Fuente: Autores.

El modelo de las bombas es el CP620 que entrega un máximo de 100 LPM, sin embargo, al ser dos bombas configuradas en paralelo se puede conseguir el caudal máximo que se trabaja en el proyecto de 140 LPM.

8.3 Cotización del proyecto:

Cotización realizada en la ciudad de Bucaramanga, taller Manhimeg el día 21 de febrero de 2022.

| CONCEPTO | | | | |
|----------|------|----------------------------|----------------|---------------------|
| ITEM | CANT | DESCRIPCIÓN | VR UNITARIO | VR TOTAL |
| 1 | 2 | Tubo sch40 1 " galvanizado | \$ 251.600 | \$ 503.200 |
| 2 | 3 | Tubo 1" x 2" calibre 18 | \$ 81.000 | \$ 243.000 |
| 3 | 10 | Bridas de 1 " | \$ 30.800 | \$ 308.000 |
| 4 | 2 | Kilo de soldadura 6013 | \$ 21.000 | \$ 42.000 |
| 5 | 1 | Disco de tronzadora | \$ 50.000 | \$ 50.000 |
| 6 | 1 | Llave de paso de 1" Acero | \$ 56.000 | \$ 56.000 |
| 7 | 2 | Discos de pulidora | \$ 8.000 | \$ 8.000 |
| 8 | 1 | Tornillos varios | \$ 40.000 | \$ 40.000 |
| 9 | 1 | Mano de obra ensamblaje | \$1.800.000 | \$1.800.000 |
| | | | PARCIAL | \$ 3.038.200 |

Tabla 4: Cotización del proyecto. Fuente: Autores.

9 INTERACCIÓN FLUIDO ESTRUCTURA (FSI)

9.1 INTERACCIÓN FLUIDO ESTRUCTURA (FSI)

Investigaciones del pasado sugieren que la teoría clásica del golpe de ariete es suficiente y adecuada para predecir las máximas cargas sobre el sistema. Sin embargo, cuando un sistema de tuberías cuenta con ciertos números de grados de libertad, es más difícil predecir el movimiento con la teoría clásica. Debido a que el fluido genera cargas dinámicas sobre la tubería que inducen las vibraciones u el movimiento del sistema. El movimiento de la tubería o estructura genera también cargas que deforman el fluido, debido al movimiento de esta. A este fenómeno se le conoce como interacción fluido estructura o FSI por sus siglas en ingles. El fenómeno de FSI se genera debido a varias condiciones, algunas se muestran en la figura 20.

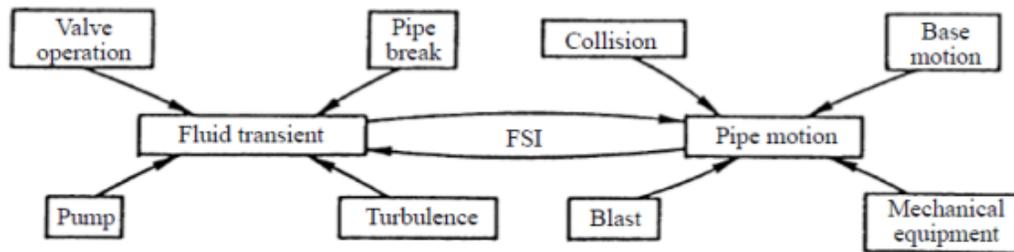


Figura 20. Algunas condiciones de FSI. Fuente: [24]

Para este proyecto en particular el FSI será principalmente estudiado por la turbulencia del flujo, sin embargo, para realizar una simulación más próxima a la realidad se tendrá en cuenta como el sólido afecta también al fluido, realimentando así el bucle. En la figura 21 se pueden observar dos dominios separados, el régimen fluidodinámico y el régimen sólido o del desplazamiento.

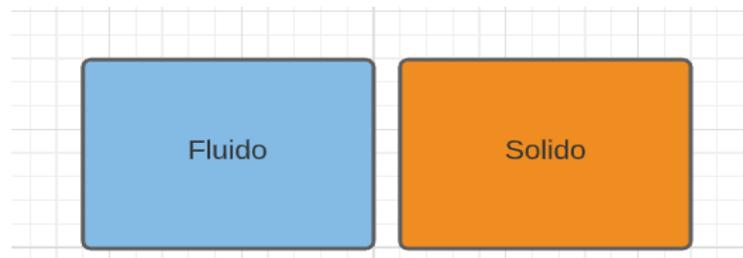


Figura 21. Interacción fluido estructura. Fuente: Autores.

Para el desarrollo matemático implicado es necesario conocer ambos dominios y analizarlos de forma separadas para luego, combinarlos y expresar con un modelo la relación entre el fluido y la estructura o el sólido en cuestión.

| Fluido | Sólido |
|--------------------------------|---------------------------------------|
| Coordenadas x | x Coordenadas |
| Tiempo t | t Tiempo |
| Dominio de velocidad \bar{U} | ϵ Dominio del desplazamiento |

| | |
|--------------------------------------|---|
| Viscosidad μ | E Rigidez |
| Tamaño L | L Tamaño |
| Gravedad g | g Gravedad |
| Densidad ρ | ρ_s Densidad |
| Datos de velocidad \underline{U}_o | $\underline{\varepsilon}_o$ Datos de desplazamiento |

Tabla 5. Cantidades especificadas para definir el problema de interacción fluido estructura. Fuente: Autores

Una vez definidas las cantidades especificadas se puede realizar un modelo simple para el problema de interacción fluido estructura, a través de modelos ya conocidos como son:

$$\rho \frac{d\underline{U}}{dt} = -\rho g e_z - \underline{\Delta p} + \mu \underline{\Delta U} \quad \text{Eq. 26}$$

Donde ρ es la densidad del fluido, g la gravedad, Δp el gradiente de presión y $\mu \underline{\Delta U}$ el termino de difusión.

La ecuación 22 representa las ecuaciones de Navier-Stokes que describen el movimiento de un fluido viscoso. A parte si se define, así también la aproximación modal para la estructura sólida sería:

$$\underline{\varepsilon}(x, t) = q(t)\phi(x) \quad \text{Eq. 27}$$

Donde $q(t)$ es conocido como el desplazamiento modal y $\phi(x)$ como la forma modal, que por lo general es un número adimensional. Para un caso sencillo se supondrá que la forma modal es conocida y que el desplazamiento modal puede ser escrito como:

$$m \frac{d^2 q}{dt^2} + kq = f \quad \text{Eq. 28}$$

Donde m es la masa de la estructura, k la rigidez de esta misma, y a f se le conoce como la carga modal, o distribución de carga a la que está sometida la estructura. Ahora bien, para acoplar ambos dominios es necesario definir ciertas condiciones.

Primero el estado cinemático de la velocidad del fluido debe ser igual a la derivada del desplazamiento en el sólido, como se muestra a continuación:

$$\underline{U} = \frac{d\underline{\varepsilon}}{dt} \quad \text{Eq. 29}$$

Substituyendo la ecuación 22 en la 24 se tiene:

$$\underline{U}(x, t) = \frac{dq}{dt}(t)\phi(x) \quad \text{Eq. 30}$$

La segunda condición establece el equilibrio de fuerzas en la interfaz en el lado del fluido, las fuerzas locales que actúan son el resultado de la presión y las fuerzas viscosas, en el lado sólido solo se considerara la fuerza modal conocida.

$$\int \{[-pI + \mu(\underline{\Delta U} + \underline{\Delta^t U})].n\} . \phi ds = f \quad \text{Eq. 31}$$

La segunda condición establece el equilibrio de fuerzas en la interfaz en el lado del fluido, es decir, las fuerzas locales que actúan son el resultado de la presión y las fuerzas viscosas, en

el lado sólido solo se considerara la fuerza modal conocida. En la figura 22 se representa un problema de interacción fluido estructura

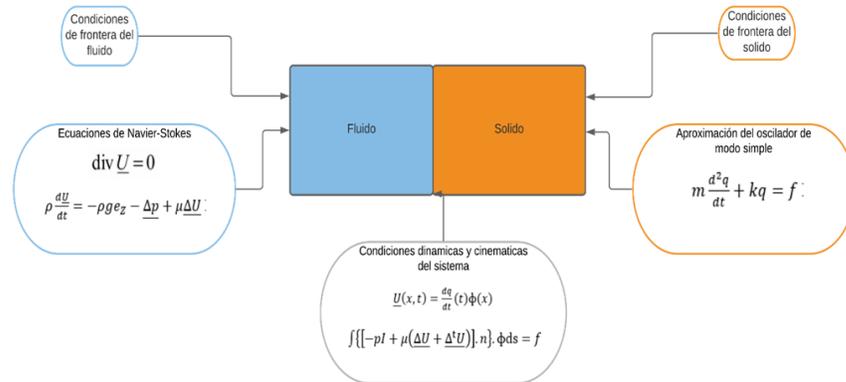


Figura 22. Representación de la interacción fluido estructura. Fuente: Autores.

Para determinar la frecuencia fundamental de la tubería transportando fluido, se estudiará la teoría y matemática implicada en el problema; inicialmente se debe definir las condiciones de frontera a la que está sujeto el problema, a continuación, se muestran algunas configuraciones de tuberías soportadas:

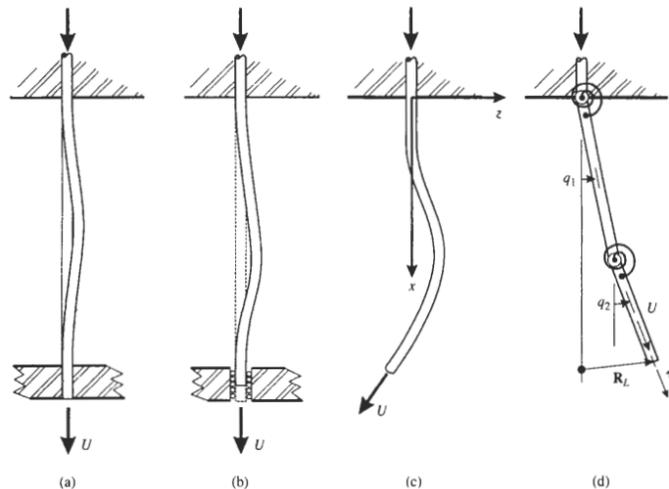


Figura 23. Diferentes configuraciones de tuberías soportadas. Fuente: Fluid-Structure Interaction Volume 1, Michael Paidoussis.

La configuración trabajada en el proyecto aquí presente, tanto en el modelo experimental y computacional es Clamped-Clamped haciendo referencia a que ambos extremos de la tubería están fijos. Según Paidoussis [12] la ecuación de movimiento correspondiente a una tubería transportando fluido es la siguiente:

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + MUU_j \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + 2MU \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} + (M + m) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad \text{Eq. 32}$$

Donde EI es la rigidez de la tubería, M es la masa por unidad de longitud de la tubería, U es la velocidad del fluido interno, m es la masa del fluido por unidad de longitud. Debido a que la solución de esta ecuación es poco trivial, en este trabajo de grado se optó por utilizar la solución propuesta por Etim S. Udoetek [27] en su paper de investigación “Internal fluid Flow induced vibrations of pipes”, donde desarrolla la solución del modelo con condiciones de frontera Clamped-Clamped, la cual valida con modelos presentados por otros investigadores y así mismo con valores experimentales, obteniendo así una aproximación para obtener la frecuencia fundamental de una tubería transportando fluido; a continuación se muestra la solución presentada por Udoetek:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{16(24EI - 0.037123m_f V^2 L^2)}{m_{tot} L^4}} \quad \text{Eq. 33}$$

Con la ecuación 37 se obtiene la frecuencia fundamental de la tubería con el fluido interno moviéndose a una velocidad V el autor menciona que dicha velocidad se considera constante y por tanto el modelo no es muy exacto con flujos a altas turbulencias, sin embargo, sirve para hallar el primer modo que corresponde a la tubería con líquido en estancamiento, es decir, $V = 0$ m/s y posteriores.

10 PROCESAMIENTO DE SEÑALES Y DISEÑO DE INTERFACES

10.1 Recolección y muestreo de la señal:

Como se observa en la figura 24, a partir de una señal continua $x_c(t)$ la cual; pasa a través de un conversor continuo discreto (C/D), dicho conversor recibe una entrada que es el periodo de muestreo T , periodo que indica el espacio de tiempo entre dos muestras sucesivas, y su inverso $F_s = \frac{1}{T}$, se denomina frecuencia de muestreo.

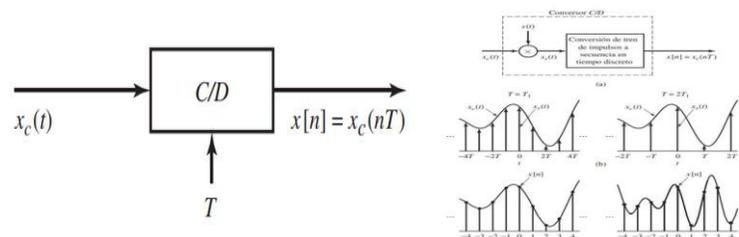


Figura 24: Diagrama de un conversor ideal de C/D. Fuente: A. Oppenheim, signals & systems, 3ed.

Para el caso del experimento trabajado para la prueba de las interfaces, la toma de la señal se realizó mediante un Arduino Uno como adquisidor de la información y el sensor MPU6050. El sensor MPU6050 cuenta con diferentes periodos de muestreo predispuestos en el datasheet, que cambian de acuerdo con la configuración que se realice en este último. En este caso se trabajó con un ancho de banda (Bandwidth) de 194 Hz lo cual, indica que el periodo de muestreo al que el sensor tomara la información serán 2 ms.

| DLPF_CFG | Accelerometer (F _s = 1kHz) | | Gyroscope | | |
|----------|--|---------------|-------------------|---------------|----------|
| | Bandwidth (Hz) | Delay (ms) | Bandwidth (Hz) | Delay (ms) | Fs (kHz) |
| 0 | 260 | 0 | 256 | 0.98 | 8 |
| 1 | 184 | 2.0 | 188 | 1.9 | 1 |
| 2 | 94 | 3.0 | 98 | 2.8 | 1 |
| 3 | 44 | 4.9 | 42 | 4.8 | 1 |
| 4 | 21 | 8.5 | 20 | 8.3 | 1 |
| 5 | 10 | 13.8 | 10 | 13.4 | 1 |
| 6 | 5 | 19.0 | 5 | 18.6 | 1 |
| 7 | RESERVED | | RESERVED | | 8 |

Tabla 6: Configuraciones del sensor MPU6050. Fuente: MPU6050 datasheet.

10.2 Diseño de experimentos para prueba de las interfaces diseñadas:

Como punto de partida debido a que se debía esperar para realizar la construcción del banco de tuberías, se realizó un montaje experimental para realizar pruebas con las interfaces diseñadas, a continuación; se presenta el montaje realizado:



Imagen 1: Montaje experimental para realización de pruebas. Fuente: autores.

El montaje de la imagen 1, cuenta con un parlante subwoofer para trabajar en el rango de frecuencias de interés que en el caso del proyecto está entre 20 y 40 Hz, dicho elemento permitió realizar experimentos para captar y posteriormente realizar el procesamiento y tratamiento de la señal. Se observa también el sensor utilizado en dichas pruebas, sensor MPU6050, y dicho sensor se conecta al Arduino Uno el cual, captara los datos de la señal y los enviara directamente a la interfaz donde se esté trabajando. A continuación, se muestra el diagrama electrónico del sistema de adquisición de datos usando el Arduino Uno:

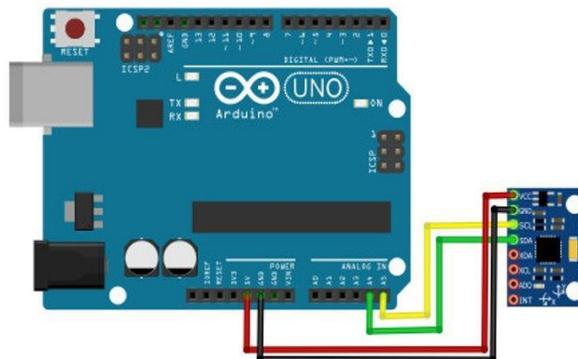


Figura 25: Diagrama electrónico para la toma de datos. Fuente: <https://www.diarioelectronico hoy.com/blog/configurar-el-mpu6050>.

La conexión realizada es Vcc (Voltaje de alimentación) del sensor a 5v del Arduino, el GND (Ground o tierra) conectado al GND del Arduino, SDA conectado al pin 4 de entradas analógicas y SCL al pin 5 de entradas analógicas.

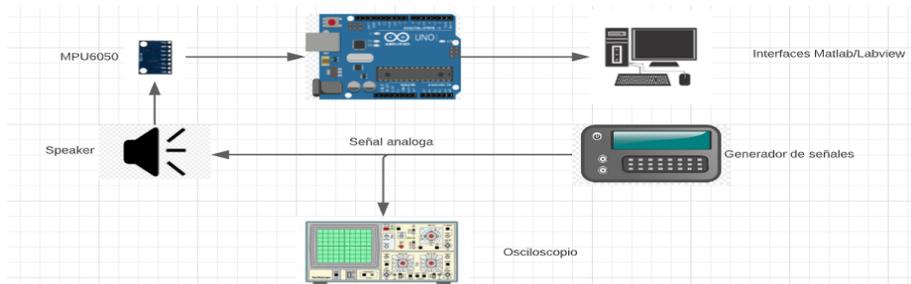


Figura 26. Diagrama del sistema de adquisición y procesamiento de señales para prueba de interfaces. Fuente: Autores.

10.2.1 Programación interfaz en Matlab:

Se realizó la programación de una interfaz gráfica en Matlab, para realizar la toma de datos y el procesamiento de la señal con la transformada rápida de Fourier (FFT por sus siglas en inglés). En la figura 27 se puede observar la presentación de la interfaz:

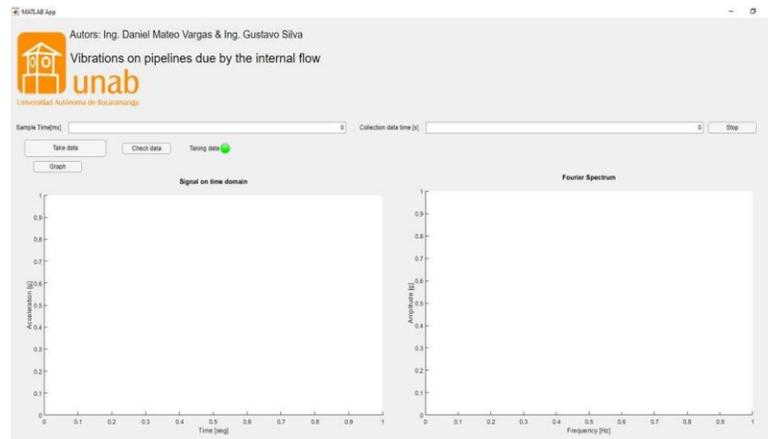


Figura 27: Interfaz gráfica programada en Matlab. Fuente: Autores.

La interfaz se compone de diferentes secciones, las cuales se explican a continuación;

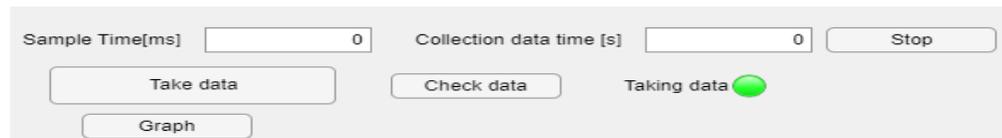


Figura 28: Secciones de la interfaz. Fuente: Autores.

Como se observa en la figura 28, la interfaz tiene entrada del Sample time (Periodo de muestreo), tiempo al cual el sistema adquisidor de señales está tomando la información, Collection data time, es el tiempo durante el cual la persona desea tomar información del sistema, si por 10 segundos o 10 minutos, obsérvese que la unidad está en segundos, Take

data indica que una vez se hayan digitado los valores de Sample time y Collection data time, se presiona dicho botón y se empezara a guardar la información enviada por el sistema de adquisición, Check data es un botón para saber si la información ha sido tomada correctamente o si la interfaz sigue tomando información, por último el botón Graph sirve para realizar las gráficas de señal en función del tiempo y la FFT respectivamente.

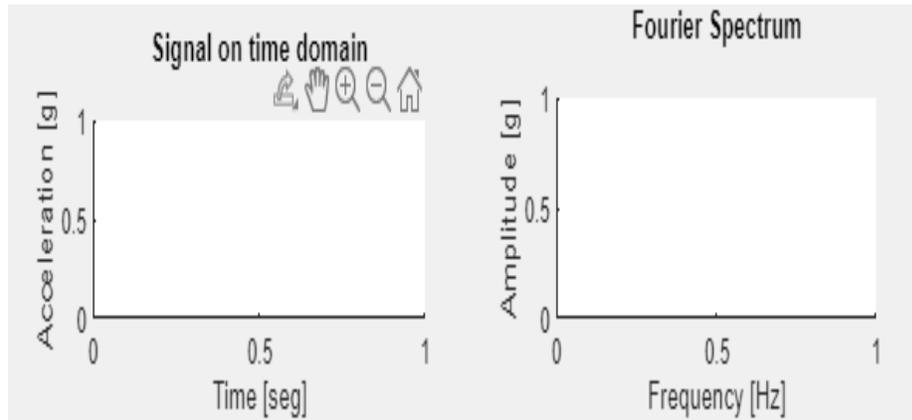


Figura 29: Sección de graficas de la interfaz. Fuente: Autores.

11 SIMULACIÓN DE ELEMENTOS FINITOS

Para la simulación de elementos finitos se definieron los siguientes parámetros (tabla 7), con el fin de obtener las frecuencias naturales de la tubería de interés:

| Parámetros | | |
|------------|---------|------------------------|
| OD | 33 [mm] | Diámetro exterior |
| Th | 3 [mm] | Grosor de las paredes |
| ID | 27 [mm] | Diámetro interior |
| L | 1.9 [m] | Longitud de la tubería |

Tabla 7: Parámetros definidos para el estudio ejemplo de una tubería especificada. Fuente: Autores.

Una vez especificados los parámetros de entrada se genera la geometría de la tubería y el fluido interno de esta misma en COMSOL Multiphysics 6.0;

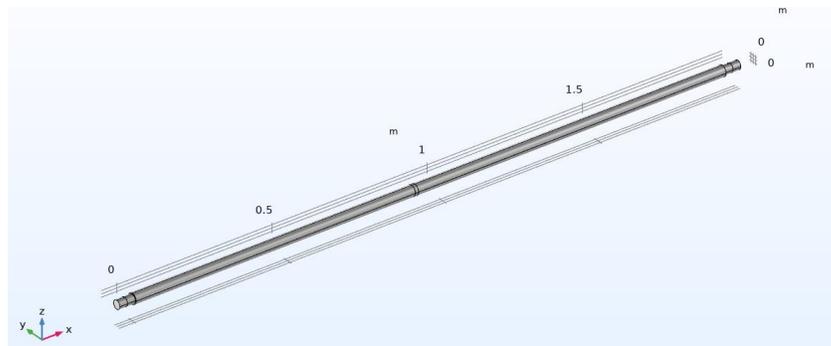


Figura 30: Geometría del sistema tubería-fluido. Fuente: Autores.

11.1 Simulación MODAL

Con el fin de obtener las frecuencias naturales de la tubería se realizan dos simulaciones una correspondiente a los modos de vibración de la tubería en vacío y la segunda correspondiente a la tubería llena de agua (Estancada) para ver la variación en dicha frecuencia y así saber a qué frecuencia se obtendrá la mayor amplitud de vibración en la tubería en el espectro de Fourier. Inicialmente se desarrolla la simulación de la tubería en vacío donde se obtienen los siguientes resultados para una tubería de 1" de diámetro nominal de material PVC:

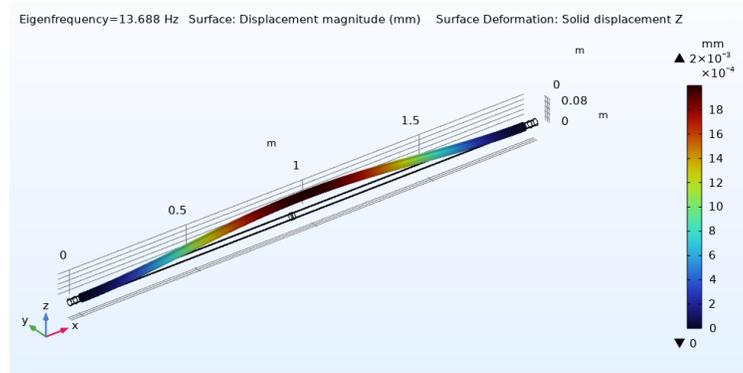


Figura 32: Frecuencia natural de la tubería sin agua primer modo de vibración. Fuente: Autores.

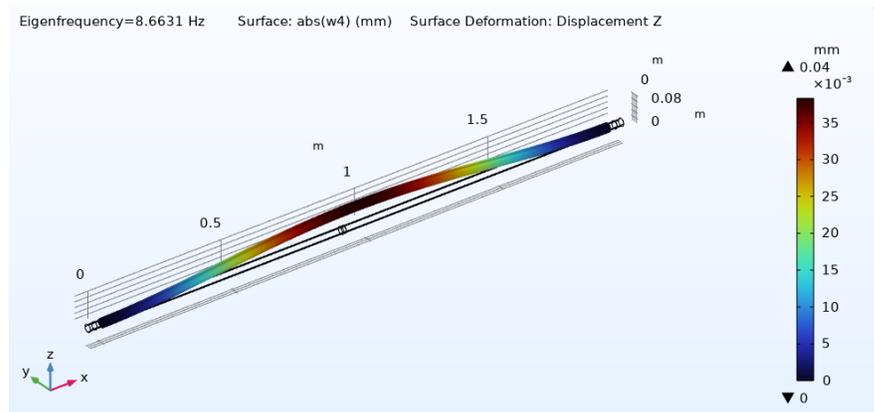


Figura 33: Frecuencia natural de la tubería llena de agua primer modo de vibración. Fuente: Autores.

Comparando ambas simulaciones se observa una disminución en la frecuencia fundamental de la tubería llena de agua (Estancada) comparada con la tubería vacía, este resultado se esperaba debido a la masa añadida del fluido, y el damping fluido lo que aumenta el stiffness del sistema.

| | Fn [Hz] |
|------------------|---------|
| Tubería sin agua | 13,688 |
| Tubería con agua | 8,6631 |
| % De reducción | 37% |

Tabla 8: Porcentaje de reducción de la frecuencia natural. Fuente: Autores.

11.2 Simulación CFD

Como se trata de un problema de interacción fluido-estructura se realiza un modelo CFD con el fin de obtener las características del flujo y así aplicarlas sobre la estructura en este caso la tubería. Debido a que es un flujo interno se utiliza el modelo k- ϵ (K- ϵ), el cual consta de dos ecuaciones llamadas energía cinética turbulenta y ratio de disipación de la energía cinética turbulenta, a continuación, se muestran las ecuaciones correspondientes:

Para la energía cinética turbulenta (k):

$$\frac{\partial(pk)}{\partial t} + \frac{\partial(pk u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_e} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \epsilon \quad \text{Eq. 34}$$

Para la energía disipación (ϵ):

$$\frac{\partial(p\epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(p\epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_e} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad \text{Eq. 35}$$

Donde u_i representa la velocidad del flujo en su dirección correspondiente, E_{ij} representa la ratio de deformación y μ_t corresponde a la viscosidad de Eddy. Posteriormente se definió el material en este caso agua en estado líquido, se definen las condiciones de frontera inlet y outlet correspondiente:

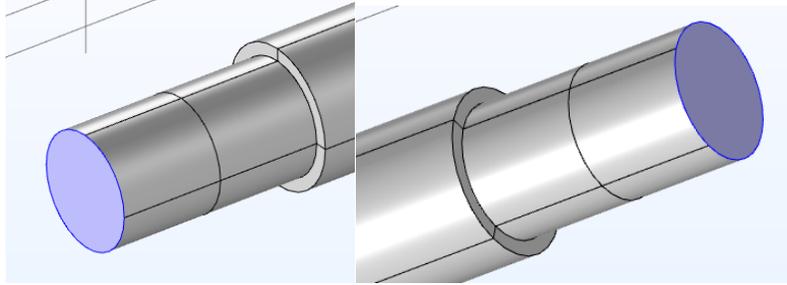


Figura 34: Condiciones de frontera Inlet y outlets correspondientes. Fuente: Autores.

El inlet se define con condiciones de velocidad en la dirección correspondiente, en este caso el eje x. El outlet se define con condición de presión de salida 0.

Posteriormente se genera la malla del dominio fluido-dinámico, la cual se muestra a continuación:

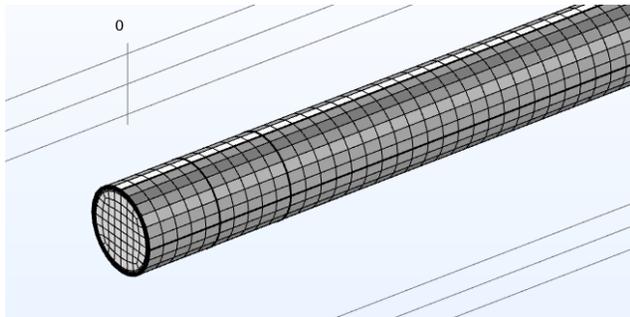


Figura 35: Enmallado del dominio computacional. Fuente: Autores.

La malla consta de un total de 76092 elementos en su mayoría hexaédricos. Se realiza un estudio estacionario en COMSOL donde como primer paso se realiza una inicialización de la distancia de la pared. Este primer paso está dedicado a resolver la distancia de la pared recíproca. Para los modelos de turbulencia, la distancia determinada en el paso de inicialización es la distancia a la pared más cercana, se define una tolerancia relativa de $1e-5$ para los residuales, finalmente se computa la simulación hasta alcanzar la convergencia del sistema, obteniéndose así los resultados de velocidad, y presión que serán importados al dominio estructural. Una vez completada la simulación se observan los residuales de la simulación;

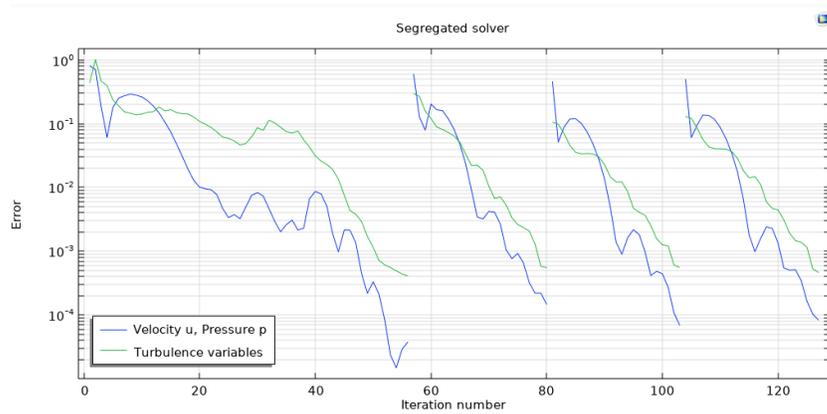


Figura 36: Residuales de la simulación CFD. Fuente: Autores.

Observándose que cumplen con el criterio de $1e-5$ definido. También se obtienen los contornos de presión, velocidad y líneas de flujo para cada uno de los caudales definidos para una tubería de 1" de diámetro nominal de material PVC.

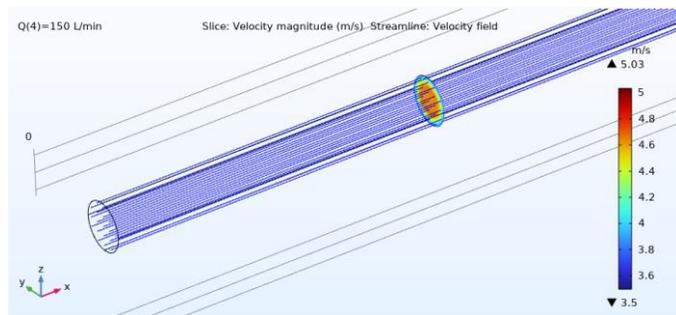


Figura 37: Líneas de flujo a 150 LPM. Fuente: Autores.

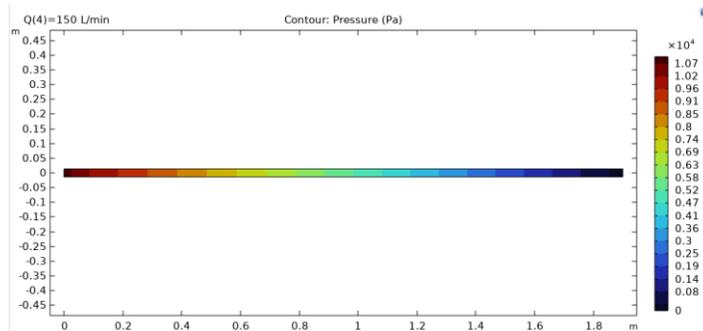


Figura 38: Contornos de presión a 145 LPM. Fuente: Autores.

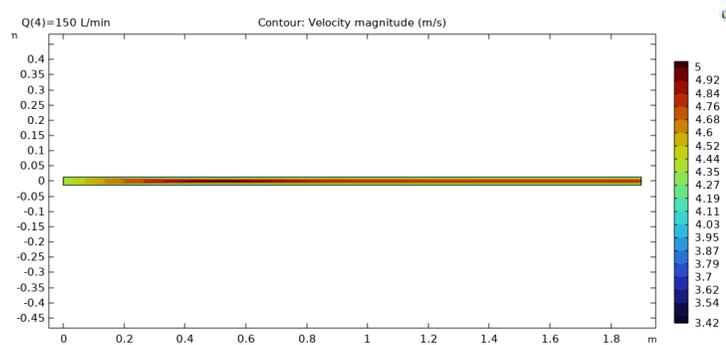


Figura 39: Contornos de velocidad a 145 LPM. Fuente: Autores.

11.3 Mapeo de los resultados CFD

Con la finalidad de resolver el problema de interacción fluido estructura FSI se realiza un mapeo de los resultados obtenidos en la simulación CFD como lo son la presión y la velocidad; dichos resultados serán los valores de entrada a la siguiente etapa de la simulación que es la simulación aero-acustica para determinar la respuesta en frecuencia del sistema ante diferentes caudales. El mapeo se realiza con el módulo de Multiphysics de COMSOL llamado Background Fluid Flow Coupling:

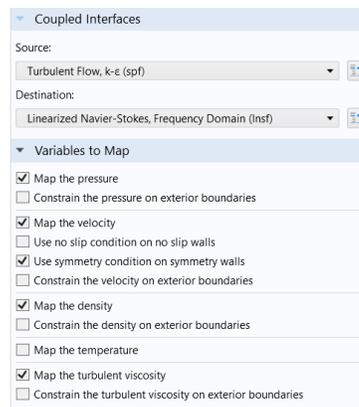


Figura 40: Mapeo de los resultados CFD. Fuente: Autores.

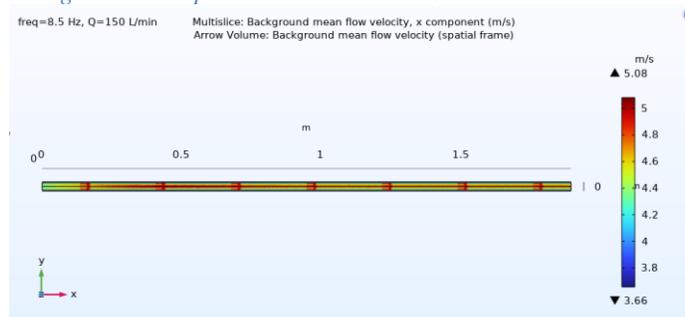


Figura 41: Resultados mapeados del CFD al dominio solido. Fuente: Autores.

11.4 Simulación Aero-Acústica

Para concluir la simulación de elementos finitos se realiza la simulación aero-acustica con el fin de determinar la respuesta en frecuencia del sistema mecánico ante diferentes caudales.

Inicialmente se define el dominio acústico correspondiente al fluido, utilizando el módulo de COMSOL Linearized Navier-Stokes, Frequency Domain, y se utiliza el módulo de multiphysics Aeroacoustics-Structure Boundary, para realizar la interacción fluido estructura en frecuencia. Se realiza el mallado del dominio Aero acústico como se muestra a continuación:

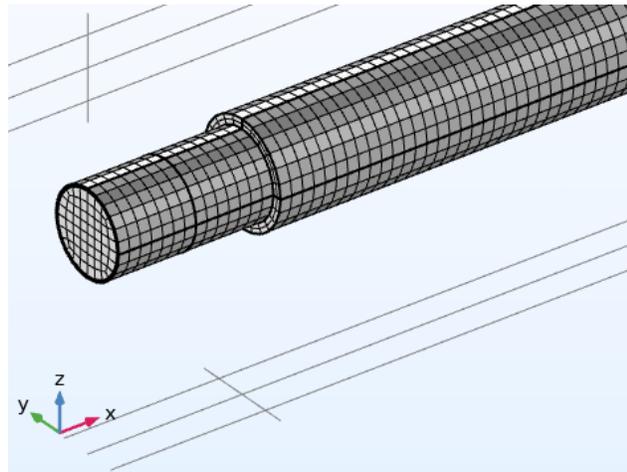


Figura 41: Enmallado del dominio Aero acústico. Fuente: Autores.

La malla cuenta con un total de 110856 elementos. Se genera la simulación con ### iteraciones y un criterio de convergencia de ###. A continuación, se muestra la frecuencia de la tubería a un caudal de 60 LPM.

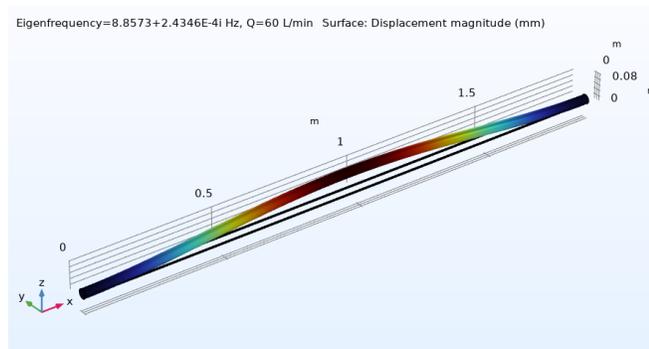


Figura 41: Frecuencia de la tubería con un caudal de 60LPM. Fuente: Autores.

12 ENSAMBLAJE Y CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

Inicialmente se realizó la compra de los materiales para la construcción del banco de pruebas, entre los cuales se destacan: Tuberías de acero galvanizado y tuberías de aguas negras. Obsérvese la imagen 2.



Figura 42: Materiales para el banco de pruebas. Fuente: Autores.

Se realizó la fabricación de los soportes para apoyar la sección de tuberías; a continuación, se muestra una imagen de los soportes:



Figura 43: Soportes para apoyar la sección de tuberías. Fuente: Autores.

Finalmente se realiza el ensamblaje de todo el banco de pruebas, como se observa en la figura 44.



Figura 44: Ensamblaje final. Fuente: Autores.

Una vez ensamblado el banco de pruebas se transportó a la planta piloto de la UNAB, para realizar las conexiones al banco de bombas:



Figura 45: Banco de bombas laboratorio de planta piloto. Fuente: Autores.

Para realizar la integración del banco de bombas con el banco de tuberías se realizó una estructura en PVC y se utilizó una manguera para conectar a la entrada de flujo del banco de pruebas:



Figura 46: Conexión del banco de bombas al banco de tuberías. Fuente: Autores.

Se ubicaron los manómetros a la entrada y salida de la tubería de interés, con la finalidad de mantener una presión estable para todas las pruebas realizadas:



Figura 47: Manómetros izquierda (M1), derecha (M2). Fuente: Autores.

Se realizó una adaptación para ubicar el sensor, debido a que se trabajó con diferentes diámetros de tubería:



Figura 48: Adaptador de sensor. Fuente: Autores.

Finalmente se presenta el banco de regulación de flujo, controlado a través del PLC y los variadores de frecuencia:

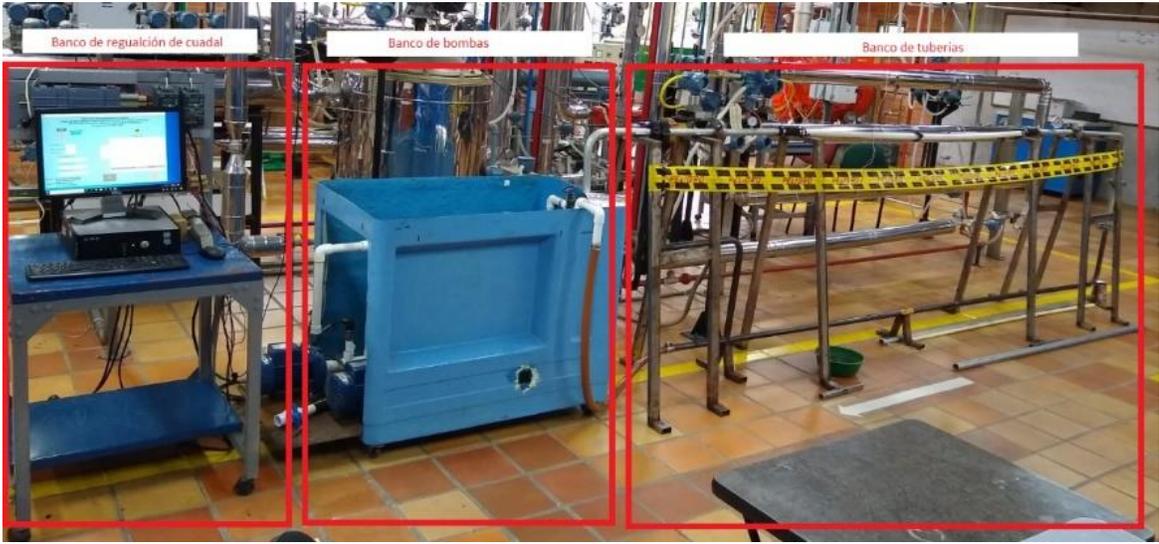


Figura 49: Banco de pruebas. Fuente: Autores.

13 PROTOCOLO DE PRUEBAS REALIZADAS Y RESULTADOS

13.1 PROTOCOLO DE PRUEBAS:

A Continuación, se define el protocolo implementado para la instalación correcta de la instrumentación, y toma de datos:

13.1.1 Prueba hidrostática:

El método de pruebas a utilizar es el de pérdidas o caída de presión, se realizarán 3 pruebas, a 15 psi por un periodo mínimo de 30 minutos. Se verifica que todos los accesorios se encuentren instalados, igualmente las conexiones y tuberías estén adecuadamente soportadas y/o ancladas. Se efectúa prueba de purga para evitar aire en el circuito de tubería, dejando circular el caudal y mirando si a la salida del circuito de tuberías existen burbujas (este procedimiento en particular se utilizará en cada prueba de vibraciones). Este procedimiento se hizo basado en la norma ASTM E1003.

13.1.2 Verificación de funcionalidad de manómetros:

Se verifica que los manómetros M1 y M2 se encuentren en buen estado y que la lectura de los dos manómetros a una prueba de 15 PSI sea similar.

13.1.3 Presión de trabajo:

Se establece una presión de trabajo para todas las pruebas a 6 PSI, para ellos se utilizó una válvula de restricción de caudal, aguas abajo.

13.1.4 Verificación de caudal:

Se confronta las lecturas SISTEMA DE CONTROL DE CAUDAL, con las del sensor ultrasónico de caudal y observar que las lecturas sean similares, (este procedimiento en particular se utiliza en cada prueba de vibraciones) y por cada prueba se verifica la distancia entre los sensores utilizando un-VERNIER.

13.1.5 Verificación de funcionamiento del sensor Dytran 3056D2:

Se compara los datos arrojados en la interface gráfica por defecto del DAQ NI-9230, y se comparan las lecturas del acelerómetro perteneciente a la UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANCA, con las lecturas arrojadas por la misma referencia del sensor de la empresa SIELECOM SAS, usando para ello el analizador de vibraciones OROS E35 con certificado de calibración CCE-029-2020 de la universidad pontificia Bolivariana.



Figura 50: Analizador de vibraciones empresa SIELECOM S.A.S. Fuente: Autores.

13.1.6 Prueba de rpm bombas de agua:

Se compararon verifico el valor del rpm de las bombas utilizando el valor arrojado por la interface grafica del BANCO DE REGULACION DE CAUDAL, con los valores tomado por un medidor digital de RPM, esto con el fin de determinar la frecuencia de la bomba y así descartar dichos picos en el espectro de Fourier.

13.1.7 Prueba de funcionamiento de algoritmo Matlab:

Se contacto a la empresa SIELECOM SAS, para confrontar la información arrojada por el espectro de Fourier en la programación de MATLAB vs el analizador de vibraciones OROS E35 con certificado de calibración CCE-029-2020 de la universidad pontificia bolivariana. Comparando los resultados del espectro de Fourier.

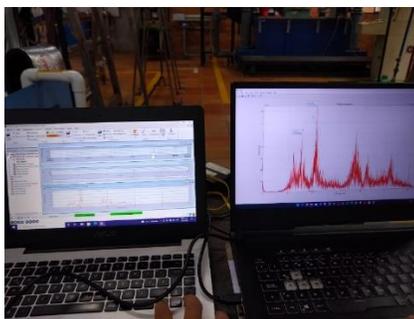


Figura 51: Comparación entre el software de SIELECOM SAS y la interfaz de MATLAB. Fuente: Autores.

Así mismo se determino el error entre la información procesada en el algoritmo de MATLAB y la información procesada por el analizador de vibraciones de la empresa SIELECOM SAS, obteniendo un porcentaje de error en frecuencia del 1% y en amplitud del 12%, obsérvese que el error en amplitud es más grande debido a que es un sistema dinámico, que se encuentra en constante cambio.

13.1.8 Protocolo de pruebas de vibraciones inducidas por flujo:

- Se ubica el sensor sobre la mitad de la tubería, lugar donde se presentará el mayor desplazamiento para la configuración ya definida.
- Se conecta el sensor al puerto de la DAQ industrial NI-9230.

- Se enciende la bomba y se espera hasta conseguir un flujo estable, esto verificando continuamente con el medidor de flujo ultrasónico.
- Se ajusta la válvula reguladora de caudal a la salida para mantener la presión de trabajo de 6 psi en todas las pruebas.
- Se realiza una toma de datos (señal de voltaje proveniente del acelerómetro y su posterior conversión a unidades de aceleración), y se verifica que no se presente el Sky Slope fenómeno que se produce debido a que el sensor aún no se ha estabilizado.
- Se realizan tres repeticiones para cada uno de los caudales.
- Se guarda la información datos de aceleración provenientes del sensor, para su posterior procesamiento.

13.2 RESULTADOS

A continuación, se muestran los resultados para una de las pruebas realizadas en el banco. Esta prueba se realiza con un caudal de 60 LPM, en una tubería de PVC de 1" de diámetro nominal y 1.9 metros de longitud. Los resultados de las restantes pruebas con tuberías de diámetro $\frac{3}{4}$ ", $1 \frac{1}{4}$ " de material PVC, y con caudales de 60, 100, 120 y 145 LPM, se muestran en el Anexo C.

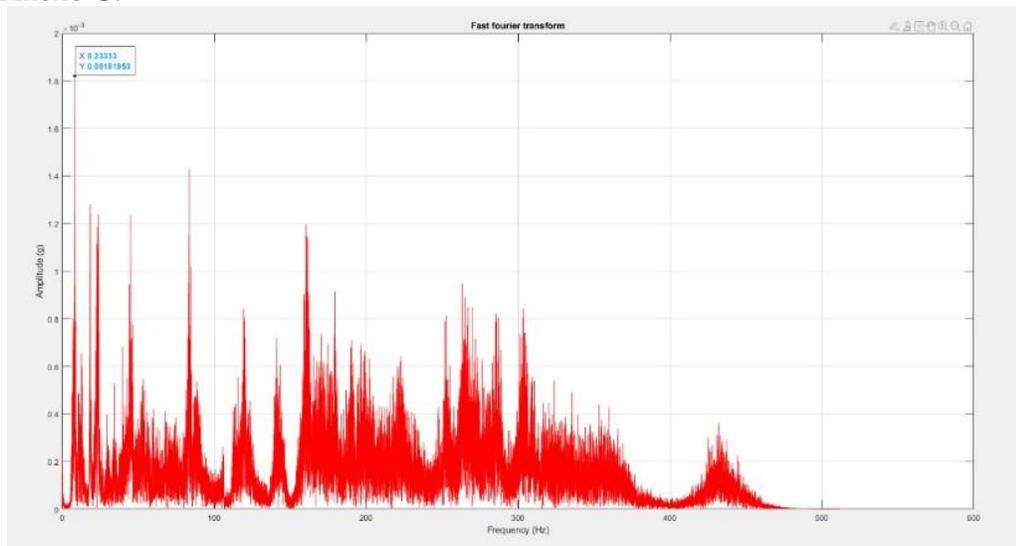


Figura 52: Espectro de Fourier de la señal de aceleración. Fuente: Autores.

En el espectro se muestra la frecuencia a la que está vibrando la tubería de interés, 8.2333 Hz, así mismo se obtienen los espectros respectivos en amplitud de velocidad y desplazamiento, como se muestran a continuación:

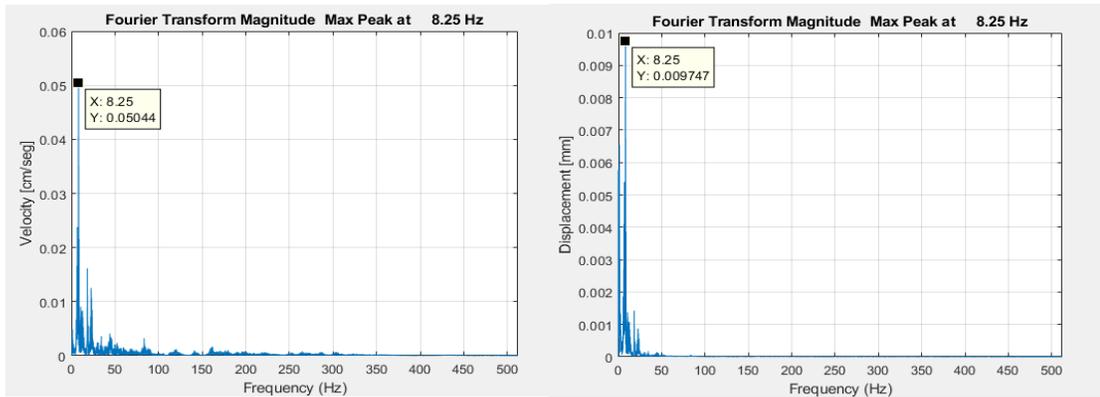


Figura 53: Espectros de Fourier en amplitud de velocidad y desplazamiento. Fuente: Autores.

En la figura 44, se observan los picos correspondientes a la frecuencia de vibración de la tubería y a la amplitud correspondiente en velocidad y desplazamiento. Estos valores serán de utilidad para realizar la evaluación final de las tuberías de acuerdo a las normas internacionales.

13.3 Análisis de resultados y análisis estadístico

Con la finalidad de observar la repetibilidad en la toma de datos experimentales, se realiza un breve estudio estadístico para determinar la desviación estándar de los datos y así observar la precisión de los resultados del sistema, de igual manera verificar la exactitud de los datos comparándolos con los datos teóricos (modelo de Udoetek y la simulación Aero-Acústica por FEM). A continuación, se muestra la gráfica de desviación estándar para un experimento con tres repeticiones:

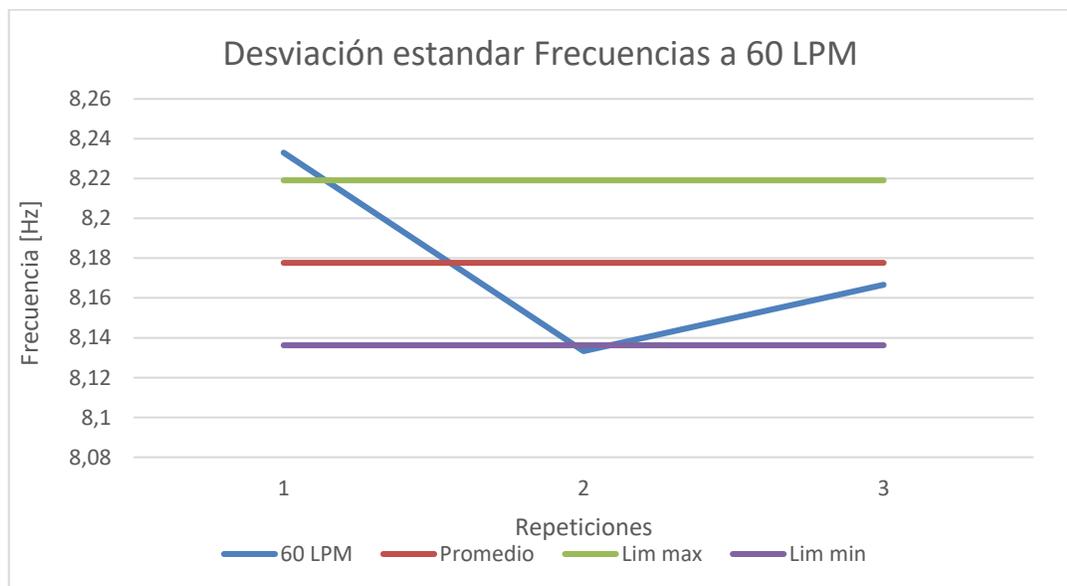


Figura 54: Desviación estandar datos experimentales. Fuente: Autores.

Para la misma tubería de 1” de diámetro nominal y material PVC se realiza el cálculo de error comparando las pruebas experimentales con el valor teórico obtenido con el modelo de Udoetek, en la tabla 9 se muestran los resultados obtenidos:

| Caudal [LPM] | Prueba 1 | Prueba 2 | Prueba 3 | Promedio | Valor teorico [Hz] | Error [%] |
|--------------|-----------|-----------|-----------|-------------|--------------------|-----------|
| | Freq [Hz] | Freq [Hz] | Freq [Hz] | | | |
| 60 | 8,233 | 8,13333 | 8,16667 | 8,177666667 | 7,7511 | 5% |
| 100 | 8 | 8,25 | 8,0333 | 8,094433333 | 7,75 | 4% |
| 120 | 8,0333 | 7,8 | 7,6667 | 7,833333333 | 7,7492 | 1% |
| 145 | 7,8 | 7,8 | 7,9 | 7,833333333 | 7,7417 | 1% |

Tabla 9: Calculo del error con respecto al modelo teorico. Fuente: Autores.

Así mismo se calcula el error comparando las pruebas experimentales con la simulación computacional;

| Caudal [LPM] | Prueba 1 | Prueba 2 | Prueba 3 | Promedio | Valor sim [Hz] | Error [%] |
|--------------|-----------|-----------|-----------|-------------|----------------|-----------|
| | Freq [Hz] | Freq [Hz] | Freq [Hz] | | | |
| 60 | 8,233 | 8,13333 | 8,16667 | 8,177666667 | 8,8573 | 8% |
| 100 | 8 | 8,25 | 8,0333 | 8,094433333 | 8,8563 | 9% |
| 120 | 8,0333 | 7,8 | 7,6667 | 7,833333333 | 8,8555 | 13% |
| 145 | 7,8 | 7,8 | 7,9 | 7,833333333 | 8,8542 | 13% |

Tabla 10: Calculo del error con respecto al modelo simulado. Fuente: Autores.

Se observa un mayor error entre el modelo experimental y la simulación; con respecto al modelo teórico, esto puede ser debido a varios factores como lo son: la calidad del enmallado, la tolerancia de los residuales, etc. Posteriormente se extraen las amplitudes de velocidad y desplazamiento de la FFT, dichas amplitudes se obtienen integrando la señal de aceleración proveniente del sensor ubicado sobre la mitad de la tubería de estudio. Con la finalidad de evaluar dichas amplitudes de acuerdo a la norma internacional VDI 3842. En la tabla 11 se puede observar los valores de aceleración, velocidad y desplazamiento de una tubería de 1” de diámetro nominal y material PVC. El resto de tablas se encuentran en el Anexo C.

| Caudal [LPM] | Aceleración [g] | Velocidad [cm/s] | Desplazamiento [mm] |
|--------------|-----------------|------------------|---------------------|
| 60 | 0,002685 | 5,04400E-02 | 9,75E-03 |
| 100 | 0,002749 | 5,35300E-02 | 1,06E-02 |
| 120 | 0,005674 | 1,11800E-01 | 2,25E-02 |
| 145 | 0,006278 | 1,24500E-01 | 2,52E-02 |

Tabla 11: Amplitudes de vibración en diferentes unidades. Fuente: Autores.

Para evaluar las amplitudes de vibraciones, a diferentes caudales se utilizan las gráficas de amplitud de vibración, bien sea en velocidad o desplazamiento vs frecuencia de vibración de la tubería; a continuación, se muestra una curva de amplitud de vibración en unidades de mils, milésima unidad de una pulgada equivalente a 0.0254 [mm]

Teniendo en cuenta los resultados de la tabla 11, columna de desplazamiento se trazan las líneas sobre la figura 46 para cada caudal para determinar la severidad de la vibración inducida por flujo, realizando así mismo la conversión de unidades desplazamiento en [mm] a mils.

| | 1 mils | 0,0254 [mm] | Caudal [LPM] | Frecuencia [Hz] |
|---|--------|-------------|--------------|-----------------|
|  | 0,3 | 7,62E-03 | 60 | 8,177666667 |
|  | 0,4 | 1,02E-02 | 100 | 8,094433333 |

| | | | | |
|---|-----|----------|-----|-------------|
|  | 0,9 | 2,29E-02 | 120 | 7,833333333 |
|  | 1 | 2,54E-02 | 145 | 7,833333333 |

Tabla 12: Conversión de unidades de [mm] a mils. Fuente: Autores.

En la figura 47 se observa la evaluación de las vibraciones para la tubería estudiada. Se comprueba que a medida que el caudal aumenta la amplitud de la vibración inducida por flujo también lo hace y así mismo se ve una ligera disminución en la frecuencia, esto ya ha sido comprobado por Evans et al [24], y Michael Paidosussis [12] en sus investigaciones.

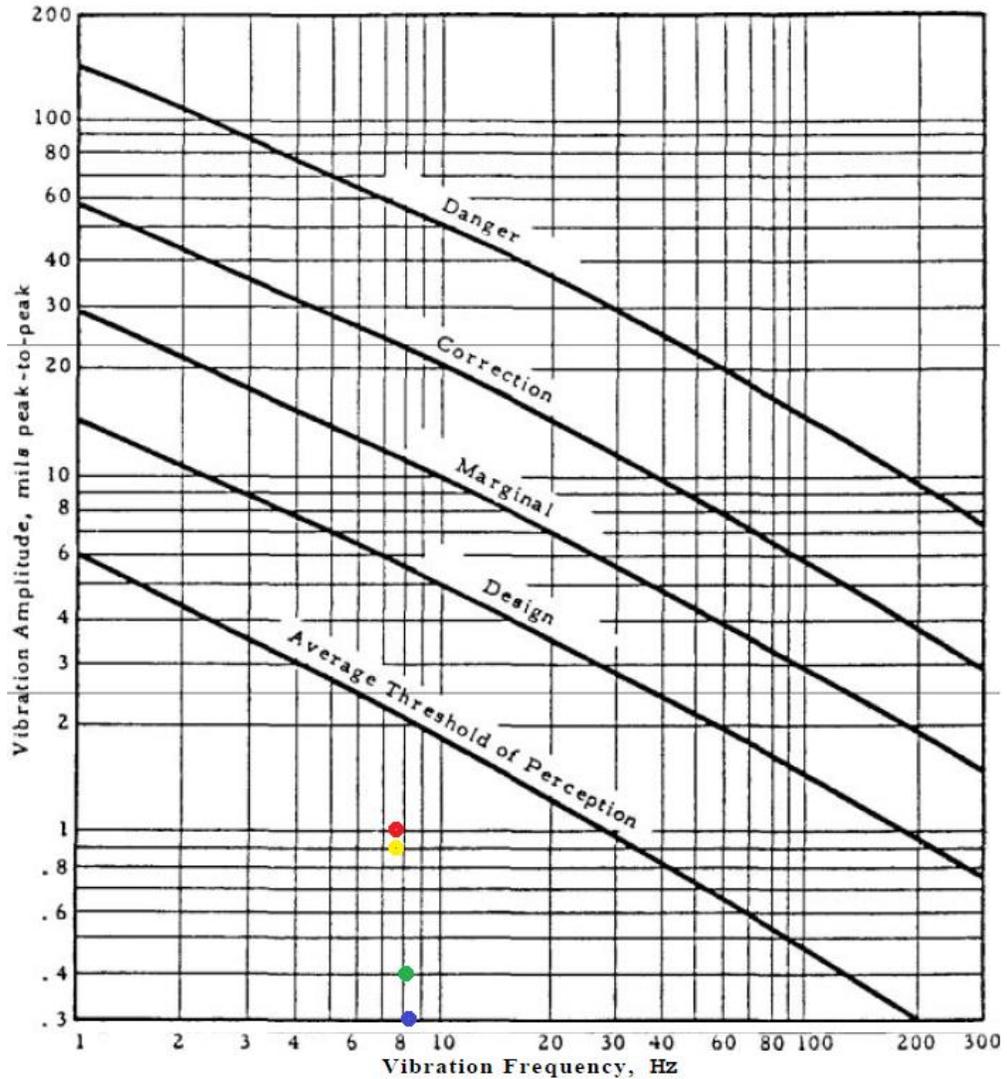


Figura 55: Aplicación de la norma sobre los resultados obtenidos. Fuente: Autores.
 (Curva amplitud de vibración mm/s vs frecuencia Hz. Fuente: Piping vibration and stress J.C Wachel, San Antonio TX.)

De la anterior gráfica se observa que al aplicar la norma internacional VDI 3842, la tubería que se está analizando bajo las condiciones de flujo planteadas, se encuentra vibrando en el rango permisible de amplitud de desplazamiento respecto a la frecuencia de vibración

inducida por el flujo. Estos mismos datos son mostrados para las otras tuberías de análisis en el Anexo D.

14 CONCLUSIONES

- En la presente investigación se logró desarrollar un banco de pruebas para el estudio de vibraciones inducidas por flujo en tuberías soportadas. El cual permite intercambiar tuberías de diámetros entre $\frac{3}{4}$ " y $1 \frac{1}{4}$ ", con longitudes hasta de 2m. Variando caudales de operación desde 40 LPM hasta 145 LPM. En el análisis de las vibraciones inducidas por el flujo, el sistema desarrollado permite obtener espectros de frecuencia con una ventana de trabajo de 0 Hz hasta 100 Hz. El sistema de obtención de señales funciona con un acelerómetro piezoeléctrico unido a un sistema de adquisición de datos NI 9230 que se vincula a un algoritmo desarrollado en Matlab, el cual realiza el procesamiento de los datos aplicando técnicas de FFT y tiene su respectiva interfaz gráfica.
- Se observa que las condiciones geométricas de la tubería como el diámetro afectan las frecuencias naturales de la tubería de estudio, a medida que el diámetro de la tubería aumenta la frecuencia también. Por ende, siguiendo la norma internacional VDI 3842 las tuberías de mayor diámetro tienen un rango más reducido de amplitud de vibración y deben tener un análisis más detallado su montaje y punto operación.
- Se evidencia que el aumento del caudal, disminuye ligeramente la frecuencia de la vibración inducida por flujo en la tubería de interés, confirmando la información dada por los investigadores Evans et al [25], Michael Paidoussis [12], Rosendo Franco et al [5]; los cuales afirmaban que, al aumentar la velocidad del fluido interno en una tubería soportada, la frecuencia disminuye.
- La solución de elementos finitos permitió comparar las frecuencias naturales de la tubería inducida por flujo turbulento, ante diferentes caudales, sin embargo, se observa un error considerable (máximo de 13%), comparado con el modelo teórico y experimental. Esto se da debido a diferentes factores como son la calidad del enmallado, tolerancia relativa de los residuales. En diversas investigaciones por ejemplo [29] y [31] se observa que dependiendo de la calidad del enmallado los resultados pueden variar con respecto a los resultados teóricos y experimentales. En este trabajo de grado se trabajó con una malla de calidad normal con el fin de reducir el costo computacional, dando resultados fiables para caudales no superiores a 100 LPM.
- El estudio de elementos finitos, en especial al análisis modal bajo las condiciones de flujo turbulento, permitió conocer y aprender en que lugares de un tramo de tubería sería apropiado ubicar los anclajes o soportes, ya que dependiendo de la frecuencia de vibración se podrán obtener los puntos de inflexión de interés.

- Se evidencia que la información obtenida usando la interfaz desarrollada en Matlab es acertada al ser contrastada con un software y dispositivo especializado en vibraciones (OROS E35), obteniéndose un % de error en frecuencia del 1% y en amplitud del 12%, esto debido a que es un sistema dinámico.

15 RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

- Realizar la instalación del banco de pruebas para el estudio de vibraciones en tuberías, donde el ruido exterior o vibraciones exteriores sean mínimas, esto con el fin de que dichas perturbaciones exteriores no influyan sobre los datos recolectados.
- Utilizar aisladores de vibraciones sobre las bases de la estructura del banco de pruebas.
- Instalar una válvula de regulación de caudal aguas abajo en la parte superior del banco de pruebas, para un fácil acceso y control de la presión de estudio.
- Al ser un sistema dinámico se recomienda evitar elementos, o accesorios de conexión en la tubería de interés, anclajes etc, esto con la finalidad de que todas las pruebas se hagan bajo las mismas condiciones; ya que estos cambios pueden generar variaciones significativas en las frecuencias naturales de la tubería y su amplitud de vibración.
- Como trabajo futuro se propone realizar la simulación completa, es decir, obtener las amplitudes de las vibraciones a través de un modelo de flujo turbulento transitorio LES, y así realizar la comparación entre las amplitudes obtenidas de forma experimental y simuladas.
- Construir un banco de pruebas con tubería de acero inoxidable, para así evitar problemas a futuro en las bombas.

16 BIBLIOGRAFIA

1. CHANG, X., WU, Q., YE, F., & SHEN, P. (2018).
2. EXPERIMENTAL STUDY OF HYDRAULIC PIPELINE VIBRATION UNDER PRESSURE TRANSMISSION. PROCEEDINGS OF THE 37TH CHINESE CONTROL CONFERENCE, 1(1). [HTTPS://IEEEXPLORE.IEEE.ORG/DOCUMENT/8483060](https://ieeexplore.ieee.org/document/8483060)
3. WACHEL, J. C., MORTON, J. S., & ATKINS, K. E. (1990). PIPING VIBRATION ANALYSIS. [HTTPS://DOI.ORG/10.21423/R16M23](https://doi.org/10.21423/R16M23)
4. ROBLES NIEVES, V. (2004, DICIEMBRE). STATIC AND DYNAMIC ANALYSIS OF A PIPING. AVAIBLE :[HTTPS://SCHOLAR.UPRM.EDU/HANDLE/20.500.11801/746](https://scholar.uprm.edu/handle/20.500.11801/746)
5. FRANCO, R., BLAS, M. A., RODRÍGUEZ, L., & ORTIZ-VIDAL, L. E. (2020). PROCEDIMIENTO PARA EL ANÁLISIS DE VIBRACIÓN INDUCIDA POR FLUJO TURBULENTO EN TUBERÍAS USANDO SIMULACIÓN NUMÉRICA. INFORMACIÓN TECNOLÓGICA, 31(3), 265–
[HTTPS://WWW.RESEARCHGATE.NET/PUBLICATION/342298171_PROCEDIMIENTO_PARA_EL_ANALISIS_DE_VIBRACION_INDUCIDA_POR_FLUJO_TURBULENTO_EN_TUBERIAS_USANDO_SIMULACION_NUMERICA](https://www.researchgate.net/publication/342298171_PROCEDIMIENTO_PARA_EL_ANALISIS_DE_VIBRACION_INDUCIDA_POR_FLUJO_TURBULENTO_EN_TUBERIAS_USANDO_SIMULACION_NUMERICA)
6. EAFIT, & HENAO ÁNGEL, D. (2013). IDENTIFICACIÓN DE LAS PROPIEDADES DINÁMICAS DE UNA ESTRUCTURA SOMETIDA A VIBRACIÓN AMBIENTAL EMPLEANDO ANÁLISIS ESPECTRAL.
[HTTPS://REPOSITORY.EAFIT.EDU.CO/BITSTREAM/HANDLE/10784/1237/DAVID_HENAO_%C3%81NGEL_2013.PDF?SEQUENCE=1&ISALLOWED=Y](https://repository.eafit.edu.co/bitstream/handle/10784/1237/DAVID_HENAO_%C3%81NGEL_2013.PDF?SEQUENCE=1&ISALLOWED=Y)
7. SUTAR, S., BABU, R., & MADABHUSHI, R. (2016). FINITE ELEMENT ANALYSIS OF PIPING VIBRATION WITH GUIDED SUPPORTS. RESEARCH GATE, 1(1). [HTTPS://WWW.RESEARCHGATE.NET/PUBLICATION/302895635_FINITE_ELEMENT_ANALYSIS_OF_PIPING_VIBRATION_WITH_GUIDED_SUPPORTS/REFERENCES](https://www.researchgate.net/publication/302895635_FINITE_ELEMENT_ANALYSIS_OF_PIPING_VIBRATION_WITH_GUIDED_SUPPORTS/REFERENCES)
8. KHOT, S. M., KHAIRE, P., & NAIK, A. (2017). INTERNATIONAL CONFERENCE ON NASCENT TECHNOLOGIES IN THE ENGINEERING FIELD (ICNTE- 2017). EXPERIMENTAL AND SIMULATION STUDY OF FLOW INDUCED VIBRATION THROUGH STRAIGHT PIPES, 1(1). [HTTPS://IEEEXPLORE.IEEE.ORG/ABSTRACT/DOCUMENT/7947938](https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/7947938)
9. RAO., S. (2011). VIBRACIONES MECÁNICAS. PEARSON EDUCACIÓN DE MÉXICO, S.A. DE C.V.
10. ROBERT L., M. (2015). MECÁNICA DE FLUIDOS - 7A EDICIÓN (7.A ED.). PEARSON EDUCACIÓN.
11. HAUKAAS, T. (2020, FEBRERO). EULER-BERNOULLI BEAMS. [HTTP://CIVIL-TERJE.SITES.OLT.UBC.CA/FILES/2020/02/EULER-BERNOULLI-BEAMS.PDF](http://civil-terje.sites.olt.ubc.ca/files/2020/02/Euler-Bernoulli-Beams.pdf)
12. PAIDOUSSIS, M. P. (2014). FLUID-STRUCTURE INTERACTIONS: SLENDER STRUCTURES AND AXIAL FLOW: 1 (2.A ED.). ACADEMIC PRESS.
13. ANDERIANSYAH, & MIASA, I. M. (2019).

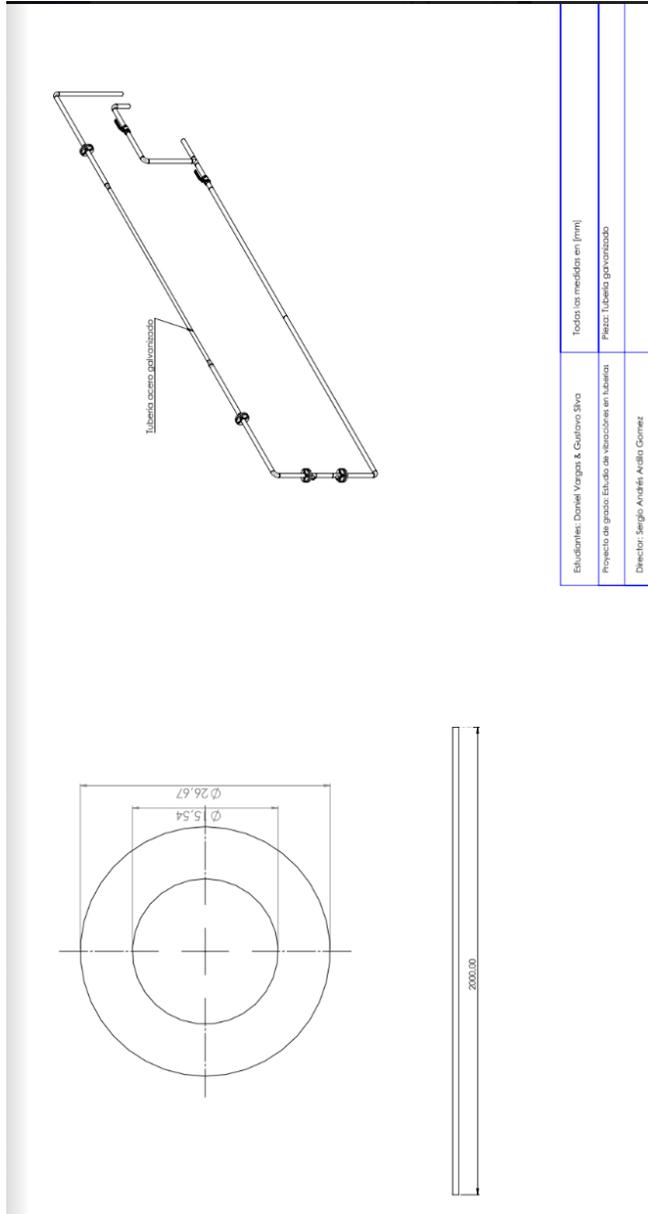
14. COMPARATIVE STUDY OF VIBRATION SIGNAL PROCESSING ON PIPE LEAK CASE. JOURNAL OF PHYSICS: CONFERENCE SERIES, 1351, 012012. [HTTPS://DOI.ORG/10.1088/1742-6596/1351/1/012012](https://doi.org/10.1088/1742-6596/1351/1/012012)
15. ERICSSON, S., GRIP, N., JOHANSSON, E., PERSSON, L. E., SJÖBERG, R., & STRÖMBERG, J. O.
16. (2005). TOWARDS AUTOMATIC DETECTION OF LOCAL BEARING DEFECTS IN ROTATING MACHINES. MECHANICAL SYSTEMS AND SIGNAL PROCESSING, 19(3), 509–535. [HTTPS://DOI.ORG/10.1016/J.YMSSP.2003.12.004](https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2003.12.004)
17. ENERGI Forsk. (2017). PIPE VIBRATIONS IN NUCLEAR APPLICATIONS. [HTTPS://ENERGIFORSKMEDIA.BLOB.CORE.WINDOWS.NET/MEDIA/23346/PIPE-VIBRATIONS-IN-NUCLEAR-APPLICATIONS-ENERGIFORSKRAPPORT-2017-451.PDF](https://energiforskmedia.blob.core.windows.net/media/23346/pipe-vibrations-in-nuclear-applications-energiforskrapport-2017-451.pdf)
18. [HTTPS://WWW.IMPEL.EU/](https://www.impel.eu/). (2011, NOVEMBER 16). LESSONS LEARNT FROM INDUSTRIAL ACCIDENTS. IMPEL FRENCH MINISTRY FOR SUSTAINABLE DEVELOPMENT. [HTTPS://WWW.IMPEL.EU/WP-CONTENT/UPLOADS/2016/06/SEMINAR-REPORT-ENG-2011.PDF](https://www.impel.eu/wp-content/uploads/2016/06/seminar-report-eng-2011.pdf). IMPEL SEMINAR
19. AIX EN PROVENCE, 16 AND 17 NOVEMBER 2011
- STEELJRV.COM. (2018, JULY 3). DANGERS AND MAIN CAUSES OF PIPING VIBRATION. CHINA STEEL PIPES, FLANGES, PIPE FITTINGS MANUFACTURER. [HTTPS://WWW.STEELJRV.COM/DANGERS-AND-MAIN-CAUSES-OF-PIPING-VIBRATION.HTML](https://www.steeljrv.com/dangers-and-main-causes-of-piping-vibration.html).
20. PIPING VIBRATION ANALYSIS. ALS. (N.D.). [HTTPS://WWW.ALSGLOBAL.COM/%2FEN-SG%2FNEWS%2FARTICLES%2F2019%2F06%2FASSET-CARE-COUNTS-PIPING-VIBRATION-ANÁLISIS](https://www.alsglobal.com/%2Fen-sg%2Fnews%2Farticles%2F2019%2F06%2Fasset-care-counts-piping-vibration-analisis). 12 JUN 2019
21. PRÜFTECHNIK. (N.D.). LASER ALIGNMENT: CONDITION MONITORING: NDT. PRUFTECHNIK. [HTTPS://WWW.PRUFTECHNIK.COM/FILEADMIN/PRODUCTS-SERVICES/SERVICES/VIBRATION-ANALYSIS_BLUE/DOWNLOADS/2.1-VIB_ROHRLEITUNGSSYSTEME_LIT_01.319_EN.PDF](https://www.pruftechnik.com/fileadmin/products-services/services/vibration-analysis_blue/downloads/2.1-vib-rohrleitungssysteme_lit_01.319_en.pdf) VDI 3842 STANDARDS
22. IMRAN SHAIK, SHAIK UDDIEN, A KRISHNAIAH, SHANKARACHAR SUTAR. NUMERICAL ANALYSIS OF CLAMPED FLUID CONVEYING PIPE. MECHANICS, MATERIALS SCIENCE & ENGINEERING JOURNAL, MAGNOLITHE, 2017, FF10.2412/MMSE.53.64.857FF.FFHAL-01966404F
23. THOMPSON, A., MAYNES, D. AND BLOTTER, J., 2021. [ONLINE] RESEARCH GATE. AVAILABLE AT: <[HTTPS://WWW.RESEARCHGATE.NET/PUBLICATION/267495047_INTERNAL_TURBULENT_FLOW_INDUCED_PIPE_VIBRATIONS_WITH_AND_WITHOUT_BAFFLE_PLATES](https://www.researchgate.net/publication/267495047_INTERNAL_TURBULENT_FLOW_INDUCED_PIPE_VIBRATIONS_WITH_AND_WITHOUT_BAFFLE_PLATES)> [ACCESSED 24 SEPTEMBER 2021].
24. DI CAO. FINITE ELEMENT ANALYSIS OF FLUID-STRUCTURE INTERACTION IN PIPING SYSTEMS. UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, SYDNEY. AVAILABLE AT: [HTTPS://OPUS.LIB.UTS.EDU.AU/BITSTREAM/10453/37021/1/01front.pdf](https://opus.lib.uts.edu.au/bitstream/10453/37021/1/01front.pdf)
25. EVANS, ROBERT & BLOTTER, JONATHAN & STEPHENS, ALAN. (2004). FLOW RATE MEASUREMENTS USING FLOW-INDUCED PIPE VIBRATION. JOURNAL OF FLUIDS ENGINEERING. 126. 10.1115/1.1667882.
26. MARCUS RINGSTROM, BJORN WALLIN. (2019). METHODS FOR EVALUATING ALLOWABLE VIBRATION VELOCITY LEVELS IN POWER PLANT PIPING SYSTEMS.

MASTER'S THESIS IN APPLIED MECHANICS. DEPARTMENT OF MECHANICS AND MARITIME SCIENCES. CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, GOTHENBURG, SWEDEN.

27. Udoetok, E. S. (2018). Internal Fluid Flow Induced Vibration of Pipes. *Journal of Mechanical Design and Vibration*, 6(1), 1-8.
28. Ninad A. Pande, V. S. (2019). Study of Fluid Induced Vibrations using Simulation Means and their Effects during Internal Flows. <https://www.irjet.net/archives/V6/i5/IRJET-V6I5913.pdf>
29. Tehrani, M. D. (2020). Using CFD to investigate cause of vibrations in feed-water system. <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1640363/FULLTEXT01.pdf>
30. Jin-Hyuk Lee, S. M. A.-S. (s/f). *Flow-Induced Vibration Analysis of Supported Pipes with a Crack*. https://www.comsol.com/paper/download/356661/lee_paper.pdf
31. Bethany Nine, C. (2013). *How to Implement a Mesh Refinement Study*. <https://www.comsol.com/blogs/how-to-implement-mesh-refinement-study/>

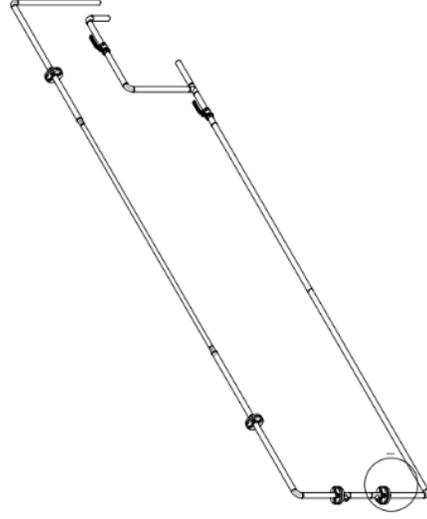
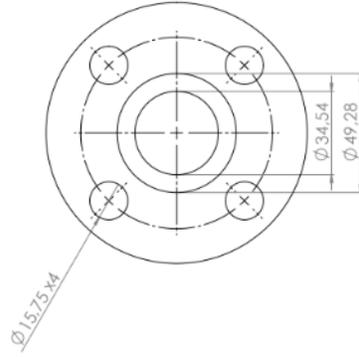
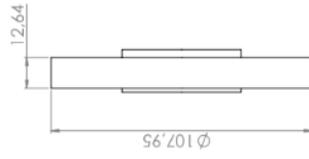
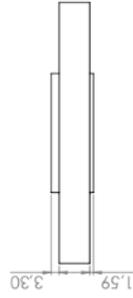
17 ANEXOS

A. PLANOS DEL BANCO DE PRUEBAS:

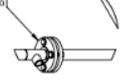


Tuberia acero galvanizada

| | |
|---|----------------------------|
| Estudiantes: Daniel Vargas & Cristian Soto | Todos los medidas en (mm) |
| Proyecto de grado: Estudio de vibraciones en tuberías | Plazo: Tubería galvanizada |
| Director: Sergio Andrés Ardiel Gomez | |

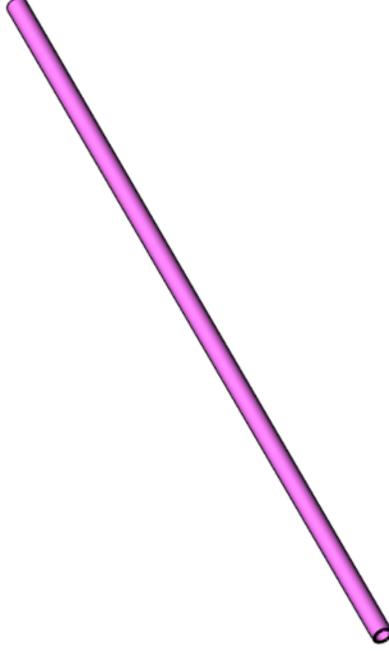
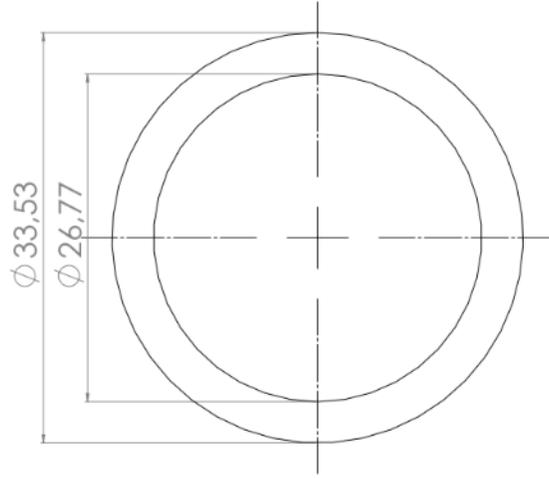


Bridas 1inch sch40 x12



DETALLE
ESCALA 2:15

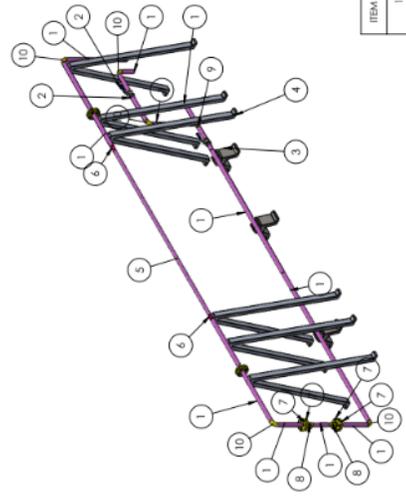
| | |
|--|---------------------------|
| Estudiantes: Daniel Vargas & Gustavo Siva | Todos las medidas en [mm] |
| Proyecto del grado: Estudio de vibraciones en tuberías | Piezas: Bridas |
| Director: Sergio Andrés Ardillo Gomez | |



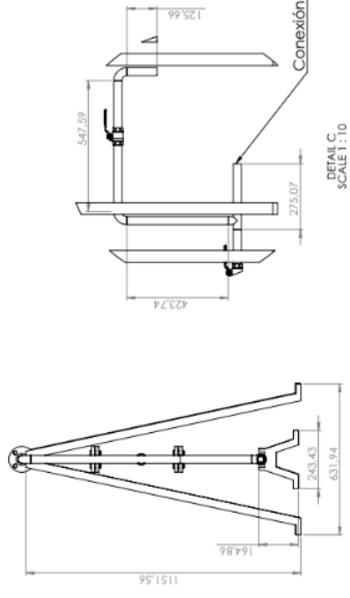
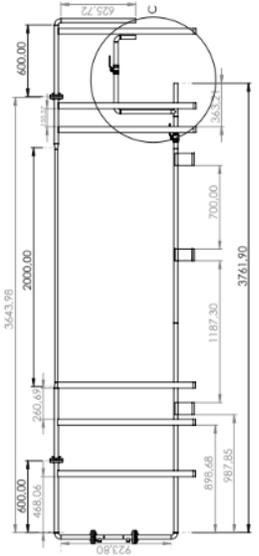
| | |
|---|---|
| Estudiantes: Daniel Vargas & Gustavo Siva | Todas las medidas en [mm] |
| Proyecto de grado: Estudio de vibraciones en tuberías | Pieza: Tubería de la estructura general |
| Director: Sergio Andrés Avila Gomez | |



| | | |
|---|---------------------------------|--|
| Estudiantes: Daniel Vargas & Gustavo Silva | Todos las medidas en (mm) | |
| Proyecto de grado: Estudio de vibraciones en tuberías | Ensamblaje: Estructura tuberías | |
| Director: Sergio Andrés Ardillo Gomez | | |



| ITEM NO. | PART NUMBER | DESCRIPTION | QTY. |
|----------|---|----------------------------|------|
| 1 | Pipe 1 inch sch 40 | | 1 |
| 2 | Ball Valve 1" | Ball Valve 1" | 2 |
| 3 | Soporte_pequeno | | 3 |
| 4 | Soporte_grande | | 6 |
| 5 | Pipe 3/4 inch sch 40 | | 1 |
| 6 | Unidad de electrodos para cambios de diametro | | 2 |
| 7 | Flanges 1 inch 150 psi sch 40 | | 4 |
| 8 | tees 1" 3/4" | | 2 |
| 9 | tee 1" | Tee con diametro constante | 1 |
| 10 | Codos 90° 1" Sch 40 | | 5 |
| 11 | 0.025-Clevis Pin | | 16 |



| | |
|---|---------------------------|
| Estudiantes: Daniel Vargas & Gustavo Siva | Todos las medidas en [mm] |
| Proyecto de grado: Estudio de vibraciones en tuberías | |
| Director: Sergio Andrés Ardiño Gómez | |

B. CODIGO MATLAB

```
%CALCULO FRECUENCIA NATURAL DE UNA TUBERIA CLAMPED-CLAMPED
%
%     L=1.9; % Longitud tuberia en metros
%     t1 =3e-3; % Thickness en metros
%     od = 33e-3 % Diametro exterior en metros
%     id=od-2*t1 % Diametro interior tub
%     I=pi*(od^4-id^4)/64 % Momento de inercia
%     E=2.41*10^9; % Modulo YOUNG PIPE
%     roh =1380; % Densidad de la tuberia
%     rohw=998.2; % Densidad del agua
%     mp =roh*pi*(od^2-id^2)/4 %masa de la tuberia por unidad de longitud
%     mf = rohw*pi*0.25*id^2 ;% masa del fluido por unidad de longitud
%     mt = mp+mf; %masa total
%     v=5 %velocidad del fluido interno m/seg
%     %% FRECUENCIA NATURAL
%     wn = sqrt((16*(24*E*I-0.037123*mf*v^2*L^2))/(mt*L^4)) %frecuencia natural
hz
%     fn = wn/(2*pi)
```

TOMA DE DATOS

```
% dq = daq("ni")
% ch = addinput(dq,"cDAQ1Mod1","ai1","Accelerometer")
% dq.Rate = 1024;
% ch.Sensitivity=101.08/1000 % Jessica
% % ch.Sensitivity = 10/1000 %sielecom
% data = read(dq, seconds(30));
% acc = (data.cDAQ1Mod1_ai1)
% time = data.Time
% t=time
% t2 = time2num(t)
% plot(data.Time, acc)
% ylabel("Aceleración (g)");
% L = length(acc)
```

REMOVER MEDIA

```
% acc = 9.81*(acc - mean(acc)) %% REMOVER COMPONENTE DC
% mean(acc)
% plot(t,acc)
% L = length(t)
% sd =std(acc)
% cr = cov(acc)
%
```

FILTRO DE NOTCH

```
% F0 = 60; % Interference is at 60 Hz
% Fs = dq.Rate; % Sampling frequency i
% BW = 6; % Choose a bandwidth factor of 6Hz
% [num1,den1] = iirnotch(F0/(Fs/2),BW/(Fs/2));
% fvtool(num1,den1,'Fs',Fs,'Color','white');
```

```

%
% acc_p = filter(num1,den1,acc)
% acc_bs = bandstop(acc,[40 60],Fs) %% bandstop for frequencies of pump
%
% F0 = 45.6; % Interference of pump
% Fs = dq.Rate; % Sampling frequency i
% BW = 6; % Choose a bandwidth factor of 6Hz
% [num3,den3] = iirnotch(F0/(Fs/2),BW/(Fs/2));
% fvtool(num1,den1,'Fs',Fs,'Color','white');
%
% % F0 = 15.83; % Interference is at 60 Hz
% % Fs = dq.Rate; % Sampling frequency i
% % BW = 6; % Choose a bandwidth factor of 6Hz
% % [num4,den4] = iirnotch(F0/(Fs/2),BW/(Fs/2));
% % fvtool(num1,den1,'Fs',Fs,'Color','white');
% %
% % F0 = 78; % Interference is at 60 Hz
% % Fs = dq.Rate; % Sampling frequency i
% % BW = 6; % Choose a bandwidth factor of 6Hz
% % [num5,den5] = iirnotch(F0/(Fs/2),BW/(Fs/2));
% % fvtool(num1,den1,'Fs',Fs,'Color','white');

```

SEÑAL FILTRADA

```

% acc_f = filter(num1,den1,acc_bs)
% acc_f2 = filter(num3,den3,acc_f)
% % acc_f4 = filter(num4,den4,acc_f3)
% % acc_f5 = filter(num5,den5,acc_f4)
% figure
% plot(t,acc_f)
% figure()
% plot(t,acc)

```

FOURIER

```

% Fn = dq.Rate/2
% sig_fft = fft(acc_f2)/L;
% sig_fft(1) = 0; % Eliminate DC component so there will be no offset to the
signal in the time domain.
% Fv = linspace(0,1,fix(L/2)+1)*Fn; %Frequency vector
% Iv = 1:numel(Fv);
% figure()
% plot(Fv, abs(sig_fft(Iv))*2,'red'); %FFT - Amplitude vs Frequency
% grid
% title ('Fast fourier transform');
% xlabel('Frequency (Hz)');
% ylabel ('Amplitude (m/s^2)');

```

FOURIER CON BOMBA

```

% Fn = dq.Rate/2

```

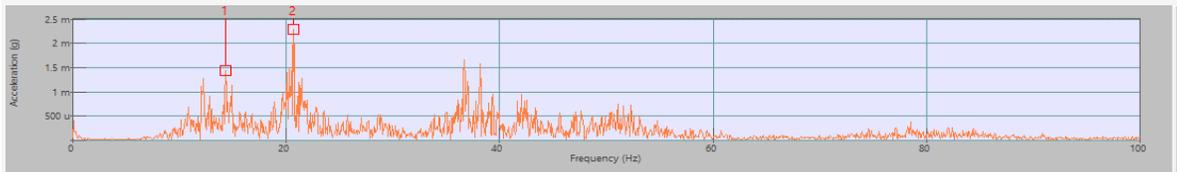
```

% sig_fft = fft(acc)/L;
% sig_fft(1) = 0; % Eliminate DC component so there will be no offset to the
signal in the time domain.
% Fv = linspace(0,1, fix(L/2)+1)*Fn; %Frequency vector
% Iv = 1:numel(Fv);
% figure()
% plot(Fv, abs(sig_fft(Iv))*2,'red'); %FFT - Amplitude vs Frequency
% grid
% title ('Fast fourier transform');
% xlabel('Frequency (Hz)');
% ylabel ('Amplitude (g)');

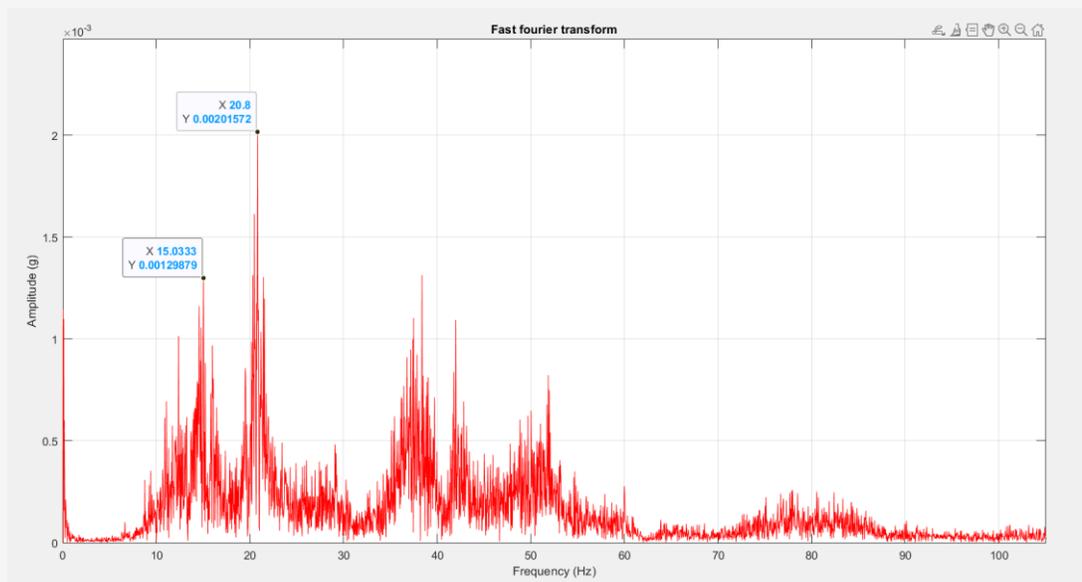
```

Comparación SIELECOM VS MATLAB

Espectro obtenido con el analizador de vibraciones



Espectro obtenido con el algoritmo de MATLAB.

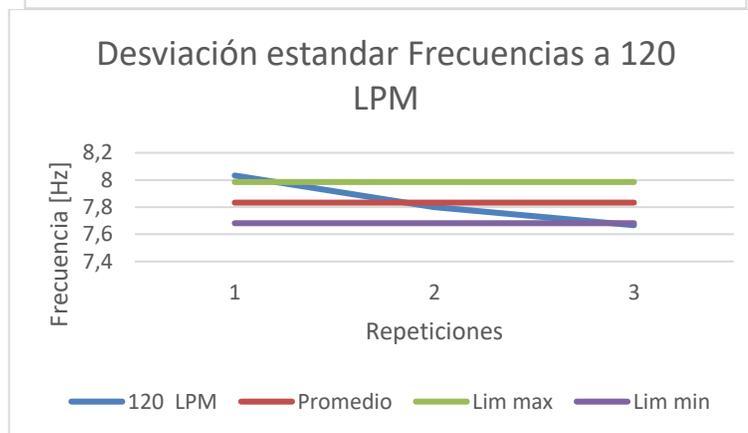
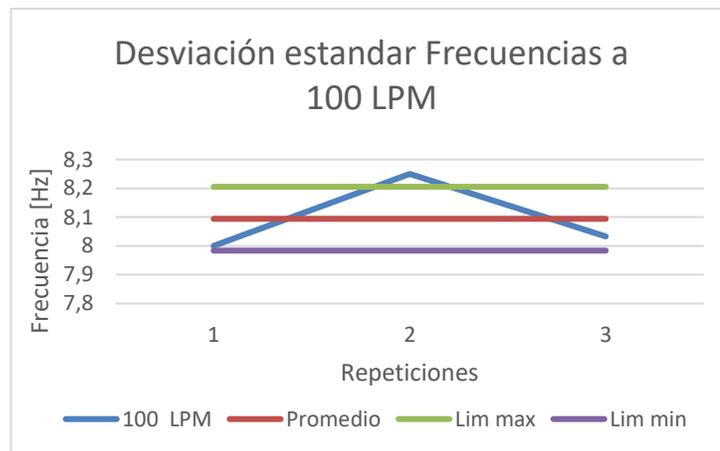


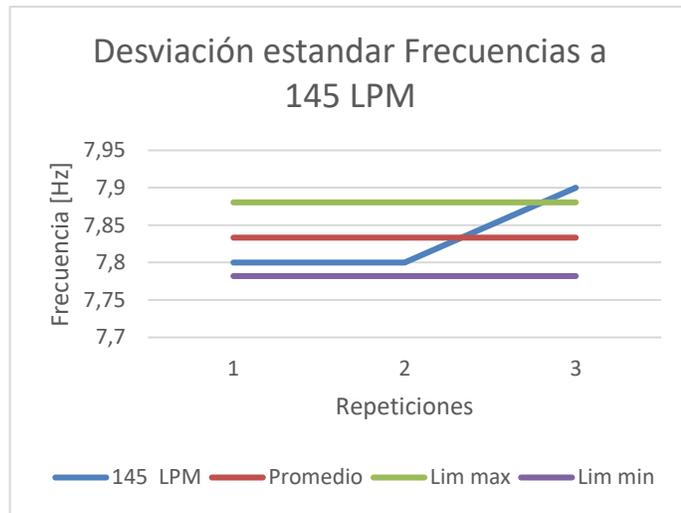
Calculo del error:

| Freq Sielecom [Hz] | Amplitud Sielecom [g] | Freq Matlab [Hz] | Amplitud Matlab [g] |
|--------------------|-----------------------|-----------------------|---------------------|
| 2,07E+01 | 2,29E-03 | 20,8 | 0,00201572 |
| | | % Error en frecuencia | |
| | | 1% | |
| | | % Error en amplitud | |
| | | 12% | |

C. Gráficos de desviación estándar y tablas de error

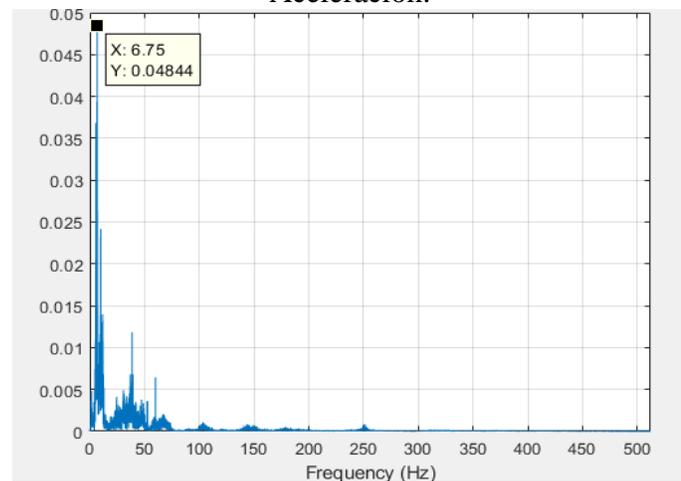
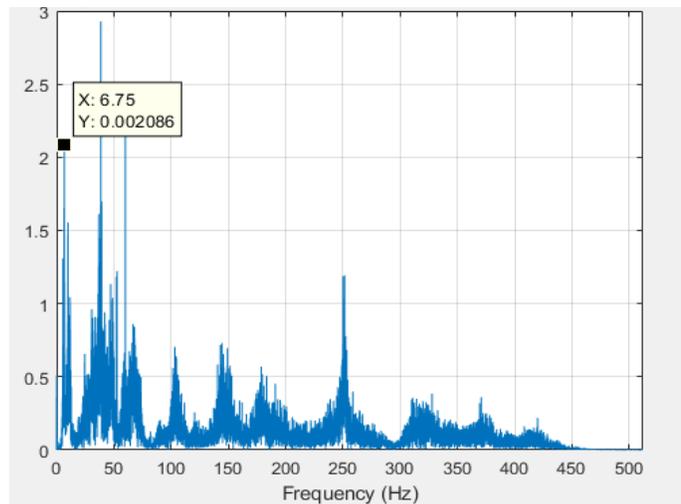
Tubería de 1" de diámetro nominal de PVC.



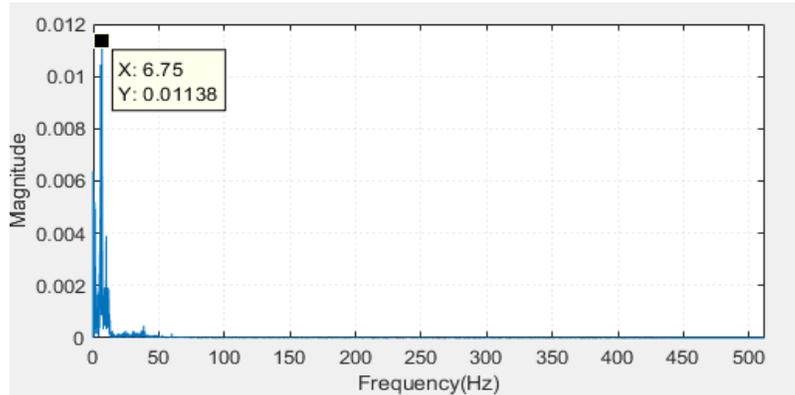


Tubería de 3/4" de diámetro nominal de PVC.

- Espectros:

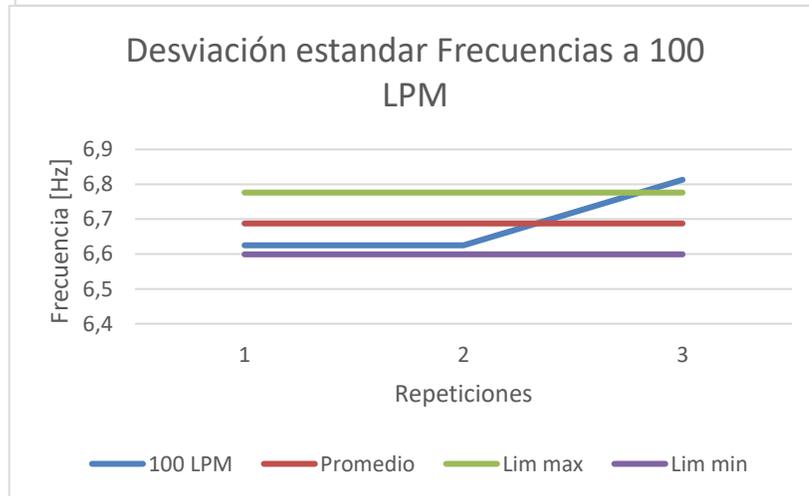
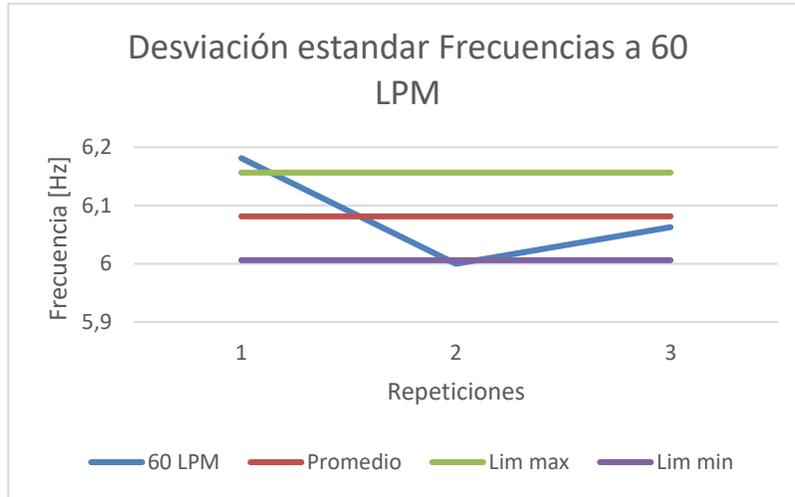


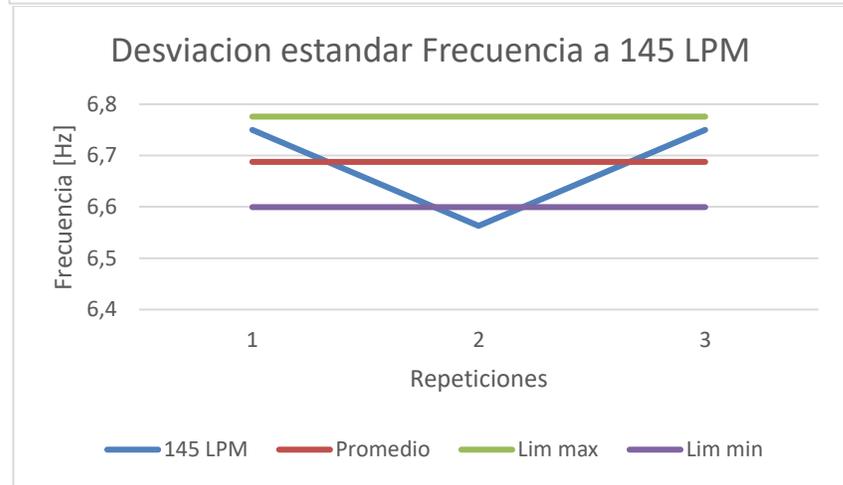
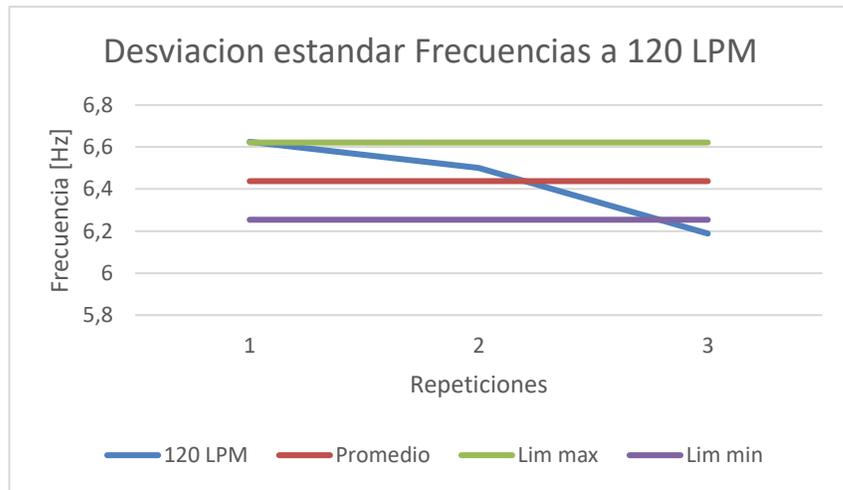
Velocidad



Desplazamiento.

- Gráficos de desviación estándar:



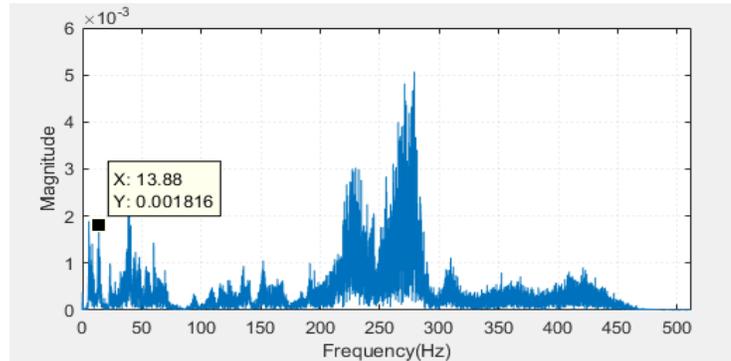


- Tabla de error:

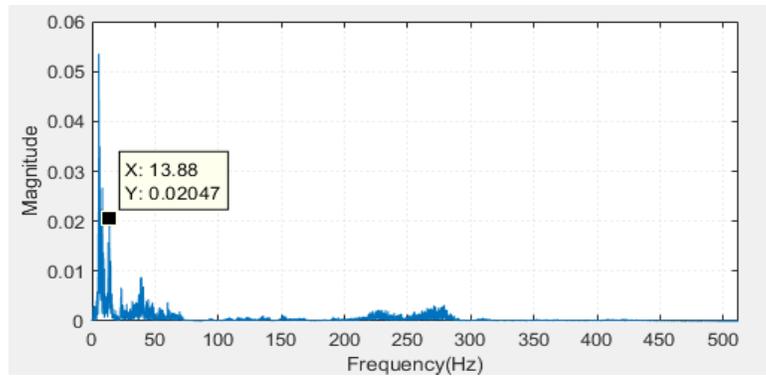
| Caudal [LPM] | Prueba 1 | Prueba 2 | Prueba 3 | Valor teorico [Hz] | Error % |
|--------------|-----------|-----------|-----------|--------------------|---------|
| | Freq [Hz] | Freq [Hz] | Freq [Hz] | | |
| 60 | 6,1813 | 6 | 6,063 | 6,5412 | 8% |
| 100 | 6,625 | 6,625 | 6,813 | 6,5408 | 2% |
| 120 | 6,625 | 6,5 | 6,188 | 6,5393 | 2% |
| 145 | 6,75 | 6,563 | 6,75 | 6,5377 | 2% |

Tubería de 1 y 1/4" de diámetro nominal de PVC.

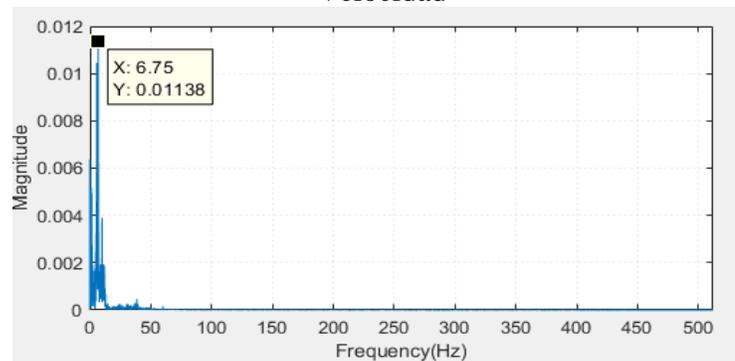
- Espectros:



Aceleración.

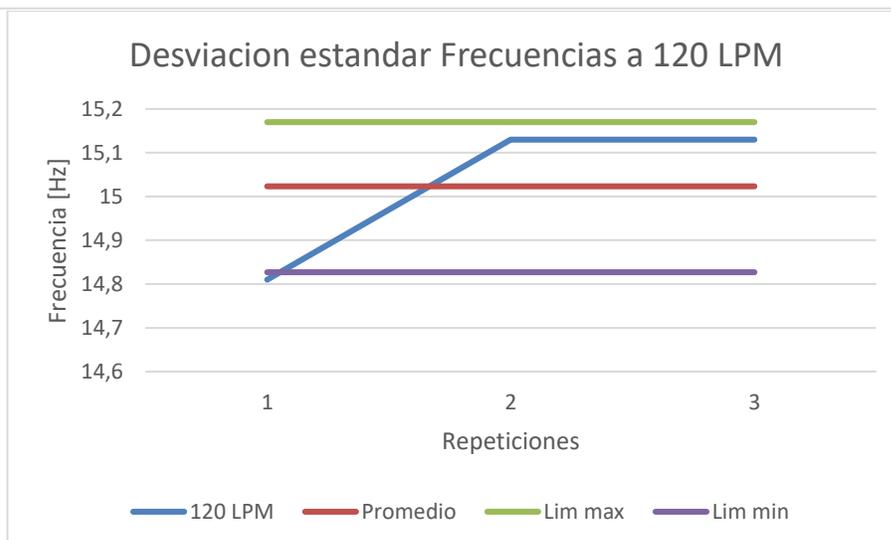
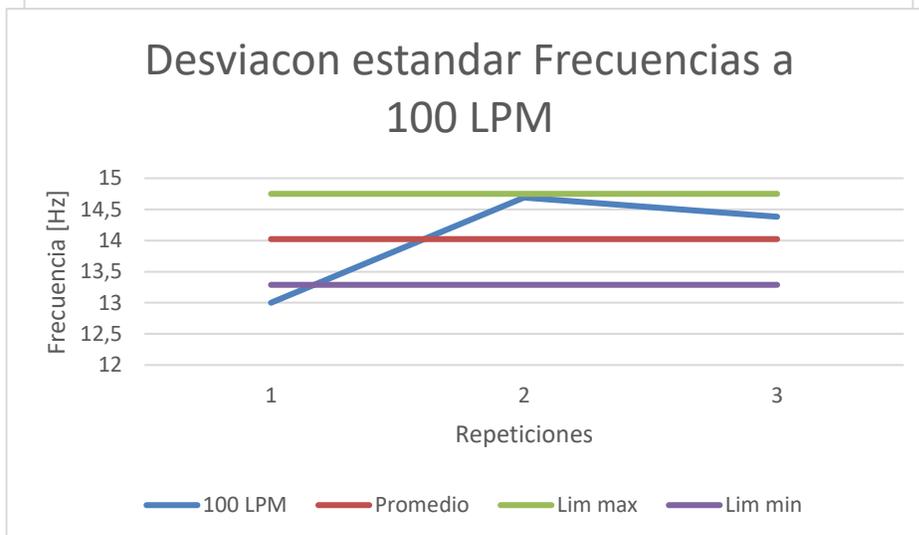
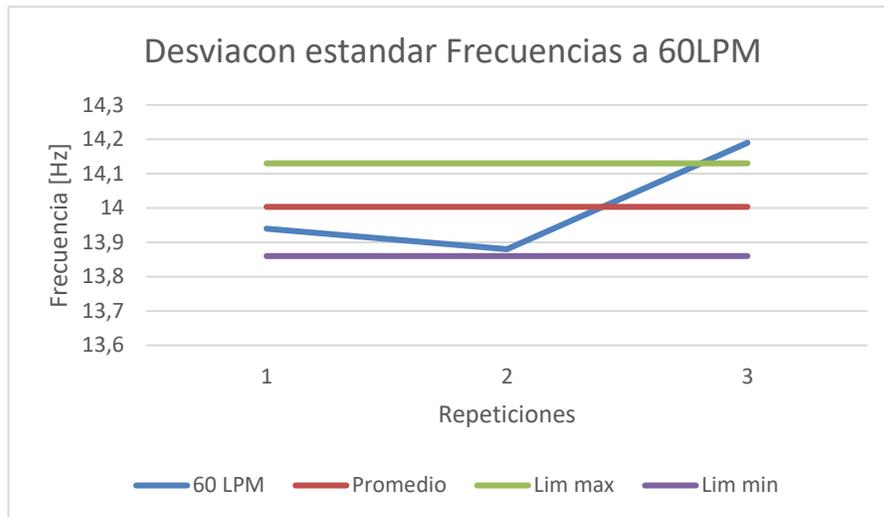


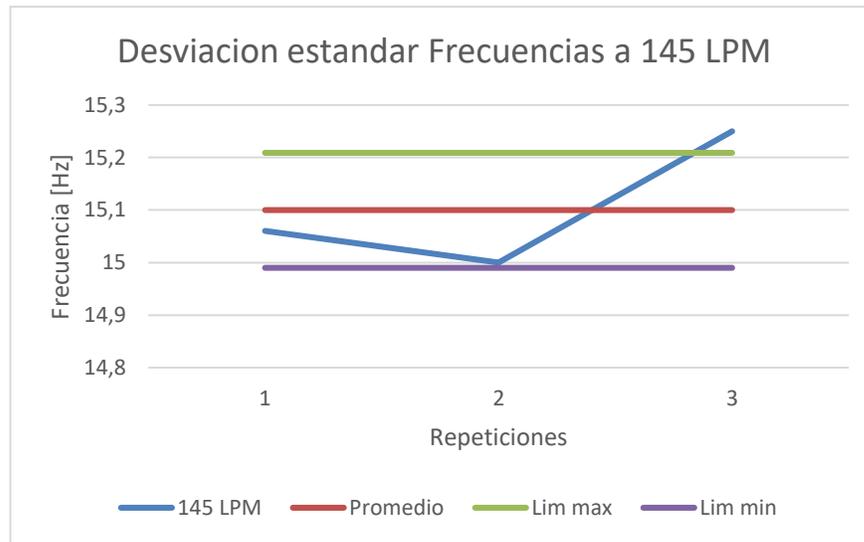
Velocidad



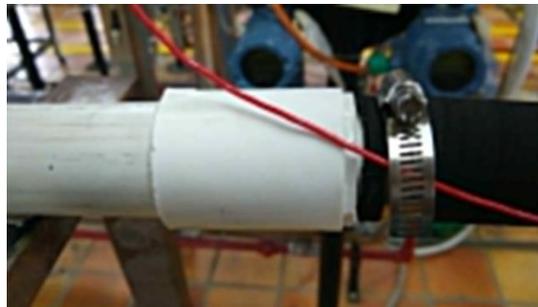
Desplazamiento.

- Gráficos de desviación estándar:





- Tablas de error:
Se observa un alto error, esto se debió al cambio en la condición geométrica de la tubería, al tener que hacerle una adaptación para poder acoplarla al banco de pruebas ya que no se contaba con los adaptadores Rubber Copplers necesarios para conectarla sin esta adaptación de PVC.



En la fotografía se observa la unión que se agregó a la tubería de interés, lo que genera un cambio en su condición geométrica y también cambia la masa del tramo de estudio.

| Caudal [LPM] | Prueba 1 | Prueba 2 | Prueba 3 | Valor teorico [Hz] | Error % |
|--------------|-----------|-----------|----------|--------------------|---------|
| | Freq [Hz] | Freq [Hz] | Freq[Hz] | | |
| 60 | 13,94 | 13,88 | 14,19 | 9,8831 | 29% |
| 100 | 13 | 14,69 | 14,38 | 9,8828 | 30% |
| 120 | 14,81 | 15,13 | 15,13 | 9,8827 | 34% |
| 145 | 15,06 | 15 | 15,25 | 9,8825 | 35% |

D. Aplicación de la norma a 3/4" y 1 y 1/4"

Tabla desplazamiento, caudal y frecuencia para una tubería de 3/4" de PVC.

| MILS | Desplazamiento | Caudal | Frecuencia [Hz] |
|---------------|----------------|--------|-----------------|
| | 0,0254 | | |
| ● 0,040433071 | 1,03E-03 | 60 | 6,063 |
| ● 0,590944882 | 1,50E-02 | 100 | 6,813 |
| ● 0,416535433 | 1,06E-02 | 120 | 6,188 |
| ● 0,448031496 | 1,14E-02 | 145 | 6,75 |

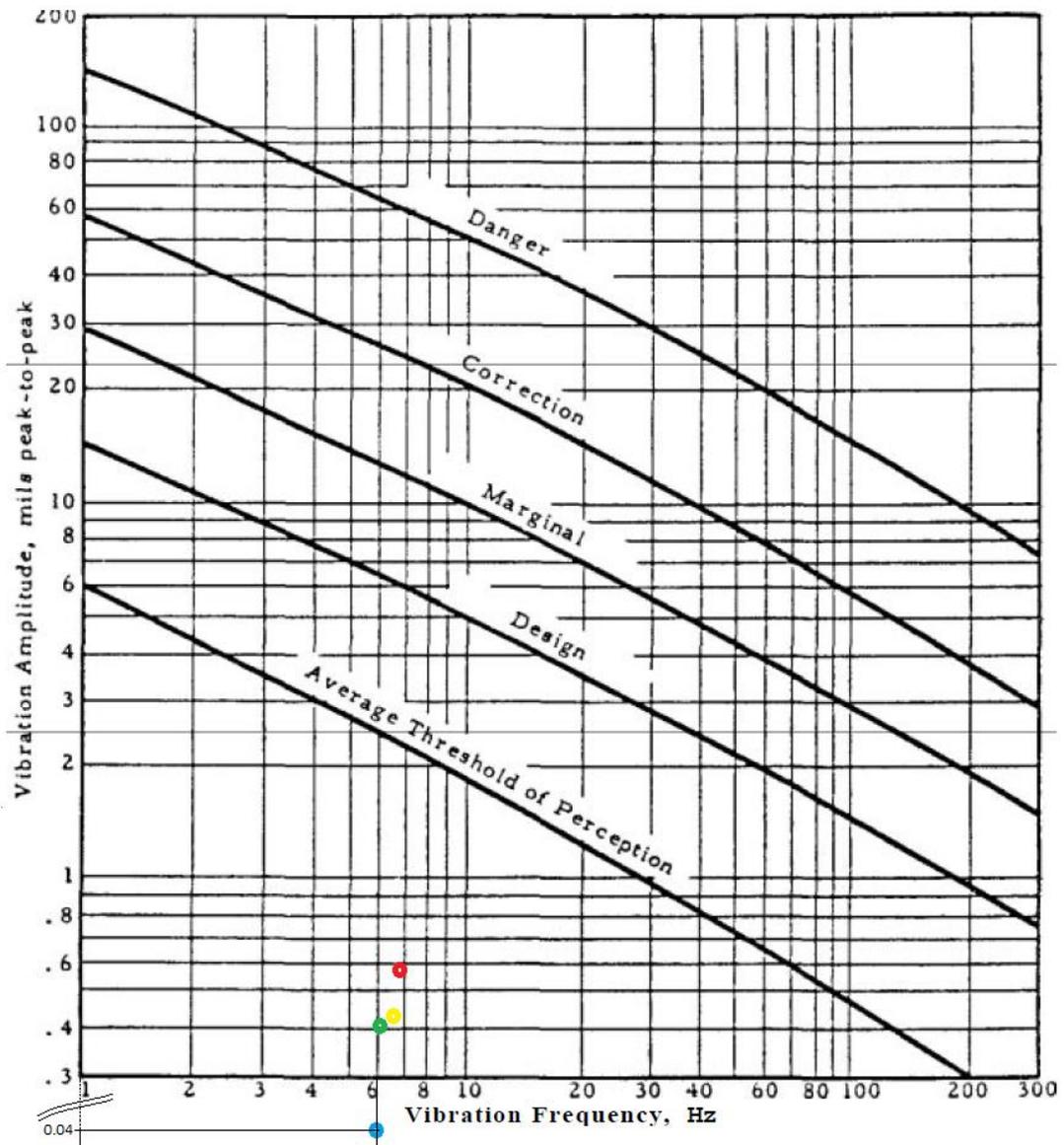


Tabla desplazamiento, caudal y frecuencia para una tubería de 1 y ¼” de PVC.

| MILS | Desplazamiento | Caudal | Frecuencia [Hz] |
|-------------|----------------|--------|-----------------|
| | 0,0254 | | |
| 0,08984252 | 2,28E-03 | 60 | 14,03 |
| 0,590944882 | 1,50E-02 | 100 | 14,02 |
| 0,756299213 | 1,92E-02 | 120 | 15,023 |
| 0,075629921 | 1,92E-03 | 145 | 15,1033 |

