



**MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR  
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO  
“Dr. Antonio Núñez Jiménez”  
FACULTAD DE METALURGIA ELECTROMECAÁNICA  
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**

# ***TRABAJO DE DIPLOMA***

*En opción al título de*

# ***INGENIERO MECÁNICO***

**TÍTULO:** Selección de los compensadores térmicos para lograr mayor flexibilidad en la línea de transporte de petróleo en la empresa Ernesto Che Guevara.

**AUTOR:** Alejandro Justiz García

**TUTORES:** MSc. Olga Pérez Maliuk

Ing. Michel Rodriguez Ismar

MSc. Orlando Víctor Vega Arias

**“Año 59 de la Revolución”**

**Moa, 2017**



## **INTRODUCCIÓN**

La industria cubana del níquel juega un papel determinante dentro de la economía nacional. Insertada en esta rama, la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara” es uno de los pilares que la consolida; por ello la reducción del consumo de portadores energéticos y la optimización de sus procesos inciden considerablemente en la eficiencia de los diferentes equipos e instalaciones que la componen (Quintana, 1999).

Actualmente la empresa se encuentra dentro de un proceso inversionista y de modernización de sus plantas con el objetivo de reducir los costos en la producción de cada tonelada de níquel y hacerla más competitiva en el mercado internacional y con ello dar cumplimiento a la misión de esta industria que es: incrementar y diversificar la producción de níquel y cobalto alcanzando los estándares internacionales de eficiencia metalúrgica, costos de producción y productividad que permita maximizar los aportes al estado cubano.

En la referida empresa se desarrollan complejos procesos que muestran diferentes comportamientos con dinámicas muy variadas, entre ellos se encuentran en la Unidad Básica de Producción de Planta de Secadero (UBPPM), Unidad Básica de Producción de Horno Reducción (UBPPH), Unidad Básica de Producción de la Termoeléctrica (UBPPT) que requieren del uso del petróleo para el proceso de combustión.

Para el funcionamiento completo de las diferentes plantas que integran esta empresa y el cumplimiento de su objeto social, se requiere de la energía producida con el petróleo, que llega a través de la red tubular transportado desde la base de bombeo de la empresa Portuaria de Moa, hasta los tanques de almacenamiento de la termoeléctrica, ubicada a una distancia de 3 km. En el 2006 se renovó parte de la línea tecnológica con todos sus elementos que la componen: codos, válvulas satélites, bridas y los diferentes tipos de compensadores, pero en la actualidad continúan produciéndose las afectaciones por no realizar el completamiento y la estandarización de los compensadores acorde a las dilataciones térmicas que se generan en la red de tubería de bombeo de petróleo con el objetivo de lograr un óptimo funcionamiento del sistema. En investigaciones anteriores se pudo determinar cual es la causa de las distintas averías pero no el estudio definitivo de



la selección óptima de los compensadores que pueden absorber todas las tensiones que se generan producto a las dilataciones térmicas. Y en antecedentes investigativos relacionados con el sistema de bombeo de petróleo.

Realizar una correcta selección de completamiento de compensadores que absorban en conjunto con los restantes todas las dilataciones que genera el sistema en estudio. (Hernández 2012).

Los principales problemas no resueltos relacionados con el sistema de bombeo de petróleo a la empresa Ernesto Che Guevara:

- Desviación de la tubería respecto a su eje longitudinal, produciendo un acercamiento a las guías especiales fuera de los estándares establecidos, según los diámetros de referencia.
- Deformación plástica de los insertos metálicos sobre hormigón, que posibilitan el trabajo de los diferentes soportes según tipo funcional (móvil, guías y fijos).
- Fallo mecánico de los soportes fijos principales, por cizallamiento del cordón de soldadura. Completamente dislocado respecto a su posición original, tomando como referencia el apoyo o inserto metálico sobre el cimiento.
- Fallos de soportes, guías especiales que mantienen la estabilidad técnica-operativa de los compensadores de dilatación térmica.
- Desplazamiento total de soportes móviles, respecto a su posición original sobre el apoyo o inserto metálico.
- Deformación de los compensadores de dilatación por estiramiento, sobrepasando los límites de elongación por diseño.
- Quebradura de cimientos en la parte superior, producto a los esfuerzos introducidos por la deformación plástica del inserto metálico.
- Derrame de petróleo en tierra, debido a las averías ocasionadas.

Teniendo en cuenta las deficiencias antes expuestas, se define como **problema:**

Sustancial incremento de las cargas introducidas, en función de apreciables diferenciales de presión y temperatura no consideradas durante la etapa de diseño, en correspondencia con los criterios de los mismos y parámetros técnicos-operacionales de la instalación.



**Como objeto de estudio de la investigación se plantea:**

La red de transporte de petróleo del Puerto de Moa a la empresa “Ernesto Che Guevara”.

Sobre la base del problema se establece la siguiente **hipótesis:**

Con el análisis de los esfuerzos térmicos en la tubería de transporte de petróleo, es posible conocer la inestabilidad mecánica y proponer nuevos requerimientos técnicos para lograr el correcto funcionamiento de la instalación.

En correspondencia con la hipótesis planteada, se define como **objetivo general del trabajo:**

Realizar un análisis de los esfuerzos que se generan sobre las tuberías, con el propósito de determinar si el sistema es capaz de soportar las cargas térmicas y mecánicas.

Y el **campo de acción** es:

La estabilidad mecánica de la instalación del sistema de transporte de petróleo.

Para garantizar el cumplimiento del objetivo de la investigación se proponen las siguientes **tareas:**

- Realización del análisis bibliográfico del fenómeno de dilatación térmica que se genera en el sistema de transporte de petróleo, teniendo en cuenta todos los elementos mecánicos que lo integran (tipos de apoyos, tipos de compensadores)
- Establecimiento del procedimiento de cálculo para la determinación de los diferentes parámetros.
- Cálculo de los esfuerzos térmicos y mecánicos en la instalación estudiada.
- Análisis energético, económico y ambiental del sistema de transportación de petróleo.



En el desarrollo de la investigación se aplican los siguientes métodos:

- Documental bibliográfico para la sistematización del conjunto de conocimiento y teorías relacionadas con el proceso de selección de compensadores térmicos, acordes a las tensiones que se generan en el sistema.
- Inductivo-deductivo para el establecimiento del procedimiento de cálculo que caracterice los compensadores térmicos que garanticen las dilataciones que se producen en el sistema.
- Técnicas computacionales para el cálculo de dilatación térmicas y análisis de flexibilidad en el sistema de tuberías.
- Los métodos históricos posibilitaron el estudio detallado de los antecedentes causas y condiciones históricas en que surgió el problema.



## **CAPÍTULO 1**

### **FUNDAMENTO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN**

#### **1.1 Introducción**

A nivel mundial el transporte de líquidos y gases a través de conductos tubulares cerrados es muy importante por sus ventajas con respecto a los métodos tradicionales, como consecuencia de los adelantos de la tecnología industrial. Desde el siglo XIX se han aplicado métodos de transporte de sólidos por esta vía, a distancias cada vez mayores.

El papel de los sistemas de transporte del petróleo en las industrias es considerable en los tiempos actuales. La instalación de un nuevo oleoducto requiere gran cantidad de estudios previos debido a la complejidad de montaje de los mismos. La realización de estudios en este campo, permite detectar de forma preliminar las diferentes características y deficiencias que existen entre las investigaciones realizadas, las teorías existentes y los múltiples elementos que están presentes en el transporte de petróleo pesado por sistemas de tuberías.

En tal sentido, el **objetivo** del capítulo es: establecer el estado del arte a partir de la revisión bibliográfica relacionada con el transporte y propiedades de fluidos complejos; orientado en las ventajas del proceso en estudio, que soporten como base la investigación del transporte de petróleo crudo cubano (CM-650), dando alcance a las tareas y objetivos a seguir para la realización de la investigación, a partir del problema formulado.

#### **1.2 Descripción del flujo tecnológico de la instalación**

La investigación se enmarca en la línea del sistema de transportación del petróleo que utiliza la empresa Che Guevara desde la base de almacenamiento de combustible de la empresa portuaria Raúl Díaz Argulles, encargada de su transporte. La cual con sus equipos de 4 bombas lo trasladan hasta los tanques de recepción y almacenamiento del objeto 36-37, con capacidad de 15 000 m<sup>3</sup> cada uno, de donde se bombea hacia la termoeléctrica de Che Guevara, estos cuentan con dispositivos interiores (serpentín) y exteriores (calentador) para el calentamiento

del combustible entre 60 °C y 50 °C, con el fin de facilitar su bombeo, (ver figura 1.1).

El combustible es succionado desde los tanques por una de las cuatro bombas de desplazamiento positivo, situadas en la casa de bombas de petróleo primer impulso en el Puerto, transportándolo a través de la línea principal de tubería de diámetro nominal ( $D_N=250\text{mm}$ ), que consta de elementos como: bombas, tubería, válvulas, compensadores, intercambiador de calor, entre otros, hasta los tanques, donde es succionado por otra bomba de segundo impulso. En la que influyen y hay que tener presentes propiedades como: temperatura, presión, fuerza, fatiga, módulo de elasticidad, flexibilidad, dilatación térmica y otras.

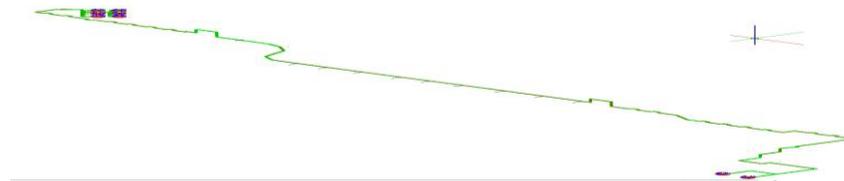


Figura 1.1 Descripción de sistema de transportación del petróleo

### **1.3 Clases del Petróleo cubano**

En nuestro país, en los procesos de obtención del fuel oil, se han utilizado diferentes clases de petróleo, obtenidos a partir del petróleo crudo, mezclado con otras sustancias para el mejoramiento de sus propiedades, que inciden en el proceso de combustión.

Estas clases son:

- FC 900 - está compuesto por crudo cubano mezclado con fuel oil de alto contenido de vanadio con una proporción 55-45 y un dispersante de asfaltenos a 100 ppm (este combustible comenzó a producirse en el año 1996)
- Crudo mejorado 650 (CM-650)
- Crudo mejorado 1100 (CM-1100)
- Crudo mejorado 1400 (CM-1400)

Los crudos mejorados 650, 1100 y el 1400 son obtenidos al mezclar petróleo crudo con nafta y un dispersante de asfaltenos a 100 ppm, (estos combustibles comienzan a elaborarse a partir del año 1997).



Los números que representan a cada uno de estos combustibles definen la viscosidad en Centiestokes (cST) a 50 °C. En la tabla 1.1 se dan las especificaciones del CM-650, al ser el crudo analizado en esta investigación.

Tabla 1.1 Especificaciones físicas – químicas del combustible crudo mejorado CM-650

No	Parámetros	U/M	Valor
1	Viscosidad a 50 °C	mm <sup>2</sup> /s	351-650
2	Viscosidad a 50 °C	cST	650
3	Viscosidad a 55 °C	cST	462
4	Viscosidad a 60 °C	cST	334
5	Densidad a 50 °C	Kg/m <sup>3</sup>	974,2
6	Densidad a 55 °C	Kg/m <sup>3</sup>	974,9
7	Densidad a 60 °C	Kg/m <sup>3</sup>	971,4
8	Azufre total	%m/m	7,5
9	Temperatura de inflamación	°C	34
10	Temperatura de fluidez	°C	15
11	Carbón conradson	%m/m	14
13	Gravedad a 15 °C	°API	11
14	Valor calórico neto	Kcal/kg	9100
15	Agua por destilación	%v/v	2,0
16	Sedimentos por extracción	%m/m	0,15
17	Cenizas	%m/m	0,1
18	Asfáltenos	%m/m	18
19	Vanadio	ppm	150
20	Sodio	ppm	150
21	Aluminio + silicio	ppm	80



**Fuente:** Tomado de “Tesis en opción al título de ingeniería mecánica de Leodanis”. Contrato CUPET – UNE 2005.

Las características físico-químico de los combustibles cubanos varían considerablemente con respecto a los combustibles de producciones internacionales, por lo que éste se caracteriza como un combustible de baja calidad. Estas características traen múltiples dificultades en las transportaciones, que van desde su preparación, manipulación y quema, hasta las consecuencias que pueden traer en el modo de operación, la velocidad de ensuciamiento, la aerodinámica y la carga térmica de estos.

#### **1.4 Estudios Precedentes referentes al transporte de combustible**

Para el transporte de fluidos no newtonianos, los estudios existentes son limitados. En un estudio realizado por García y Steffe (1987), se subraya la importancia que tiene la consideración del esfuerzo de cadencia o umbral de la fluencia en la correcta predicción de las pérdidas de presión en la tubería; las predicciones del coeficiente de fricción se relacionaron al índice de flujo, y a los números de Reynolds y Hedstrom, al igual por Nakayama et al. (1980), pero atribuidos a la naturaleza del comportamiento no newtoniano de tipo plástico de Bingham, en el manejo de pasta de pescado.

Banerjee et al. (1994), determinó de forma experimental la pérdida de presión en válvulas de compuerta y globo de 12,7 mm, implicando, el número generalizado de Reynolds ( $Re^*$ ) para diferentes grados de abertura.

Mechetti et al. (2000)1; Mechetti et al. (2000) 2, presentan resultados inéditos en sus estudios del comportamiento reológico de crudos asfálticos bajo la acción de campos eléctricos. Investigando el comportamiento viscosimétrico de un crudo argentino de baja viscosidad con 7% m/m de contenido de asfáltenos, encuentran una dilatación atípica para un crudo de baja viscosidad relativa y también una anomalía termorreológica (mayor viscosidad para una mayor temperatura). La dilatación se explica en la literatura por la presencia de partículas cargadas en suspensión coloidal, lo que podría adjudicarse, en este caso, a la presencia de asfáltenos.

Columbié (2006), presenta un estudio relacionado con el transporte de fuel oil desde Mazut hasta la planta de Preparación Mineral, perteneciente a la empresa Ernesto



Che Guevara, obteniendo como resultado que el mismo presenta un comportamiento no Newtoniano cuando posee una temperatura de hasta 70 °C y a temperaturas superiores el índice de flujo toma valores de ( $n = 1$ ), dando una medida del grado de comportamiento Newtoniano del fluido siguiendo de esta forma la ley de Newton de la viscosidad, observó que la mayor pérdida por coeficiente de resistencias total es debido a la alta caída de presión en la válvula reguladora presente en uno de los tramos de la instalación.

Díaz (2007), Elementos de diseño para el cálculo de flexibilidad en tuberías y aplicación de compensadores de dilatación.

Saldás (2008), en sus estudios realizado llega a la determinación de las propiedades de transporte del Petróleo Mesa-30, destilado en la refinería "Nico López", presentado como resultado del estudio que el mismo presenta un comportamiento pseudoplástico, (modelo de Ostwald de Waele), cumpliendo con la ley de potencia además de presentar un error promedio de 10.92% correspondiéndose este a la validación del modelo para el cálculo de potencia necesaria y de temperaturas en unidad de longitud en conductos.

Serapio (2009) Análisis de flexibilidad de tuberías y evaluación de cargas en boquillas de equipos rotatorios.

Mojanov (2010), Construcciones metálicas, Primera Edición.

Romero (2012), Evaluación de las causas que originaron los fallos mecánicos de soportes y compensadores que sustentan la red conductora de petróleo de la base de combustible del Puerto a la empresa "Comandante Ernesto Che Guevara" de Moa.

López (2012) Análisis de esfuerzos de origen térmico y mecánico, a una tubería de transporte de vapor de una planta de procesos, con modelado por elementos finitos.

(Vásquez 2012) Estudio de los efectos de la dilatación térmica en tuberías mediante simulación numérica.

En general, en la mayoría de los líquidos y suspensiones se ha observado una disminución de la viscosidad con el incremento de la temperatura. Se ha comprobado que la disminución de la viscosidad puede deberse a dos efectos (Garcell, 1993).

- Disminución de la viscosidad del medio dispersante.



- Debilitamiento de las estructuras formadas por las partículas al aumentar la temperatura.

El efecto de la temperatura sobre la viscosidad de líquidos se representa bien mediante la ecuación de Andrade (Reid Y Sherwood, 1966; Laurencio et al., 2007).

$$\mu_m = C \cdot e^{B \cdot t}$$

(1.1)

En la que t es la temperatura; C y B son constantes, cuyos valores dependen de la correlación y unidades de  $\mu$  y de t.

De acuerdo con la ecuación (1.1), la viscosidad de los líquidos disminuye exponencialmente con el aumento de la temperatura.

#### **1.4.1 Estudios precedentes, referentes a la determinación del gradiente de presión en tuberías**

El parámetro más importante del flujo en tuberías es el gradiente de presión. El comportamiento del gradiente de presión como función de la velocidad en un flujo multifásico no newtoniano, es sustancialmente diferente del comportamiento de un flujo monofásico. Datos experimentales del comportamiento del gradiente de presión en sistemas multifásicos en tuberías horizontales han sido obtenidos en varios trabajos (Doron y Barnea, 1995; Doron et al., 1997). La predicción de las caídas de presión y los patrones de flujo es un problema muy complejo. Las dos aproximaciones principales que se han usado son:

1. Correlaciones de datos empíricos, usando posiblemente un razonamiento semi-teórico (por ejemplo: Newitt et al., 1955; Turian y Yuan, 1977; entre otros).
2. Desarrollos de aproximaciones teóricas basadas en una modelación fenomenológica, tal como los modelos de dos capas de Wilson (1988), Televantos et al. (1979), Gillies et al. (1991) y los modelos de tres capas de Doron y et al. (1997), entre muchos otros.

La principal limitación de los modelos teóricos existentes es su inhabilidad para predecir, de manera suficientemente exacta, mientras que las correlaciones empíricas tienen un intervalo limitado de aplicabilidad.



En el caso de tuberías rectas los números a dimensionales que permite establecer el criterio de semejanza en diferentes condiciones de flujo para fluidos son (Otero, 1989, Laurencio, 2007):

$$\text{Número de presión} \left( \frac{H}{\frac{v^2}{2 \cdot g}} \right) = \left( \frac{\Delta p}{\frac{v^2}{2} \cdot \rho} \right)$$

(1.2)

$$\text{Número de geometría} \left( \frac{L}{D} \right); \text{ (Rugosa)} \left( \frac{\xi}{D} \right)$$

(1.3)

Número de Reynolds ( $Re^*$ ), para fluidos pseudoplásticos y dilatantes (Garcell, 2001). (Turro, 2002) y (Laurencio, 2007).

$$Re^* = \frac{8^{1-n} \cdot D^n \cdot v^{2-n} \cdot \rho}{K} \left( \frac{4 \cdot n}{3 \cdot n + 1} \right)^n$$

(1.4)

Estos números se suelen ordenar en la forma siguiente:

$$\left( \frac{H}{\frac{v^2}{2 \cdot g}} \right) = k_1 \cdot \left( \frac{\xi}{D} \right)^a \cdot \left( \frac{L}{D} \right)^b \cdot (Re^*)^c$$

(1.5)

Dónde: a, b, c,  $k_1$ : Son los coeficientes de ajuste del modelo. Esta expresión evidencia el efecto del escalado al variar las dimensiones de la tubería. Para ( $b = 1$ ), se reduce a la ecuación de Darcy-Weibach.

$$\left( \frac{H}{\frac{v^2}{2 \cdot g}} \right) = \lambda \cdot \left( \frac{L}{D} \right)$$

(1.6)

Dónde:  $\lambda$  es el coeficiente de fricción por rozamiento del fluido (a dimensional).



$$\lambda = k_1 \cdot \left(\frac{\xi}{D}\right)^a \cdot (\text{Re}^*)^c$$

(1.7)

El coeficiente o factor de fricción es un parámetro de diseño importante al considerar las pérdidas de energía mecánica en el transporte de fluidos a través de tuberías, ya sea para evaluar la potencia necesaria, para estimar el diámetro del conducto, entre otros aspectos (Welty et al., 1976); (Bandala, 2001), (Ibarz et al., 2001), (Vélez, 2003). Este coeficiente de fricción puede obtenerse con la pérdida de presión que se da en un segmento de tubo y accesorio, o bien puede evaluarse por medio de modelos, o gráficas propuestas para tal propósito (Charm, 1971); (Foust et al., 1980); (Macedo et al., 2001).

Los coeficientes de fricción para el manejo de fluidos pseudoplásticos en diferentes accesorios de 1 pulgada, fueron medidos por Martínez et al. (2001), dicho coeficiente fue expresado como función del número de Reynolds generalizado.

Manssur y Rajie (1988) desarrollaron una ecuación explícita generalizada para el factor de fricción de fluidos newtonianos y no newtonianos en conductos circulares y no circulares, considerada por sus creadores como un paso primario en el desarrollo de una expresión universal para la determinación del factor de fricción de todo tipo de fluido, conducto y régimen de circulación, utilizando la ecuación para el cálculo del Reynolds generalizado.

$$\lambda^* = \psi \cdot (\text{Re}^* \cdot n) \cdot e^{\beta \cdot (\text{Re}^* \cdot n)}$$

(1.8)

En la que las funciones  $\psi$  y  $\beta$  son determinados experimentalmente.

Este modelo no incluye los efectos de la rugosidad de la tubería ( $e/d$ ) para la determinación del coeficiente de fricción de fluidos no newtonianos, lo cual limita su aplicación para el caso de tuberías rugosas. Wojs (1993) al realizar estudios fricciónales en tuberías lisas y rugosas con soluciones diluidas de polímeros, desarrolló una ecuación teórico experimental que aunque concuerda adecuadamente con los resultados experimentales, su aplicación aún se encuentra limitada por estar el factor de fricción de Darcy implícito en la ecuación.

$$\frac{1}{\lambda^*} = -A \cdot \log \left[ \left( \frac{B}{\text{Re}^* \cdot \lambda^{* \frac{1-n}{2}}} \right) + \frac{(e/d)}{\alpha} \right] \quad (1.9)$$

La ecuación anterior según plantea su autor, fue derivada del modelo de ley de potencia y generalizada para soluciones diluidas de polímeros, cuya concentración y peso molecular están contenidos en los parámetros A y B, los que son determinados experimentalmente.

Turiño (1996) recomienda el arreglo de la ecuación de Darcy-Weibach, donde la constante hidráulica de la tubería (R) agrupa las características geométricas del conducto, las propiedades de la resistencia friccional del fluido según el régimen de corriente en el conducto.

$$H = R \cdot Q^n$$

(1.10)

Cuando el fluido transportado se ajusta a la ley de potencia, la característica friccional en una tubería (en régimen laminar), puede expresarse por el modelo (Guzmán, 2001 y Laurencio, 2007).

$$R = \frac{2 \cdot K}{\gamma} \cdot \left( \frac{3 \cdot n + 1}{n} \right)^n \cdot \left( \frac{2}{D} \right)^{n+1} \cdot \left( \frac{4}{\pi \cdot D^2} \right)^n$$

(1.11)

Dónde:

$n$  : Índice de la ley de potencia (a dimensional)

$K$  : Índice de consistencia másica ( $Pa \cdot s$ )

$\gamma$  : Peso específico; ( $N/m^3$ )

En los fluidos que siguen el modelo de Ostwald de Waele, el  $Re_{cr}$  puede estimarse en función de  $n$  (Garcell, 2001), el Reynolds crítico se determina por la siguiente ecuación.



$$Re_{cr} = 2100 + 875 \cdot (1 - n).$$

(1.12)

Así, a medida que (n) disminuye, alejándose de la unidad, el régimen laminar se extiende a valores mayores de Re.

### **1.5 Interacciones térmicas en los sistemas de transporte de petróleo**

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

Este fenómeno, especialmente apreciable en las tuberías y conductos sometidos a variaciones importantes de temperatura, ha causado y causa problemas debido principalmente a las graves alteraciones que provoca en el buen funcionamiento de la instalación.

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

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

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

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



## **1.6. Selección del aislamiento térmico**

El aire es un conductor desfavorable en la transportación de fluidos, puesto que la corriente por convección se forma muy fácilmente existiendo una considerable pérdida de calor desde una superficie no aislada. El aprovechamiento del calor es una necesidad económica y normalmente es preciso aplicar a la superficie caliente algún tipo de aislamiento.

Para la selección de un buen material aislante se debe de cumplir dos exigencias fundamentales como son:

- Que tenga una baja conductividad calorífica
- Que suprima las corrientes de convección.

Los materiales frecuentemente utilizados son corcho, amianto, magnesia al 85%, y lana de vidrio. El corcho es muy buen aislante pero se deteriora a temperaturas moderadas; la magnesia al 85% con amianto y el amianto solo se utilizan mucho para el aislamiento de tuberías de vapor, la magnesia al 85% es probablemente el aislante más ampliamente utilizado. Con frecuencia se utilizan placas metálicas delgadas para proteger el aislante.

### **Espesor económico del aislamiento**

Al aumentar el espesor del aislamiento se reducen las pérdidas de calor y de esta forma disminuyen los costos de operación. Los costos del aislamiento aumentan con el espesor, de forma que existirá un espesor a partir del cual un aumento del mismo no ahorrará el calor suficiente para compensar su costo adicional. En general cuanto menor es la tubería menor es el espesor utilizado. Para temperaturas de 100 a 150 °C y para tuberías de hasta 150 mm diámetro (LYLE 1947) recomienda un aislamiento de magnesia al 85 % de 25 mm de espesor y 50 mm para tubería de diámetro inferior a 230mm. Con temperatura de 200 a 250 °C sugiere 38 mm para tubería de diámetro inferior a 75 mm y 50 para tubería de diámetro superior a 230 mm.



## 1.7. Dilataciones térmicas

Cuando existe una variación en la temperatura de un elemento sólido este suele cambiar de volumen como respuesta. A este fenómeno se denomina expansión térmica.

Definiremos así a la variación de dimensiones que experimenta un cuerpo cuando se modifica la temperatura a que se encuentra expuesto. Donde este fenómeno es apreciable en todos los estados de la materia, se produce a nivel molecular y básicamente consiste en que las órbitas de los elementos constitutivos de los átomos aumentan o disminuyen según se incremente o disminuya la temperatura a que están expuestos. (Vásquez 2012)

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

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

En tubería la dilatación tiene una dirección y un sentido, debido a que la variación de longitud se manifiesta sobre el extremo libre o más elástico de la conducción, (ver anexo 7). Por otra parte el crecimiento radial o en diámetro de la tubería, es inapreciable ya que las fuerzas necesarias para deformarlo en ese sentido tienen que ser inmensamente superiores a las precisas para provocar su alargamiento.

En (anexo7, figura 7) se aprecia la influencia de la dilatación sobre una barra de longitud constante en frío y sometida en todos los casos a idéntica temperatura según sea o no fijada por sus extremos. Como la dilatación es una magnitud vectorial, tiene un origen y una dirección, por lo tanto, podremos calcular su valor.

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

La existencia de dilatación incontrolada se aprecia tanto por sus destructivos efectos en caliente, como en las tensiones residuales que deja en frío; notables



cuando al intentar desmontar un equipo se produce una brusca desalineación de este con respecto de la tubería a que se encontraba unido, dicho que otra forma, el desmontaje resulta mucho más difícil debido al agarrotamiento que producen las tensiones en los elementos.

El orden de las cargas que se generan en una tubería, sujeta como en caso anterior, y sometida a una temperatura ( $T$ ), conocido el valor de la dilatación térmica unitaria a la temperatura de trabajo, podemos saber la dilatación que sufrirá la tubería.

### **1.8. Procedimiento de diseño de tuberías**

El diseño de un sistema de tuberías consiste en el diseño de sus tuberías, brida y su tornillería, válvulas, accesorios, filtros, trampas de vapor y juntas de expansión. También incluye el diseño de los elementos de soporte, tales como zapatas, resortes y colgantes, pero no incluye el de estructuras para fijar los soportes, tales como fundaciones, armaduras o pórticos de acero. (Una guía para el diseño de tuberías 2015).

Los pasos que deben completarse en el diseño mecánico de cualquier sistema de tuberías:

- Establecimiento de las condiciones de diseño incluyendo presión, temperaturas y otras condiciones, tales como la velocidad del viento, movimientos sísmicos, choques de fluido, gradientes térmicos y número de ciclos de varias cargas.
- Determinación del diámetro de la tubería, el cual depende fundamentalmente de las condiciones del proceso, es decir, del caudal, la velocidad y la presión del fluido.
- Selección de los materiales de la tubería con base en corrosión, fragilización y resistencia.
- Selección de las clases de presión de bridas y válvulas.
- Cálculo del espesor mínimo de pared (Schedule) para las temperaturas y presiones de diseño, de manera que la tubería sea capaz de soportar los esfuerzos tangenciales producidos por la presión del fluido.



- Establecimiento de una configuración aceptable de soportes para el sistema de tuberías.
- Análisis de esfuerzos por flexibilidad para verificar que los esfuerzos producidos en la tubería por los distintos tipos de carga estén dentro de los valores admisibles, a objeto de comprobar que las cargas sobre los equipos no sobrepasen los valores límites.

### **Cálculos movimientos térmicos de la tubería.**

El primer paso en el diseño de soportes de tuberías involucra el cálculo de la expansión térmica de la tubería en cada soporte localizado. La manera más económica de seleccionar el tipo de soporte apropiado es, tomar como criterios de diseño la cantidad de movimiento y la fuerza soportante requerida.

### **Cálculos de cargas en los soportes.**

Las expansiones térmicas de tubería en instalaciones modernas con altas presiones y temperaturas de operación, hacen necesario para el diseñador, especificar soportes flexibles, para lo cual se requiere un cálculo preciso para determinar la carga a considerar para el soporte.

Un sistema de suspensión bien balanceado dará como resultado valores aproximadamente iguales de las cargas en los colgadores y soportes, siempre y cuando toda la tubería sea del mismo tamaño y, no haya cargas altamente concentradas ubicadas cerca de un soporte o colgador. Donde haya cargas concentradas dentro del sistema, las cargas en los soportes y colgadores adyacentes serán correspondientemente mayores.

- Las siguientes cargas deben ser consideradas en los cálculos de diseño para soportes:
  - Peso de la tubería y el aislamiento, sólo donde sea especificado.
  - Peso de los fluidos contenidos en la línea, basado en agua o el fluido contenido; el que sea mayor. Cuando las líneas no son probadas hidrostáticamente, el peso del contenido de la línea puede ser basado sólo en los fluidos contenidos.
- Las cargas laterales ocasionadas por el movimiento de la línea o soportes.



El cálculo de las cargas de diseño para soportes puede determinarse por los métodos usuales de la estática. Obviamente, esto requiere que primero se seleccionen todas las ubicaciones de los soportes para la línea en consideración.

### **Selección de soportes**

La selección del tipo de soporte apropiado para cualquier aplicación dada, es gobernada por la configuración en particular de la tubería y las condiciones de operación.

Los tipos de soportes utilizados son clasificados generalmente de la siguiente manera:

#### **Soportes flexibles:**

Permite desplazamientos por tuberías por efecto de la expansión térmica, sin producir altos esfuerzos sobre la tubería.

Cuando una tubería lineal se deflecta verticalmente como resultado de la expansión térmica, es necesario proveer soportes flexibles. Estos aplican la fuerza soportante aunque la expansión y contracción ciclen al sistema.

Los soportes flexibles se subdividen en dos tipos: de carga constante y de carga variable.

#### **Soportes flexibles de carga constante**

Los soportes flexibles de carga constante, proveen una fuerza constante de apoyo, aunque el mismo esté al máximo rango de la expansión y contracción vertical. Esto es logrado con el uso de un resorte helicoidal trabajando en conjunto con un codo de palanca, de tal manera que la fuerza del resorte, multiplicada por la distancia del brazo pivote se iguale siempre a la carga de la tubería multiplicada por la distancia a la palanca pivote.

Debido a que su efecto de soporte es constante, éstos son usados donde se desea prevenir transferencia de cargas de peso a equipos conectados o a soportes adyacentes. En consecuencia, generalmente se usan para soportar sistemas de tuberías críticas.

#### **Soportes flexibles de carga variable**



Los soportes flexibles de carga variable son usados para tuberías sujetas a movimientos verticales donde los soportes flexibles de carga constante no son requeridos. La característica inherente de un soporte de carga variable es que la fuerza soportadora varía con la deflexión del resorte y con la escala del mismo, por lo tanto, la expansión vertical de la tubería causa una correspondiente tracción o compresión en el resorte y causará un cambio en el efecto de sustentación actual del soporte.

La variación de la carga es igual al producto de la deflexión vertical y la constante del resorte. Puesto que el peso de la tubería es el mismo durante cualquier condición, en frío o en operación, la variación en la carga conlleva a la transferencia del peso de la tubería a equipos y soportes adyacentes y por consecuencia se generan esfuerzos adicionales en el sistema de tuberías. Cuando un soporte flexible de carga variable es usado, el efecto de esta variación debe ser considerado.

Los soportes flexibles de carga variable son para uso general, sobre sistemas de tuberías no críticas y donde el movimiento vertical es de pequeña magnitud con respecto a la criticidad del sistema. Se considera práctico limitar la variación de la fuerza sustentadora a un 25% para sistemas críticos sobre tuberías horizontales.

Las consideraciones de diseño para un soporte rígido son:

La temperatura de la tubería para seleccionar el material de la abrazadora y la carga para seleccionar los componentes adecuados para el peso de la tubería implicada.

### **Soportes rígidos:**

Los soportes rígidos son aquellos que no permiten el desplazamiento de la tubería en la dirección de trabajo, pudiendo ofrecer restricción de movimiento en una o más direcciones.

Los soportes rígidos son normalmente usados en puntos donde no ocurren movimientos verticales de la tubería.

Otra clasificación de soportes para tuberías es la siguiente:

### **Colgadores o Soportes**



Se usan para soportar el peso de sistemas de tuberías. Si se encuentran colocados por encima se denominan colgadores y, si están por debajo se denominan soportes. Los colgadores o soportes a su vez se clasifican en:

- Colgadores o soportes rígidos: Para puntos libres de desplazamiento vertical.
- Amortiguadores de resorte: Puntos con desplazamientos menores a 2" (50.8 mm) en servicios no críticos.
- Colgadores o soportes de carga variable: Puntos con desplazamientos mayores a 2" (50.8 mm)
- Colgadores o soportes de carga constante: Puntos con desplazamiento vertical en servicios críticos.

### **Restricciones**

Para restringir o limitar el movimiento de sistemas de tuberías debido a expansión térmica.

Las restricciones se clasifican en:

- Anclajes: Para fijar completamente la tubería en ciertos puntos.
- Topes: Para prevenir el movimiento longitudinal de la tubería permitiéndole rotar.
- Guías: Para permitir desplazamientos en una dirección específica.
- Amortiguadores: Para limitar el movimiento de la tubería debido a fuerzas diferentes al peso y a la expansión térmica.
- Clasificación de los Amortiguadores o Snubbers:
- Controladores de vibraciones: Para prevenir o disminuir vibraciones.
- Amortiguadores hidráulicos o mecánicos: Para suprimir el movimiento debido a terremotos, golpes de ariete, sin restringir la expansión térmica.

### **1.9. Diseño de soportes para tuberías**

#### **Generalidades**

La selección y el diseño de soportes para tuberías es una parte importante en el estudio ingenieril de cualquier instalación de procesos industriales. Los problemas



para diseñar tuberías para altas presiones y temperaturas, tienden a ser críticos en un punto donde es imperativo qué aspectos de diseño, tales como el efecto de cargas en soportes concentradas en estructuras, cargas sobre equipos conectados debido al peso de la tubería y tolerancias de los soportes respecto a tuberías y estructuras; sean tomados en consideración en las primeras etapas de un proyecto.

- Existen métodos eficientes establecidos para ejecutar los trabajos requeridos para arribar a un diseño apropiado de soportes. A continuación se discutirán varios pasos involucrados en el diseño de soportes. (Una guía para el diseño de tuberías. Monografías.com(<http://webcache.googleuse> 2015))

### **Espaciamientos de soportes**

La localización de los soportes depende del tamaño de la tubería, configuración de la misma, localización de las válvulas y accesorios y de la estructura disponible para el soporte de tuberías. (Una guía para el diseño de tuberías. Monografías.com)

En un tendido de tubería horizontal, sencillo, en campo abierto, el espaciamiento de soportes depende únicamente de la resistencia del tubo. Dentro de los límites de una unidad de proceso, por otra parte, el espaciamiento de soportes está determinado mayormente por el espaciamiento de columnas convenientemente ubicadas.

Comúnmente el espaciamiento o tramo entre pórticos de un puente de tubería se determinará con base en la tubería más débil. Las líneas de diámetro pequeños pueden apuntalarse a lo largo de extensas luces proveyéndolas de soportes intermedios, sujetos a las tuberías adyacentes más grandes; un grupo de tales líneas pueden también atarse juntas, de manera tal que aumente la inercia combinada. Algunas veces, sin embargo, la solución más práctica es, simplemente, incrementar el diámetro del tubo hasta el punto que sea autosoportante a lo largo de la luz requerida.

Las luces permisibles para líneas horizontales están principalmente limitadas por los esfuerzos longitudinales que deben mantenerse dentro de los límites o, en algunos casos, por la máxima deflexión. De igual manera, en otros casos especiales, puede limitarse la luz para controlar la frecuencia sónica natural de las líneas, de manera de evitar vibraciones indeseables.



El máximo espacio sugerido entre soportes, se encuentra listado en la tabla 10. Este espaciado se basa sobre un esfuerzo de torsión y cortante combinado de 1500 Psi (10.34 MPa), cuando la tubería está llena de agua y se permite una deflexión entre soportes de 1/10" (2.54 mm). Estos no se aplican cuando existen pesos concentrados tales como presencia de válvulas y otros accesorios pesados o cuando ocurran cambios de dirección en el sistema de tuberías.

En caso que se presenten cargas concentradas, los soportes deberían estar puestos tan cerca como sea posible a la carga, con la intención de mantener el esfuerzo flexionante al mínimo.

En la práctica, un soporte debería ser colocado inmediatamente después de cualquier cambio de dirección en la tubería.

- Por economía de los soportes de sistemas de baja presión y temperatura y largas líneas externas de transmisión, la distancia entre soportes se puede basar sobre el esfuerzo total permisible de la tubería y la cantidad de deflexión permisible entre soportes. Código ASME B31.3 (2014)

### **Cargas de diseño para tuberías**

Un sistema de tuberías constituye una estructura especial irregular y ciertos esfuerzos pueden ser introducidos inicialmente durante la fase de construcción y montaje. También ocurren esfuerzos debido a circunstancias operacionales. A continuación se resumen las posibles cargas típicas que deben considerarse en el diseño de tuberías. 2015 (Una guía para el diseño de tuberías. Monografias.com)

### **Cargas por la presión de diseño**

Es la carga debido a la presión en la condición más severa, interna o externa a la temperatura coincidente con esa condición durante la operación normal.

### **Cargas sostenida por peso**

- Peso muerto incluyendo tubería, accesorios, aislamiento, etc.
- Cargas vivas impuestas por el flujo de prueba o de proceso
- Efectos locales debido a las reacciones en los soportes

### **Cargas dinámicas**



- Cargas por efecto del viento, ejercidas sobre el sistema de tuberías expuesto al viento
- Cargas sísmicas que deberán ser consideradas para aquellos sistemas ubicados en áreas con probabilidad de movimientos sísmicos
- Cargas por impacto u ondas de presión, tales como los efectos del golpe de ariete, caídas bruscas de presión o descarga de fluidos
- Vibraciones excesivas inducidas por pulsaciones de presión, por variaciones en las características del fluido, por resonancia causada por excitaciones de maquinarias o del viento.

Este tipo de cargas no será considerado ya que forman parte de análisis dinámicos y en este proyecto sólo se realizarán análisis estáticos.

#### **Efectos de la expansión y/o contracción térmica**

- Cargas térmicas y de fricción inducidas por la restricción al movimiento de expansión térmica de la tubería.
- Cargas inducidas por un gradiente térmico severo o diferencia en las características de expansión (diferentes materiales).

#### **Efectos de los Soportes, Anclajes y Movimiento en los Terminales**

- Expansión térmica de los equipos.
- Asentamiento de las fundaciones de los equipos y/o soportes de las tuberías.

#### **1.10. Esfuerzos admisibles**

Los esfuerzos admisibles se definen en términos de las propiedades de resistencia mecánica del material, obtenidas en ensayos de tracción para diferentes niveles de temperatura y de un factor de seguridad global.

La norma ASME B31.3 estipula dos criterios para el esfuerzo admisible. Uno es el llamado "esfuerzo básico admisible" en tensión a la temperatura de diseño, con la cual están familiarizados los que se dedican al diseño de equipos sometidos a presión, es menos conocido y se le denomina "rango de esfuerzo admisible", el cual se deriva del esfuerzo básico admisible y se emplea como base para el cálculo de la expansión térmica y para el análisis de flexibilidad.



La aplicación de cada criterio es como se observa en la tabla 1:

Tabla N° 1:

**Esfuerzos Admisibles en Función de las Cargas**

<b>Para cargas aplicadas</b>	<b>Esfuerzos Admisibles</b>
Esfuerzos de pared circunferenciales producidos por la presión; deben exceder	S.E
Esfuerzos longitudinales combinados, producidos por la presión, pes otras cargas; no deben exceder	S

Fuente: C. Autores.2014: Análisis de esfuerzos en los sistemas de tuberías por flexibilidad.

Donde:

S: Esfuerzo básico admisible a la temperatura de diseño, para el material seleccionado

E: Eficiencia de la soldadura longitudinal o factor de calidad de la fundición asociada con el diseño específico y los requerimientos de inspección

Estos esfuerzos admisibles básicos, así como el límite de fluencia y la resistencia a la tracción, están listados en el Apéndice A, Tabla A-1 y A-2, del Código B31.3 en función de la temperatura. Por ejemplo, para el acero A-106-Grado B se tiene que el límite de fluencia es,  $S_y = 35 \text{ KPsi}$  (241,317 MPa), y la resistencia a la tracción es  $S_u = 60 \text{ KPsi}$  (413,685 MPa).

El esfuerzo admisible básico en función a la temperatura es como se observa en la tabla 2:



Tabla Nº 2

**Esfuerzos Admisibles en Función de la Temperatura**

Esfuerzos Admisibles, S		Temperatura, T	
Kpsi	Mpa	°F	°C
20.0	137.90	400	204.44
18.9	130.31	500	260.00
17.3	119.28	600	315.56
17.0	117.21	650	343.33
16.5	113.76	700	371.11
13.0	089.63	750	398.89

Fuente: C. Autores.2014: Análisis de esfuerzos en los sistemas de tuberías por flexibilidad.

Los esfuerzos admisibles para cargas térmicas son como se observan en la tabla 3:

Tabla Nº 3

**Rango de Esfuerzo Admisible**

Para cargas térmicas	Rango de esfuerzo admisible
Los esfuerzos de expansión no deben exceder	$S_A$

Fuente: C. Autores.2014: Análisis de esfuerzos en los sistemas de tuberías por flexibilidad.

**Presión de diseño**

La presión de diseño no será menor que la presión a las condiciones más severas de presión y temperatura coincidentes, externa o internamente, que se espere en operación normal.

La condición más severa de presión y temperatura coincidente, es aquella condición que resulte en el mayor espesor requerido y en la clasificación ("rating") más alta de los componentes del sistema de tuberías.

Se debe excluir la pérdida involuntaria de presión, externa o interna, que cause máxima diferencia de presión.



## Temperatura de diseño

La temperatura de diseño es la temperatura del metal que representa la condición más severa de presión y temperatura coincidentes. Los requisitos para determinar la temperatura del metal de diseño para tuberías son como sigue:

Para componentes de tubería con aislamiento externo, la temperatura del metal para diseño será la máxima temperatura de diseño del fluido contenido.

Para componentes de tubería sin aislamiento externo y sin revestimiento interno, con fluidos a temperaturas de 32°F (0°C) y mayores, la temperatura del metal para diseño será la máxima temperatura de diseño del fluido reducida, según los porcentajes de la tabla 4.

Tabla N° 4

### Reducción de Temperatura para Componentes sin Aislamiento

Componente	$\sigma T\%$
Válvulas, tubería, uniones solapadas y accesorios soldados	5
Accesorios bridados	10
Bridas (en línea)	10
Bridas de uniones solapadas	15
Empacaduras (en uniones en línea)	10
Pernos (en uniones en línea)	20
Empacaduras (en casquetes de válvulas)	15
Pernos (en casquetes de válvulas)	30

Fuente: C. Autores.2014: Análisis de esfuerzos en los sistemas de tuberías por flexibilidad.

Para temperaturas de fluidos menores de 32°F (0°C), la temperatura del metal para el diseño, será la temperatura de diseño del fluido contenido.

Para tuberías aisladas internamente la temperatura será especificada o será calculada usando la temperatura ambiental máxima sin viento (velocidad cero).



## **Espesor de pared**

El mínimo espesor de pared para cualquier tubo sometido a presión interna o externa es una función de:

- El esfuerzo permisible para el material del tubo
- Presión de diseño
- Diámetro de diseño del tubo
- Diámetro de la corrosión y/o erosión

Además, el espesor de pared de un tubo sometido a presión externa es una función de la longitud del tubo, pues ésta influye en la resistencia al colapso del tubo. El mínimo espesor de pared de cualquier tubo debe incluir la tolerancia apropiada de fabricación.

### **1.11. Consideraciones generales y criterios de diseño para la selección de los compensadores de petróleo**

Los compensadores de dilatación están diseñados y construidos para absorber con elevada flexibilidad los movimientos relativos entre partes diferentes de tuberías, máquinas, instalaciones o dispositivos en general (Eminforma 2014)

Los movimientos para compensar pueden ser causados por variaciones térmicas, fuerzas de inercia, hundimiento de cimientos y desalineaciones. Los campos de aplicación son extremadamente amplios y abarcan en la práctica todas las exigencias del sector industrial: desde las instalaciones de calefacción urbana, tratamiento de las aguas en las instalaciones químicas y petroquímicas, refinerías y fábricas de cemento a las obras navales, desde los generadores de energía a la fábrica de acero, para llegar a las aplicaciones antisísmicas. El tipo del movimiento requerido, su entidad y frecuencia junto con las características del fluido conducido (en especial, los corrosivos) y a las condiciones de funcionamiento (presión y temperatura) son los datos fundamentales para una elección óptima del compensador de dilatación que debe montarse.

#### **Los movimientos se clasifican fundamentalmente en los tipos:**

- Axial
- Lateral



- Angular
- Combinado

### **Compensadores axiales**

El compensador axial está constituido por un fuelle con terminales embridados o a soldar. Puede absorber sólo movimientos axiales y debe instalarse siempre entre dos puntos fijos.

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

Se subdividen en:

- De fuelle metálico (Anexo 8a)
- De prensaestopas
- De fuelle sintético (Anexo 8b)

#### **De fuelle metálico:**

Hoy por hoy son los más difundidos y fiables universalmente. Se componen de un fuelle metálico corrugado en forma de ondas paralelas, lo cual le confiere una gran capacidad de deformación, y los correspondientes extremos de conexión. Soportan elevadas presiones que en función de su diseño pueden alcanzar tranquilamente los 100 kg/cm<sup>2</sup> y temperaturas de hasta 600 °C sin problemas y superiores bajo diseño.

Son capaces de admitir alternativa o simultáneamente movimientos, axiales, laterales, angulares y vibraciones, sin detrimento de la estanqueidad. Debido a esta versatilidad, son empleados para absorción de dilatación, vibración o como conexiones flexibles y barreras estancas.

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

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



montaje. La selección se efectúa sobre catálogo de fabricante, en el cual constan los valores de desplazamiento admisible, diámetros, presiones nominales y factores de cálculo (superficie útil y constante elástica), así como las recomendaciones de uso. Estos valores varían de unos fabricantes a otros ya que aunque existen formas de cálculo universales para los fuelles, no existe una normalización sobre las carreras o desplazamientos estándar, así como tampoco se ha homologado un sistema de cálculo por lo que es frecuente que cada fabricante tenga el suyo contrastado con sus ensayos internos.

La experiencia nos dice que es aconsejable trabajar preferentemente con aquellos que siguen un sistema conocido como por ejemplo las normas E.J.M.A. utilizadas por CORACI, S.A. ya que además de la garantía personal se le sabe trabajando bajo un estándar mundialmente conocido. También es recomendable trabajar solo con material de fabricantes de prestigio, así como que estos dispongan de personal técnico cualificado que estudiará con el diseñador las necesidades de cada proyecto concreto y proveerá las recomendaciones del material necesario para resolverlas con la mayor seguridad y eficacia, (Díaz A. 2007).

#### **Compensadores laterales:**

Está formado por dos fuelles unidos por un tubo rígido intermedio, incluidos entre dos tirantes externos fijados con charnelas a los extremos del compensador y que tienen como finalidad absorber el empuje de fondo de la presión.

#### **Compensador lateral esférico:**

Difiere de aquel lateral por el hecho de que las charnelas de los tirantes están vinculadas con una articulación esférica en el lugar del perno. Los movimientos laterales a absorber pueden pertenecer a cualquier plano.

#### **Compensador angular:**

Está compuesto por un fuelle al cual le está permitido sólo el movimiento angular mediante dos articulaciones de pernos contrapuestos que sirven de charnela. Dichas articulaciones están dimensionadas para soportar el empuje de fondo de la presión.

#### **Compensador angular cardánico:**



Se obtiene añadiendo al angular simple un par de pernos que permiten orientarse en todas las direcciones; este compensador permite movimientos angulares en dos planos perpendiculares entre sí.

**Compensador combinado:**

Es la combinación de los dos tipos de movimientos axial más el lateral.

Para la selección óptima de los compensadores debemos de tener en cuenta sus ventajas y determinar las variables fundamentales que permiten una buena elección:

El tipo de movimiento requerido, su entidad y frecuencia junto con las características del fluido transportado (en particular, aquellos corrosivos) y las condiciones de ejercicio (presión y temperatura) son los datos fundamentales para una elección ideal del compensador de dilatación a instalar. Los compensadores de dilatación aseguran las siguientes gamas y prestaciones:

- Elevada capacidad de movimiento
- Elevada flexibilidad
- Resistencia a la presión y a la temperatura
- Resistencia a la corrosión
- Dimensiones mínimas
- Pérdidas mínimas de carga
- Facilidad de montaje

**Selección de los compensadores:** (Eminforma 2014)

La elección adecuada de los compensadores de dilatación son productos especiales que requieren una gran experiencia técnica y de diseño para dar forma a la solución más adecuada para montar; teniendo en cuenta criterios fundamentales, como: El tipo de movimiento requerido, su entidad y frecuencia, junto con las características del fluido conducido y las condiciones de funcionamiento, como así también el empuje de fondo.



### **1.12. Conclusiones parciales**

- Se desarrolló el marco teórico de la investigación, el mismo tiene en cuenta los trabajos antecedentes de las teorías relacionadas con el proceso de la dilatación térmica y el análisis de flexibilidad en sistema de tuberías; donde se evalúan las partes componentes de la tubería y la descripción del proceso de transporte de petróleo.
- Se han desarrollado diversos trabajos relacionados con los sistemas de transporte de petróleo en la Empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”. Sin embargo, la instalación investigada no ha sido suficientemente estudiada con la finalidad de realizar un análisis de flexibilidad en el sistema de tuberías que permitan realizar una selección óptima del elemento mecánico acorde para absorber los esfuerzos térmicos que se generan.



## **CAPÍTULO 2**

### **PROCEDIMIENTO DE ANALISIS DE FLEXIBILIDAD EN EL SISTEMA DE TUBERIAS DE TRANSPORTE DE PETROLEO.**

#### **2.1. Introducción**

La funcionalidad y diseño estructural de un sistema de tuberías, están íntimamente relacionados. El comportamiento estructural variado que presentan los sistemas de tuberías, son debidos a los efectos de: temperatura, presión, peso propio, excitaciones inducidas por los equipos a que se conecta, viento, etc. Una etapa necesaria dentro del diseño estructural. (Serapio 2009)

Los compensadores de dilatación, también llamados juntas de expansión, son elementos de alta tecnología y responsabilidad. En condiciones normales de trabajo, las juntas de expansión requieren todo tipo de demandas de movimiento, presión, temperatura y vibración. Se podrían definir como elementos flexibles para la conducción de fluidos que aseguran la protección del conjunto de elementos de trabajo. (Vásquez 2012)

#### **Expansión térmica:**

Uno de los problemas que los especialistas deben solucionar para evitar roturas o accidentes no controlados es el de las diferencias dimensionales en los tubos u otros elementos por causas térmicas y/o mecánicas.

Debido al fenómeno de la expansión térmica las dimensiones de cualquier elementos.

Los compensadores de dilatación axiales son los que absorben los movimientos especialmente en dirección longitudinal–axial al recorrido de un segmento recto de la tubería.

#### **Ventajas de los compensadores de dilatación axiales**

- Tipo simple de compensación
- Se necesita menos espacio
- Sin cambios en el movimiento de flujo
- Posibilidad de movimiento hacia todos los lados
- No se necesita desviar la tubería
- Coste bajo de las piezas

En la práctica industrial a lo largo de muchos años de investigación se ha podido comprobar que la mayoría de los métodos teóricos difieren de la realidad, es por ello que se necesita, en muchas ocasiones, comprobar la teoría con la práctica para llegar a conclusiones precisas y poder validar herramientas de trabajo útiles. Una herramienta empleada en la investigación consistió en el método de hipotético-deductivo, como consecuencia de las inferencias del conjunto de datos empíricos y las leyes más generales.

Para garantizar el desarrollo eficaz de los resultados de toda investigación, es importante la adecuada selección de los métodos y de los materiales.

El **objetivo** del capítulo es establecer un procedimiento de cálculo de los parámetros, presión y temperatura que permitan seleccionar los compensadores que absorban la dilatación térmica, para lograr la estabilidad mecánica de la red de bombeo de petróleo.

## **2.2. Procedimiento de análisis de esfuerzos térmicos producidos en la red transporte de petróleo**

Para cada metal o aleación, existe de acuerdo a cada rango de temperatura un determinado coeficiente de dilatación a ( $mm/m \cdot c^{\circ}$ ) válido para cualquier dirección. Los metales con textura poseen coeficientes direccionales. El coeficiente de dilatación no es en realidad una constante, pero para cálculo de dilatación en tubería podemos tomarlo como tal dentro de ciertos rangos. La dilatación es entonces un fenómeno multidireccional o volumétrico. (Vásquez 2012) Estudio de los efectos de la dilatación térmica en tuberías mediante simulación numérica.

En una instalación de tubería expuesta a una diferenciación de temperatura, podemos encontrar que manifiesta variación tanto en el diámetro, como en el espesor y longitud. Los dos primero pueden crecer o decrecer libremente, pero la longitud, generalmente de gran magnitud y con fijaciones es objeto de cauteloso estudio para evitar eventuales daños debido a sus modificaciones acompañadas de grandes esfuerzos.

La dilatación térmica de la instalación está relacionada con la variación de la tubería o el alargamiento ( $\Delta L$ ), que se obtiene multiplicando la longitud (L) por el coeficiente de dilatación ( $\alpha$ ) y la variación de la temperatura ( $\Delta t$ ): (Díaz 2007)



$$\Delta L = \alpha \cdot \Delta t \cdot L, (mm) \quad (2.1)$$

$\Delta L$ : Variación longitudinal de la tubería (mm)

$\alpha$ : Coeficiente de la dilatación térmica (mm/ m.<sup>0</sup>C)

$\Delta t$ : Variación de la temperatura (<sup>0</sup>C) ( $t_i - t_i$ ), (<sup>0</sup>C)

$L$ : Longitud de la tubería (mm)

La instalación desde la estación de bomba del Puerto hasta los tanques de almacenamiento en Che Guevara, presenta una longitud total de 3387,3 m, con tres tipos de compensadores diferentes (de lazo, fuelle y angulares(L), (Z)), con una variación de temperatura ( $\Delta t$ ) de 50 °C y el coeficiente de dilatación para este material a temperatura entre (0-100 °C) es de  $\alpha = 12 \cdot 10^{-3} \text{ mm/m}^{\circ}\text{C}$ , lo que implica que se procediera al cálculo de la dilatación de manera: (general, general por tramos e individual), como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 2.1 Descripción individual de los compensadores del sistema

Dibujo	Compensadores	Longitud(m)	Tipos	$\Delta T$ ( <sup>0</sup> C)	$\alpha$
1	1	104,3	L	50	0,012
	2;6;7	87,5*3	lazo	50	0,012
	3	75,7	lazo	50	0,012
	4	73,8	lazo	50	0,012
	5;8	66,3*2	lazo	50	0,012
	9	94,9	lazo	50	0,012



### 2.3. Cálculo de la fuerza y tensión introducida por la dilatación térmica en el sistema.

Es necesario tener una idea de las magnitudes de la fuerza y la tensión originadas por la dilatación o contracción térmica en la línea, para comprender la insistencia en el minucioso estudio de este fenómeno debido a los cuantiosos daños registrados en tuberías, válvulas y costosos equipos por no tener en cuenta de antemano los parámetros para cualquier construcción mecánica racional.

Esta fuerza originada por la dilatación se calcula por la expresión: (Díaz 2007)

$$F_D = \frac{E_t \cdot A_m \cdot \alpha \cdot \Delta t}{1000000}, (Tn) \quad (2.2)$$

Dónde:

$$A_m = \frac{\pi}{4} \cdot (D_e^2 - D_i^2), (cm^2) \quad (2.3)$$

Conociendo que:

$F_D$ : fuerza originada por la dilatación, (Tn)

$E_t$ : módulo de elasticidad del material para la temperatura del caso, ( $K_g / cm^2$ )

$A_m$ : área metálica transversal del tubo empleado, ( $cm^2$ )

$\alpha$ : coeficiente de dilatación térmica, ( $mm / m \cdot ^\circ C$ )

$\Delta t$ : variación de la temperatura ( $t_i - t_i$ ), ( $^\circ C$ )

$D_i$ : diámetro interior del tubo, (cm)

$D_e$ : diámetro exterior del tubo, (cm)

Y la tensión ( $\sigma_F$ ) originada por la fuerza ( $F_D$ ), que provocada la dilatación en el sistema se determina por la ecuación:

$$\sigma_F = E \cdot \frac{\Delta L}{L}, \left( \frac{Kg}{mm^2} \right) \quad (Díaz 2007) \quad (2.4)$$



Donde:

$\Delta L$ : Dilatación de la instalación ( $mm$ )

$L$ : Longitud de la instalación ( $mm$ ).

#### **2.4. Determinación de los esfuerzos por cargas que se encuentra sometido al sistema de tuberías.**

El diseño mecánico de tuberías consiste en la determinación del tipo, clase, espesores y fabricación de las conexiones y accesorios que se utilizan en los sistemas de tuberías. Debe efectuarse con base en las condiciones de operación, particularmente las temperaturas, presiones y esfuerzos aplicables para cada sistema, tomando en cuenta sus diversos efectos y sus consecuentes cargas. Aun en el caso de los soportes sean diseñados por un ingeniero estructural, el diseñador mecánico de la tubería debe conocer el diseño de los mismos, por la interacción directa entre tuberías y soportes. (2010) Norma NRF-028-PEMEX, Diseño y construcción de recipientes a presión en centros de trabajo de petróleo.

##### **Esfuerzos debidos a condiciones de cargas: sostenidas y ocasionales**

Toda tubería en su vida útil de operación, está sometida, además del efecto de la temperatura, a condiciones de carga que no varían con el tiempo y que son denominadas cargas sostenidas, como es el caso de su propio peso, la presión, accesorios, etc. Y a condiciones de cargas ocasionales, como son: vientos, sismo, acción de válvulas, etc. Los cuales producen esfuerzos y que son manejados en forma diferente a los de origen térmico.

##### **Cargas sostenidas por pesos: (Serapio 2009)**

Los soportes deben ser capaces para contener todo el peso del sistema, incluyendo el del tubo, aislamiento, accesorios, fluidos, y el del soporte mismo. Un método muy simple para determinar los esfuerzos en las tuberías y cargas en los soportes debido a peso, es modelar la tubería con una viga, cargada uniformemente a lo largo de su longitud y anclada en ambos extremos. La longitud de la viga es igual a la distancia entre soportes; para este caso, los esfuerzos máximos y cargas entre los soportes son:



$$S_b = \frac{WL^2}{12Z} \quad (2.5)$$

$$F = \frac{WL}{2} \quad (2.6)$$

Donde:

$S_b$  : Esfuerzo por flexión, (N/m<sup>2</sup>)

W: Peso por unidad de longitud de tubería, incluyendo el peso del fluido y el del aislamiento térmico, (N/m)

L: Longitud de la tubería, (m)

F: Fuerza ejercida sobre los soportes, (N)

Z: Módulo de sección de la tubería, (m<sup>3</sup>)

## 2.5. Esfuerzos permisibles en función de la temperatura.

El efecto térmico en las tuberías, juega un papel muy importante en toda planta industrial, es lógico pensar que los esfuerzos por expansión térmica, representan el rango que van desde cero (cuando no hay deformaciones por efecto térmico), como son las condiciones en instalación, hasta un valor máximo de temperatura en operación normal. Cuando los esfuerzos son de magnitud considerada, estos se producen una deformación de tipo plástica permanente, como resultado de una cadencia local térmica, lo cual produce una reducción de esfuerzos que aparecen en sentido inverso a la condición en frío.

Por lo que se establece como límite de esfuerzos por expansión térmica llamado "Rango de Esfuerzos Permisibles SA" (Código ASME B31.3) definido por la ecuación:

$$SA = f (1.25Sc + 0.25Sh) \quad (2.7)$$



SA: Rango de esfuerzo permisible para esfuerzos de desplazamientos (Kgf)

Sc: Esfuerzo básico admisible para el material a la mínima temperatura esperada del metal durante el ciclo de desplazamiento. (Kgf)

Sh: Esfuerzo básico admisible para el material para la máxima temperatura esperada del metal durante el ciclo de desplazamiento. (Kgf)

f: Factor de reducción del rango admisible de esfuerzo para condiciones cíclicas según el número total de ciclos completos de cambios de temperatura sobre la vida esperada.

## 2.6. Procedimiento de cálculo de análisis de flexibilidad en el sistema de tuberías para compensadores de tipo lazo.

La selección y el diseño de soportes para tuberías es una parte importante en el estudio ingenieril de cualquier instalación en los procesos industriales. Los problemas para diseñar tuberías para altas presiones y temperaturas, tienden hacer críticos en un punto donde es imperativo que aspectos de diseño, tales como el efecto de carga en soportes concentradas en estructuras, cargas sobre equipos conectados debido al peso de la tubería y tolerancias de los soportes respecto a la tubería y estructura; se han tomado en consideración en la estudio realizado en el sistema de transporte de petróleo. 2015 (Una guía para el diseño de tuberías, Monografías)

En el sistema analizado está compuesto en la primera parte que se realiza por compensadores de lazos y juntas de expansión para el cual se establece el procedimiento de cálculo.

**Cálculo de las cargas totales en los anclajes utilizando la siguiente ecuación:**

$$F_{MA} = F_S + F_X + F_{GX} + F_P; Kgf \quad (2.8)$$

$$F_{MB} = F_S + F_Y + F_{GY} + F_P; Kgf \quad (2.9)$$

C. Autores.2014: Análisis de esfuerzos en los sistemas de tuberías por flexibilidad.

Donde:

Fs: Fuerza principal que ocurre por concepto de presión interna; Kgf.

Fx; Fy: Fuerza originada por la dilatación térmica; Kgf.



FGA, FGB: Fuerza de fricción originada entre la tubería, los guías y apoyos en los tramos horizontales y verticales; Kgf.

Fp: Fuerza originada por las fuerzas centrífugas en los codos del compensador; Kgf.

FMA; FMB: Fuerza total en los soportes A y B; Kgf.

### Diseño del lazo

$$L = 0,1\sqrt{D_{nom} \cdot \Delta X} \quad (2.10)$$

$$F_s = \frac{\rho \cdot H \cdot \pi \cdot D^2}{4}, Kgf \quad (2.11)$$

Donde:

$\rho$ : Densidad del fluido que circula; Kgf/m<sup>3</sup>.

H: Cota de nivel de carga que expresa la presión en columna de H<sub>2</sub>O; m.

D: Diámetro interior del tubo; m.

Pr- Presión interna del fluido; Kgf/cm<sup>2</sup>.

Aint: Área interna de la tubería; cm<sup>2</sup>.

$$F_x = \frac{24 \cdot I_x \cdot \Delta X}{L^3}, N \quad (2.12)$$

Donde:

$I_x$ : Momento de Inercia de la tubería; cm<sup>4</sup>.

$\Delta X$ : Dilatación térmica en la tubería entre los tramos de soportes fijos principales; mm.

L: Longitud del tramo de tubería del compensador; m.

$$F_y = \frac{24 \cdot I_y \cdot \Delta Y}{L^3}, N \quad (2.13)$$



Donde:

$I_Y$  - Momento de inercia de la tubería;  $\text{cm}^4$ .

$\Delta Y$ : Dilatación térmica en la tubería entre los tramos de soportes fijos principales; mm.

L: Longitud de la tubería, m.

$$F_{GA} = L (W_P + W_L + W_M) \mu; \text{Kgf} \quad (2.14)$$

Donde:

$W_L$ : Peso del aislamiento de la tubería por unidad de longitud; Kgf/m.

$W_P$ : Peso del tubo por unidad de longitud, Kg/m.

$\mu$ : Coeficiente de fricción % la tubería y el soporte.

$L$  - Longitud del compensador, m.

$$W_M = \frac{\pi \cdot D_{INT}^2}{4} \cdot L \cdot \rho, N \quad (2.15)$$

$$F_{GB} = L (W_P + W_L + W_M) \mu; \text{Kgf} \quad (2.16)$$

$$F_P = \frac{2 \cdot A \cdot \rho \cdot V^2}{g} \cdot \text{sen} \frac{\alpha}{2}; \text{Kgf} \quad (2.17)$$

Donde:

A: Área interior del tubo, ( $\text{m}^2$ ).

V: Velocidad del fluido en el tubo, (m/s).

G: Aceleración de la gravedad, ( $\text{m}/\text{s}^2$ ).

$\alpha$ : Ángulo de inflexión del tubo.

### Ecuación de continuidad

$$Q = v \cdot A \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (2.18)$$

v: Velocidad m/s



A: Área transversal m<sup>2</sup>

## 2.7. Procedimiento de cálculo de análisis de flexibilidad en el sistema de tuberías estudiados para juntas de expansión.

$$F_{MA} = F_S + F_M + F_G + F_P \quad (2.19)$$

F<sub>S</sub>: Fuerza principal que ocurre por concepto de presión interna, (Kgf).

F<sub>M</sub>: Fuerza o carga que ocurre por las contracciones del fuelle (por manual) o compensador de lazo, (Kgf).

F<sub>G</sub>: Fuerza de fricción que surge por alineamiento de los guías de tubería, Kgf.

F<sub>P</sub>: Fuerza centrífuga que ocurre si el anclaje está ubicado en un codo o inflexión, (Kgf).

$$F_S = P_R \cdot A_f; kgf \quad (2.20)$$

Donde:

A<sub>f</sub>: Área efectiva del fuelle, (cm<sup>2</sup>).

P<sub>r</sub>: Presión máxima de trabajo, (kg/cm<sup>2</sup>).

F<sub>M</sub>: Buscar en catálogos en el caso de los compensadores de fuelles o calcularse para el caso de compensadores de lazo, (Kgf).

$$F_G = L(W_P + W_L + W_M)\mu; Kgf \quad (2.21)$$

Donde:

W<sub>L</sub>: Peso del aislamiento de la tubería por unidad de longitud, (Kg/m).

W<sub>P</sub>: Peso del tubo por unidad de longitud, (Kg/m).

W<sub>M</sub>: Peso del líquido por unidad de longitud, (Kg/m).

### Selección de juntas de expansión axial con fuelle metálico

Para que los compensadores puedan funcionar correctamente la tubería debe estar provista de elementos que limiten los grados de libertad creados al introducir un elemento elástico tal como al compensador.



Tales elementos deben también descargar el peso de la tubería y accesorios sobre estructuras externas que soportaran también las fuerzas y momentos necesarios para obligar a los compensadores a cumplir con su misión.

Para cualquier instalación típica de compensadores su selección depende de gran modo del diámetro y características de la tubería así como el tipo de compensación.

### Presión nominal

Los datos de presión y carreras del presente catalogo están referidos a temperatura ambiente.

Para la determinación del PN correspondiente a una determinada condición de trabajo nos referimos a la UNI 1282-84.

Por efecto de la temperatura las presiones y las carreras admisibles deben de ser variadas de acuerdo a los valores obtenidos con la siguiente fórmula:

$$P_t = PN \cdot K_p \qquad C_t = C \cdot K_c \qquad (2.22)$$

P<sub>t</sub>: Presión máxima a la temperatura de trabajo

C<sub>t</sub>: Carrera máxima a la temperatura de trabajo

## 2.8. Cálculo de pérdidas de petróleo por averías de las juntas de expansión

En esta instalación del transporte de petróleo, han ocurrido averías por la juntas de expansión, en las mismas se derrama gran cantidad del combustible. Para el cálculo de los costos, como se observa en la tabla (2.2), se ha empleado la siguiente metodología de cálculo:



Figura 2.2 Algoritmo para el cálculo de la pérdida por orificio

El costo de la pérdida se calcula en función de los 17,2 m<sup>3</sup>/h de crudo nacional que se derrama por el orificio de rotura, (ver hoja de cálculo Microsoft Excel, Cálculo de las fugas), considerando la siguiente relaciones: (1 m<sup>3</sup> = 1000 litros), (1 Barril = 158,98 litros).



### Cálculo de pérdidas de petróleo por averías de las juntas de expansión

$$A_{\text{orificio}} = \frac{\pi \cdot (0,083 \cdot D_{\text{orificio}})^2}{4} \quad (2.23)$$

$A_{\text{orificio}}$  : Área del orificio (mm)

$D_{\text{orificio}}$  : Diámetro del orificio (mm)

$$Q = 0,61 \cdot A_{\text{orificio}} \cdot \sqrt{2 \cdot 32,2 \cdot P}$$



## **2.9. Conclusiones del capítulo**

La instalación de transporte de petróleo de la Empresa Ernesto Che Guevara, ha mostrado inestabilidad en el sistema de impulsión por no haber seleccionado los compensadores de dilatación térmica adecuados que absorban los esfuerzos térmicos que se generan en la instalación estudiada.

Quedó establecido el procedimiento para la evaluación del sistema de transporte de petróleo. El mismo se fundamenta en el procedimiento de cálculo de balance de energía mecánica y el análisis de flexibilidad en el sistema instalado y selección del compensador óptimo a instalar.

## CAPÍTULO 3

### ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

#### 3.1. Introducción

En este capítulo se exponen los resultados del estudio realizado y a partir del mismo las expresiones matemáticas que describen las regularidades del comportamiento del transporte del petróleo. También se relacionan los resultados asociados a la dilatación térmica y el análisis de flexibilidad de la tubería y los impactos económicos y ambientales.

El **objetivo** del capítulo es: analizar los resultados obtenidos en el estudio del objeto desarrollado.

#### 3.2. Análisis de los resultados del cálculo de las dilataciones térmicas y análisis de flexibilidad en el sistema de tuberías.

Para el cálculo de las mismas se tuvo en cuenta el siguiente algoritmo de trabajo que se muestra en la figura (3.1):

Como en el sistema está compuesto por diferentes compensadores de lazos y juntas de expansión (fuelles metálicos), cambian las longitudes entre los soportes fijos que los sostienen, se procedió al cálculo de estos, analizando cada compensador. Los resultados del análisis de flexibilidad se muestran a continuación en la tabla (3.1).

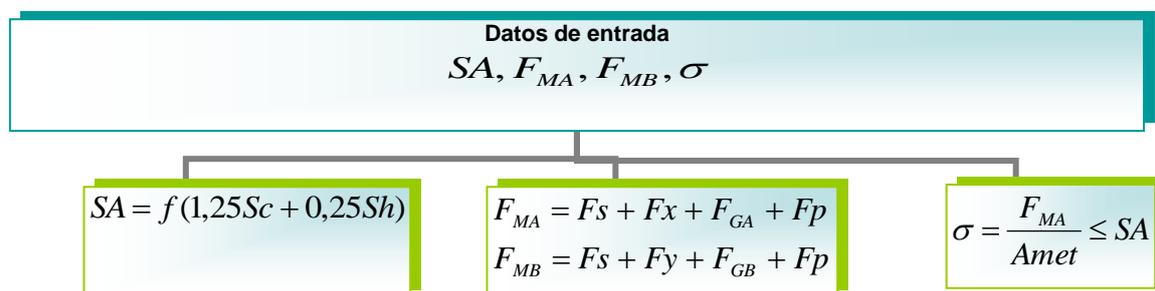


Tabla 3.1 Análisis de los resultados del cálculo de las dilataciones térmicas y análisis de flexibilidad en el sistema de tuberías.



Compensadores	Longitud entre soportes fijos(m)	$\Delta L$ (m)	Fuerza total entre los soportes fijos. $F_{MA}$ , (Kgf)	Tensión (Kgf/cm <sup>2</sup> )
Lazos	SF1-SF2= 87,5	52,5	12155,41	158,33
Lazos	SF2-SF3=75,7	45,42	11739,36	152,91
Lazos	SF3-SF4=73,8	44,28	11672,35	152,04
Lazos	SF4-SF6=66,1	39,66	11407,92	148,59
Lazos	SF6-SF7=87,5	52,5	12155,41	158,33
Lazos	SF7-SF8=87,5	52,5	12155,41	158,33
Lazos	SF8-SF9=87,5	52,5	12155,41	158,33
Lazos	SF9-SF10=94,9	56,94	12416,32	161,73
Fuelles	SF12-SF13=106	63,6	4093,89	6,02
Fuelles	SF13-SF14=106	63,6	4093,89	6,02
Fuelles	SF14-SF15=106	63,6	4093,89	6,02
Fuelles	SF15-SF16=106	63,6	4093,89	6,02
Fuelles	SF16-SF17=106	63,6	4093,89	6,02
Fuelles	SF17-SF18=106	63,6	4093,89	6,02
Fuelles	SF18-SF19=108	64,8	4145,62	6,10
Fuelles	SF19-SF20=106	63,6	4093,89	6,02

En los resultados de los cálculos que se muestran en la tabla 3.1. del análisis de flexibilidad se pudo observar que a partir de la ubicación de los soportes intermedios de SF12-SF20 que se encuentran instalados la junta de expansión (fuelles metálicos) ubicados a una longitud de 106m ver plano en anexos: planos de la instalación de la red de transporte de petróleo, se pudo comprobar que en esta zona existe un rango limitado del desplazamiento del fuelle con respecto a los valores de dilatación térmica que se generan en la instalación, lo que incide en la falta de

flexibilidad en la tubería. Considerando los valores que explicamos anteriormente debidos a los esfuerzos térmicos y el margen de desplazamiento del fuelle proponemos montar una junta de expansión de fuelle y multilámica DN250, presión  $25\text{kgf/cm}^2$  por la norma ANSI B16.5, en el cual tiene mejores diseños mecánicos con respecto al instalado en cuanto a movimiento a compresión, movimiento a tracción y movimiento total del área efectiva del fuelle metálico con la posibilidad de absorber mayor dilatación térmica.

Tabla 3.2. Dilatación total del sistema

Longitud (m)	$(\Delta T)$ , ( $^{\circ}\text{C}$ )	$(\alpha)$ , ( $\text{mm}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$ )	$(\Delta L)$ , (mm)
3387,3	50	0,012	2032,38

Como se puede apreciar en el sistema de transportación de petróleo en estudio, con respecto a las dilataciones del mismo, se muestra que no está totalmente compensado, o sea, faltarían compensadores para que el sistema quede totalmente equilibrado.

### 3.3. Análisis de los resultados de la fuerza y tensión generada en el sistema producto a las dilataciones térmicas.

Como ya hemos abordado anteriormente en el sistema está presente la dilatación producida por la variación de la temperatura, estas ocasionan la fuerza por la dilatación y la tensión de esta, que empleando las ecuaciones (2.2, 2.3, 2.4) se obtienen los siguientes resultados que se muestran en la (tabla 3.3), además de la hoja de cálculo de (Microsoft Excel, Cálculo dilataciones térmicas).

Tabla 3.3 Resultados de fuerza y tensión producto a la dilatación

Fuerza, ( $T_N$ )	Tensión, ( $\text{Kg}/\text{mm}^2$ )
518,8	888

El efecto térmico en las tuberías, juega un papel muy importante en toda planta industrial, por lo que realmente se realiza un análisis de flexibilidad en la tubería para conocer los esfuerzos por expansión térmica. (A continuación se muestra los resultados)



Tabla 3.4 Resultados de rango de esfuerzos permisibles para esfuerzos de desplazamientos.

<b>SA, Rango de esfuerzo permisible para esfuerzos de desplazamientos</b> $\left(\frac{Kgf}{cm^2}\right)$	<b>Resultados de esfuerzos permisibles,</b> $\left(\frac{Kgf}{cm^2}\right)$
para 7000 ciclos de vida	1530,61

Para evaluar los esfuerzos en los elementos de tuberías es necesario obtener el esfuerzo permisible SA, establecido por el Código ASME B.31.3. por lo tanto, para seleccionar el valor de **f** para el cálculo de **SA** tiene que conocer el numero de ciclos de temperatura en una planta de procesos. Para propósitos de diseños deberán utilizarse 20 años de vida de la planta en el estimado del número de ciclos. Esto significa que, aproximadamente, en 1 ciclo por día es necesario superar los 7000 ciclos. En el caso de las redes de petróleo instalada, esto no sucede ya que los eventos que determina la cantidad de ciclos térmicos a considerar, tales como paro de plantas por mantenimiento, ocurren 1 vez por mes, teniendo en cuenta estas condiciones se eligen  $f=1$ . Los valores de Sc y Sh representan los esfuerzos permisibles a la temperatura mínima y máxima esperada durante la operación de acuerdo las propiedades mecánicas del acero de la tubería.

### 3.4. Valoración del impacto económico y medio ambiental

En este epígrafe determinamos el costo económico de la inversión que se realizó en la instalación, al cambiar las partes más afectadas del sistema y el gasto económico que se produce por concepto de la pérdida por avería del fuelle. Además como afecta al medio ambiente al producirse la rotura.

El diagnóstico realizado a la Base Combustible de la UEB Recepción y Suministro (Anexo 10), va dirigido a la detección de los aspectos medio-ambientales considerados significativos, derivado de la generación de desechos como resultado de los servicios que presta.

Durante la evaluación realizada a la instalación, fueron detectados varios aspectos relacionados con el transporte de petróleo. Entre los problemas identificados se encuentran:

Derrames de hidrocarburo producto a las averías ocurrida.



El combustible suministrado que se ha derramado producto a las fallas mecánicas es almacenado en tanques situados dentro de una piscina o cubeto, la que es delimitada por un dique perimetral para la contención del petróleo al medio en caso de derrame en el proceso de llenado. Como resultado de las afectaciones producidas en la obra, los diques de contención luego de impedir, facilitan las fugas de petróleo que se derraman en los cubetos.

- Identificación de zonas anegadas por arrastres de aguas pluviales, residuales oleosos, e hidrocarburos dentro del área perimetral de la Base de Tanques.

No existe un sistema de canalizaciones para la evacuación de las aguas pluviales; esto facilita el escurrimiento natural de las lluvias hacia zonas bajas sin cobertura, llevando consigo arrastres de hidrocarburo y residuales oleosos en su curso, debido a esto, se crean vías de máximo caudal contaminados por los mismos arrastres fundamentalmente en el sector noreste de la instalación.

- Obstrucción de los registros del sistema de canalización y almacenamiento para los residuales oleosos.

El sistema de colección y almacenamiento de residuales líquidos de petróleo, tiene obstruida las vías de conducción, y se mantiene lleno por encima de su capacidad normal. Durante períodos lluviosos los niveles llegan a su máxima capacidad y comienza el drenaje de significativos volúmenes de hidrocarburos y aguas oleosas hacia el exterior.

**Impactos ambientales identificados por las averías ocurridas producto a las fallas mecánicas:**

- Contaminación de las aguas superficiales y subterráneas.
- Contaminación de la atmósfera.
- Cambio de uso de la tierra.
- Contaminación del suelo por generación de residuos.
- Modificación del relieve.
- Incremento de los procesos erosivos.
- Riesgo de accidente laboral.

- Afectación a la infraestructura existente.

### 3.5. Cálculo de pérdidas de petróleo por fallas de las juntas de expansión

En esta instalación del transporte de petróleo, han ocurrido dos averías por el fuelle, en las mismas se derrama gran cantidad del combustible. Para el cálculo de los costos, como se observa en la tabla (3.5), se ha empleado la siguiente metodología de cálculo:



Figura 3.5. Algoritmo para el cálculo de la pérdida por orificio.

El costo de la pérdida se calcula en función de los 17,2 m<sup>3</sup>/h de crudo nacional que se derrama por el orificio de rotura, (ver hoja de cálculo Microsoft Excel, Cálculo de las fugas), considerando la siguiente relaciones: (1 m<sup>3</sup> = 1000 litros), (1 Barril = 158,98 litros).

Por tanto 17,2 m<sup>3</sup>/h representan 4,3 m<sup>3</sup> en la estimación de 15 minutos de duración de la rotura, que son 4300 litros y 27,1 barriles equivalentes de petróleo. El precio considerado para el cálculo en el período de rotura es 65 CUC/barril, en la actualidad se encuentra 106 CUC/Barril. Los resultados para las condiciones analizadas en la investigación se relacionan en la tabla (3.6), (ver anexos 4 y 5).

Tabla 3.6 Gasto económico asociado a la pérdida del petróleo

Volumen (m <sup>3</sup> )	Cantidad de combustible Asociado (barriles)	Precio del barril (CUC)	Gasto asociado (CUC)
4,3	27,1	65	1761,5

De los resultados anteriores se deduce el efecto económico ocasionado por las averías que se producen en la instalación, como se han producido dos averías ascendería 3523 CUC.



### **3.6. Impacto ambiental**

La protección del medio ambiente, es uno de los problemas científico - técnico más complejo que enfrenta la humanidad. El desarrollo vertiginoso de la industria en los últimos años, ha llevado a niveles sin precedentes la contaminación de la atmósfera producto a la expulsión de gases de efecto invernadero, el deterioro de la capa de ozono, las contaminación de las aguas de ríos, mares y subterráneos como consecuencia del mal manejo de los desechos tóxicos, unido a ellos, la pérdida de la biodiversidad en las áreas cuyo desarrollo industrial requiera del manejo de portadores energéticos altamente contaminantes como el petróleo.

La avería que se produjo en el fuelle en la línea tecnológica provocó un derrame de crudo al medio (ver anexos 4 y 5), alterando el equilibrio del ecosistema debido a la peligrosidad de los elementos químicos que lo componen, además en el trasiego de este se consume gran cantidad de energía eléctrica, la que se obtiene de la red nacional convirtiéndose en gasto de combustible.

#### **Peligros que produce la fuga por petróleo al medio ambiente**

Riesgos para el medio ambiente: es un producto nocivo para el medio, se debe evitar su vertido en agua o tierra.

Puede ocasionar la parada de la industria por bajo nivel de inventario del combustible en tanque de almacenamiento del objeto 36-37 y el bombeo directo para la termoeléctrica.

Producir afectaciones en el tránsito de los vehículos, ya que las líneas tecnológicas están en el perímetro próximo a la vía.



### **3.7. Conclusiones parciales**

- La pérdida ocasionada para 4,3 m<sup>3</sup> del petróleo genera un gasto económico de 3523 CUC para las dos averías ocurridas en la transportación del crudo nacional.
- El costo capital de la inversión de la instalación de bombeo del crudo asciende a un monto de \$2869948,66 en conjunto con los gastos económicos asociados por pérdidas del crudo, alcanza un valor de \$2 873471,66.
- En el cálculo efectuado de análisis de flexibilidad del sistema de tubería para el transporte de petróleo se comprobó que a partir de las juntas de expansión que se encuentran ubicados a partir de los soportes intermedios SF12 hasta SF20, existen un rango de fuerza de empuje de las juntas de expansión (fuelles metálicos) limitados con respecto a los esfuerzos térmicos que se producen en estos tramos de tuberías instaladas.



## **Conclusiones Generales**

Mediante los estudios y los cálculos vericativos realizados, así como los resultados obtenidos, nos permitieron llegar a las siguientes conclusiones:

- La dilatación térmica que genera el sistema no es absorbida en su totalidad por los compensadores instalados, demostrándose en el procedimiento de cálculo realizado que parte de las juntas de expansión tenían rango limitado para absorber el esfuerzo térmico entre los soportes intermedios que se encuentran instalados.
- El estiramiento o alargamiento de los compensadores de dilatación térmica sola ocurre bajo la acción de temperaturas a niveles no registrados en los trópicos o cuando falla uno o ambos soportes fijos bajo la acción de fuerzas externas, que en este caso solo pueden tratarse de un incremento de las cargas o esfuerzos debido al aumento de la presión del fluido.
- Con en el análisis de flexibilidad se plantea la problemática a resolver de los fallos y se determino si el sistema de tubería es seguro bajo acción de los esfuerzos que se encuentra sometido.



## **Recomendaciones**

De todo lo anteriormente expuesto y para que exista una continuidad en esta investigación se recomienda:

- Montar de forma inmediata los compensadores investigados, junta de expansión de fuelle y multilámica DN250, presión 25kgf/cm<sup>2</sup> por la norma ANSI B16.5 , los cuales tienen mayor capacidad de absorber los esfuerzos térmicos que se generan en la parte de la investigación estudiada.
- Aplicar las normas de análisis de flexibilidad técnicos establecidos para los sistemas de transporte de petróleo.
- Que exista una exacta coordinación en las operaciones del arranque de las bombas, entre el personal de operaciones del Puerto y el de la termoeléctrica en Che Guevara.
- Mantener la utilización de los equipos que permiten la estabilidad de la temperatura que se requiere en este tipo de instalación para fluido viscoso.



## Índice

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1 .....	5
FUNDAMENTO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN .....	5
1.1 Introducción.....	5
1.2 Descripción del flujo tecnológico de la instalación.....	5
1.3 Clases del Petróleo cubano.....	6
1.4 Estudios Precedentes referentes al transporte de combustible .....	8
1.4.1 Estudios precedentes, referentes a la determinación del gradiente de presión en tuberías.....	10
1.5 Interacciones térmicas en los sistemas de transporte de petróleo .....	14
1.6. Selección del aislamiento térmico .....	15
1.7. Dilataciones térmicas .....	16
1.8. Procedimiento de diseño de tuberías .....	17
1.9. Diseño de soportes para tuberías .....	21
1.10. Esfuerzos admisibles .....	24
1.11. Consideraciones generales y criterios de diseño para la selección de los compensadores de petróleo .....	28
1.12. Conclusiones parciales .....	32
CAPÍTULO 2 .....	33
PROCEDIMIENTO DE ANALISIS DE FLEXIBILIDAD EN EL SISTEMA DE TUBERIAS DE TRANSPORTE DE PETROLEO.....	33
2.1. Introducción.....	33
2.2. Procedimiento de análisis de esfuerzos térmicos producidos en la red transporte de petróleo .....	34
2.3. Cálculo de la fuerza y tensión introducida por la dilatación térmica en el sistema. ....	36
2.4. Determinación de los esfuerzos por cargas que se encuentra sometido al sistema de tuberías. ....	37
2.5. Esfuerzos permisibles en función de la temperatura. ....	38
2.6. Procedimiento de cálculo de análisis de flexibilidad en el sistema de tuberías para compensadores de tipo lazo. ....	39
2.7. Procedimiento de cálculo de análisis de flexibilidad en el sistema de tuberías estudiados para juntas de expansión. ....	42
2.8. Cálculo de pérdidas de petróleo por averías de las juntas de expansión .....	43
2.9. Conclusiones del capítulo.....	45
CAPÍTULO 3 .....	46
ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS .....	46
3.1. Introducción.....	46



3.2. Análisis de los resultados del cálculo de las dilataciones térmicas y análisis de flexibilidad en el sistema de tuberías.....	46
3.3. Análisis de los resultados de la fuerza y tensión generada en el sistema producto a las dilataciones térmicas. ....	48
3.4. Valoración del impacto económico y medio ambiental.....	49
3.5. Cálculo de pérdidas de petróleo por fallas de las juntas de expansión.....	51
3.6. Impacto ambiental.....	52
3.7. Conclusiones parciales.....	53
Conclusiones Generales.....	54
Recomendaciones.....	55