



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: 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.

AUTOR: Redumil Hernández Romero

TUTORES: MS.c. Héctor Laurencio Alfonso

Ing. Olga Pérez Maliuk

Ing. Orlando Vega Arias

“Año 54 de la Revolución”

Moa, 2012



DECLARACION DE AUTORIDAD

Yo: **Redumil Hernández Romero**, autor de este trabajo y los tutores MS.c. Héctor Laurencio Alfonso, Ing. Olga Pérez Maliuk y Ing. Orlando Vega Arias, declaramos la propiedad intelectual del mismo al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico y la empresa Ernesto Che Guevara, para que dispongan de su uso cuando estimen conveniente.

Redumil Hernández Romero

MS.c. Héctor Laurencio Alfonso

Ing. Orlando Vega Árias

Ing. Olga Pérez Maliuk



AGRADECIMIENTOS

Agradezco sinceramente a mis tutores: MS.c. Héctor Laurencio Alfonso, Ing. Olga Pérez Maliuk y en especial a Ing. Orlando Vega Arias, a los profesores del Departamento de Mecánica, a Ing. Neudis Hernández Meriño, Ing. María E. Peña Durán, por las ayudas prestadas en los diferentes momentos, también agradezco a todos los que contribuyeron a este éxito.

A mis padres, esposa y familia en general, por el apoyo brindado y por siempre estar dispuestos a ayudarme.

A mis amistades y compañeros de trabajo que con su apoyo desinteresado han contribuido a que alcanzara esta meta.

A todos muchas gracias.

El autor



DEDICATORIA

A mis padres, Hermana, esposa y familiares en general porque constituyen el motivo de inspiración para alcanzar las metas propuestas.

A la Revolución Cubana porque me ha permitido formarme profesionalmente.

A los nombrados y a quienes imperdonablemente no he recordado, a todos les dedico este éxito.

El autor



PENSAMIENTO

“... La vida debe ser diaria, móvil, útil y el primer deber de un hombre de estos días, es ser un hombre de su tiempo. No aplicar teorías ajenas, sino descubrir las propias. No estorbar a su país con abstracciones, sino inquirir la manera de hacer prácticas las útiles. Si de algo serví antes de ahora, ya no me acuerdo: lo que quiero es servir más...”

José Martí Pérez.
Apóstol Nacional de Cuba



RESUMEN

En el presente trabajo se realizó la evaluación del sistema de bombeo de petróleo desde el Puerto a Che Guevara. Se efectuó el cálculo de las dilataciones térmicas y la verificación del sistema de bombeo tomando en consideración las pérdidas que se producen por los accesorios y la fricción en la instalación.

Se comprobó que las bombas instaladas están sobrediseñadas con respecto a la red existente. También se determinó que la dilatación térmica es uno de los fenómenos que incidió en las diferentes averías provocadas durante el tiempo de trabajo de la instalación.

Finalmente se determinó que la pérdida por avería de 4,3 m³ de crudo nacional, genera un valor de 27,1 barriles de petróleo, lo que implica un gasto económico que asciende a 3523 CUC. Además de las afectaciones que produce al medio ambiente y a la salud humana.

SUMMARY

In this paper, it realized the evaluation of the system pumping oil from the Port to the Guevara. The calculation of thermal expansion and verification of the pumping system taking into account the losses produced by the accessories and friction in the installation. It was found that the pumps are installed over design respect to the existing network. Was also determined that the thermal expansion is one of the phenomenon that influenced the different faults caused during the working time of installation. Finally, it was found that the loss due to failure of 4,3 m³ of national crude, produces a value of 27,1 barrels of oil, which involves a financial cost which amounts to 3523 CUC. In addition of the affections that it produced to the environment and human health.



ÍNDICE

Contenido	Pág.
INTRODUCCIÓN	I
CAPÍTULO I: FUNDAMENTO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN	1
1.1 Introducción	1
1.2 Descripción del flujo tecnológico	1
1.3 Clase de petróleos cubanos	2
1.4 Estudio precedente referente al transporte de combustible	4
1.4.1 Estudio precedente referente a la determinación de presión en tubería	5
1.5 Interacciones térmicas en los sistemas de transporte	8
1.5.1 Selección del aislamiento térmico	9
1.5.1.1 Espesor económico del aislamiento	9
1.5.2 Dilataciones térmicas	10
1.5.3 Descripciones de los sistemas de compensación	11
1.6 Generalidades de los sistemas de bombeo hidráulico	13
1.7 Conclusiones parciales	14
CAPÍTULO II: MATERIALES Y MÉTODOS	15
2.1 Introducción	15
2.2 Características del sistema de bombeo	15
2.2.1 Características de los instrumento de medición	16
2.3 Método para el cálculo verificativo del sistema de bombas	17
2.3.1 Determinación de los parámetros de bombeo de la red instalada	17
2.3.2 Cálculo de potencia de la bomba	21
2.4 Cálculo de las dilataciones térmicas de las tuberías	22
2.4.1 Cálculo de la fuerza y tensión introducida por la dilatación del sistema	25
2.5 Conclusiones parciales	26
CAPÍTULO III: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	27
3.1 Introducción	27
3.2 Análisis de los resultados del cálculo verificativo del sistema de bombeo de la instalación en estudio	27
3.3 Análisis de los resultados del cálculo de las dilataciones	30
3.3.1 Análisis de los resultados del cálculo de la fuerza y tensión generada en el sistema	32
3.4 Valoración del impacto económico y medio ambiental	32
3.4.1 Cálculo económico	32



3.4.2 Análisis del estimado de pérdidas de petróleo por falla del fuelle	38
3.4.3 Impacto ambiental	38
3.4.4 Peligros que produce el petróleo al medio ambiente	39
3.5 Conclusiones parciales	39
CONCLUSIONES GENERALES	40
RECOMENDACIONES	41
BIBLIOGRAFÍA	42
ANEXOS	45



INTRODUCCIÓN

En la política industrial y energética del país recogida en el lineamiento 218, aprobado por el VI Congreso del PCC que plantea: “prestar atención prioritaria al impacto ambiental asociado al desarrollo industrial existente y proyectado, en particular, en las ramas de la química, del petróleo y la petroquímica, la minería en especial del níquel”;... El incremento sostenido del precio del fuel oil y por tanto el costo de operación de la producción de Ni + Co, obliga a buscar y a tomar acciones para la disminución de este portador.

Hoy en día constituye tarea principal el desarrollo de tecnologías que permitan el ahorro de recursos, de energía, la disminución de la contaminación ambiental y atmosférica. El incremento de la eficiencia con el uso racional de los recursos que poseemos nos lleva a la búsqueda de soluciones más competitivas, para sustituir viejos y costosos esquemas tecnológicos.

La empresa Ernesto Che Guevara, situada en la carretera Moa-Baracoa, kilómetro 4, juega un papel fundamental dentro de la economía nacional, es por ello que el incremento de la eficiencia de los diferentes equipos, instalaciones y redes que la componen, incide considerablemente en la reducción del consumo de portadores energéticos.

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 compensadores de tipo fuelles, con el objetivo de lograr un óptimo funcionamiento del sistema.

En la actualidad se está presentando la siguiente **problemática**:

La red de bombeo de petróleo del Puerto de Moa a los objetos 36-37 de la empresa Che Guevara, ha reportado varios fallos mecánicos de los elementos de compensación y sujeción de la línea de suministro de petróleo, registrándose anomalías que dan al traste con la estabilidad mecánica de los soportes y compensadores del sistema de redes, ocasionando los siguientes efectos:



- ✓ 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 tipo (Fuelle).
- ✓ Desplazamiento total de soportes móviles, respecto a su posición original sobre el apoyo o inserto metálico.
- ✓ Deformación de un compensador 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.
- ✓ Tendencia al vuelco de algunos cimientos, producto de esfuerzos concentrados.
- ✓ Derrame de petróleo en tierra, debido a las averías ocasionadas.

Estos y otros efectos que se pueden visualizar en los anexos (del 1 al 5, 9 y 10) ponen en riesgo el correcto funcionamiento de la instalación, que de continuar tales fallos, podrían originarse quebraduras con sensibles daños económicos y ecológicos.

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 trasiego de petróleo del Puerto de Moa al objeto 36-37 de la empresa “Ernesto Che Guevara”.



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

Con la evaluación y análisis del régimen de operación del sistema de transporte de combustible, es posible determinar las causas que dan origen a las deficiencias expuestas y proponer nuevas soluciones para lograr el correcto funcionamiento de la instalación.

En correspondencia con la hipótesis planteada, se define como **objetivo de la investigación**:

Evaluar las causas que originan los fallos de los compensadores tipos fuelles y el desplazamiento de soportes que sustentan la tubería conductora de petróleo instalada.

Para lograr el cumplimiento del objetivo propuesto, se plantean las siguientes **tareas**:

- ✓ Revisión bibliográfica relacionada con la temática y el material objeto de estudio, que permita el establecimiento del marco teórico de la investigación.
- ✓ Establecimiento del procedimiento de cálculo para la determinación de los diferentes parámetros.
- ✓ Cálculo verificativo en el sistema de transportación de petróleo.
- ✓ Cálculo de la dilatación térmica admisible en la tubería y compensadores.
- ✓ Análisis energético, económico y ambiental del sistema de transportación de petróleo.

CAPIΤΥΛΟ Ι



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 trasiego. 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 m³ 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.

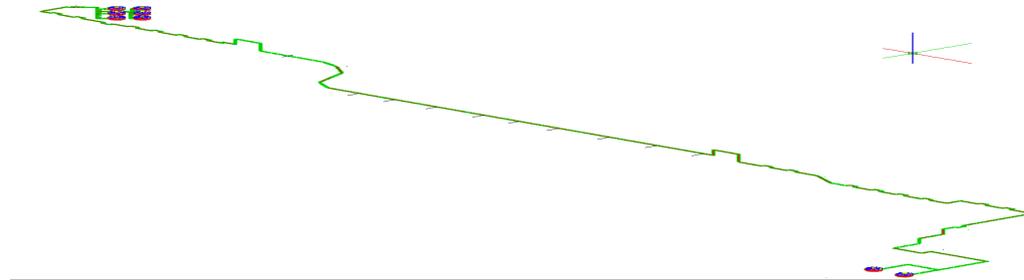


Figura 1.1 Descripción de sistema de transportación del petróleo

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 asfáltenos 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 asfáltenos 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	cST	650



2	Viscosidad a 55 °C	cST	462
3	Viscosidad a 60 °C	cST	334
4	Densidad a 50 °C	Kg/m ³	974,2
5	Densidad a 55 °C	Kg/m ³	974,9
6	Densidad a 60 °C	Kg/m ³	971,4
7	Azufre total	%m/m	7,5
8	Temperatura de inflamación	°C	84
9	Temperatura de fluidez	°C	15
10	Carbón conradson	%m/m	14
11	Gravedad a 15 °C	°API	11
12	Valor calórico neto	Kcal/kg	9100
13	Agua por destilación	%v/v	2,0
14	Sedimentos por extracción	%m/m	0,15
15	Cenizas	%m/m	0,1
16	Asfáltenos	%m/m	18
17	Vanadio	ppm	150
18	Sodio	ppm	150
19	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.

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 seudoplástico, (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.



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).

- a) Disminución de la viscosidad del medio dispersante.
- b) 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).

$$\mu_m = C \cdot e^{B \cdot t} \quad (1.1)$$

En la que t es la temperatura; C y B son constantes, cuyos valores dependen de la correlación y unidades de μ 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 multiifásicos 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):

$$\text{Número de presión} \left(\frac{H}{\frac{v^2}{2 \cdot g}} \right) = \left(\frac{\Delta p}{\frac{v^2}{2} \cdot \rho} \right) \quad (1.2)$$

$$\text{Número de geometría} \left(\frac{L}{D} \right); (\text{Rugosa}) \left(\frac{\xi}{D} \right) \quad (1.3)$$

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

$$Re^* = \frac{8^{1-n} \cdot D^n \cdot v^{2-n} \cdot \rho}{K} \left(\frac{4 \cdot n}{3 \cdot n + 1} \right)^n \quad (1.4)$$

Estos números se suelen ordenar en la forma siguiente:

$$\left(\frac{H}{\frac{v^2}{2 \cdot g}} \right) = k_1 \cdot \left(\frac{\xi}{D} \right)^a \cdot \left(\frac{L}{D} \right)^b \cdot (Re^*)^c \quad (1.5)$$

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.

$$\left(\frac{H}{\frac{v^2}{2 \cdot g}} \right) = \lambda \cdot \left(\frac{L}{D} \right) \quad (1.6)$$

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

$$\lambda = k_1 \cdot \left(\frac{\xi}{D} \right)^a \cdot (Re^*)^c \quad (1.7)$$

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.

$$\lambda^* = \psi \cdot (\text{Re}^* \cdot n) \cdot e^{\beta \cdot (\text{Re}^* \cdot n)} \quad (1.8)$$

En la que las funciones ψ y β 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.



$$H = R \cdot Q^n \quad (1.10)$$

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 (Gusman, 2001 y Laurencio, 2007).

$$R = \frac{2 \cdot K}{\gamma} \cdot \left(\frac{3 \cdot n + 1}{n} \right)^n \cdot \left(\frac{2}{D} \right)^{n+1} \cdot \left(\frac{4}{\pi \cdot D^2} \right)^n \quad (1.11)$$

Dónde:

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

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

γ : 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.

$$Re_{cr} = 2100 + 875 \cdot (1 - n). \quad (1.12)$$

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

En todos los ámbitos de la industria y en especial en la tecnología mecánica, los ingenieros de proyecto y montaje se ven enfrentados a un problema común: la dilatación. Este fenómeno, especialmente apreciable en las tuberías y conductos sometidos a variaciones importantes de temperatura, ha causado y causa no pocos problemas debido principalmente a las graves alteraciones que provoca en el buen funcionamiento de la instalación.

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

Por otra parte las condiciones de explotación de las instalaciones de tuberías y conductos han experimentado un creciente incremento de temperatura conforme en el rendimiento exigido por las plantas, 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.

1.5.1 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.

1.5.1.1 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.



1.5.2 Dilataciones térmicas

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.

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

Normalmente su magnitud se expresa en $\text{mm/m}^\circ\text{C}$ 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.

1.5.3 Descripción de los sistemas de compensadores

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

En principio, se limitaban a permitir la suficiente tolerancia entre los puntos de guía y a dejar extremos libres. Poco a poco, el mejor conocimiento de los límites elásticos del metal u otros materiales y su relación con diversas figuras geométricas fueron dando paso a los llamados sistemas auto compensados que, mejorados sucesivamente, continúan siendo perfectamente viables hoy en día, (ver anexo 7, figura 9).

El siguiente paso se dio mediante la invención de elementos compensadores más reducidos, adoptados forzosamente cuando no se disponía del espacio libre suficiente para proyectar con seguridad. Entre ellos se encuentran las liras o pipe loops y las figuras de deformación, (ver anexo 7, figura 10), igualmente empleadas ambas hasta nuestros días.

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

Aparecen así los primeros compensadores conocidos como:

- ✓ Lentejas: contruidos en base a dos fondos de calderería opuestos entre sí o diversas láminas de acero embutidas en forma de "S" y soldadas entre ellas en crestas y senos de cada onda perimetralmente (Anexo 7, Figura 8)
- ✓ Auto-compensados (Fuelle sin soldadura circunferencial): todos aquellos tramos de tubería limitados por dos punto fijos, que son autosuficientes para absorber en sí mismos las diferencias de longitud debidas a dilatación y por consiguiente las fuerzas y tensiones derivadas de esta. (Anexo 7, Figura7; 9; 10)



✓ Sistema reducidos-liras: lazos o curvas artificiales de tubería adoptados, ellos se clasifican en (la lira en “V”, la lira en “U”, la lira en “omega”, la lira rectangular) (Anexo 7, Figura 10)

✓ **Juntas de expansión** (Anexo 3;4;8,9,10): constituyen actualmente los sistemas más compactos de que se dispone para absorber dilatación en tuberías, se componen de un elemento de deformación mecánica perfectamente hermético, que permite compensar, en un reducidísimo espacio, considerables valores de dilatación. Existen varios tipos que se diferencian entre sí mediante las funciones de trabajo que son capaces de admitir:

a) Axiales (Anexo 8, Figura10)

b) Laterales

c) Angulares

d) Compensadores a presión equilibrada (Anexo 8, Figura 12)

e) Tubos flexibles (Anexo 8, Figura 13)

Compensadores axiales

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

Se subdividen en:

✓ De fuelle metálico (Anexo 10a)

✓ De prensaestopas

✓ De fuelle sintético (Anexo 10b)

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/cm² y temperaturas de hasta 600 °C sin problemas y superiores bajo diseño.

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

Se encuentran disponibles en una amplia gama de materiales adaptables a cualquier necesidad que va desde el tombak u otras aleaciones del cobre para aplicaciones



mecánicas (membranas termostáticas, pulmones, elementos de estanqueidad, etc.) al acero inoxidable que en múltiples calidades es el material más utilizado, así como en 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).

1.6 Generalidades de los sistemas de bombeo hidráulico

Una bomba hidráulica es un dispositivo que recibe energía mecánica de un motor impulsor y transfiere esta energía a un fluido que la atraviesa. Las bombas son máquinas usadas para mover fluidos a través de tuberías mediante diferentes transformaciones de energía. La rotación del impulsor en el interior de la bomba crea un vacío dando lugar a una fuerza de succión que favorece la entrada del fluido en la bomba; dentro de la bomba se incrementa la velocidad del fluido.

El fluido que trae velocidad y por tanto energía en forma de energía cinética es expandido en el difusor o en la voluta de la bomba transformando la energía cinética en energía de presión al reducirse la velocidad del líquido. Como motores impulsores se utilizan: motores eléctricos, motores de combustión interna, turbinas de vapor, etc.



Externamente las bombas se componen de:

Parte de las Bombas (Anexo 6, Figuras del 1 al 6)

a: Entrada (intake), (Figura 3)

b: Salida (descarga), (Figura 4)

c: Acción rotativa, (Figuras 5 y 6)

c: Medio que le suministre potencia para funcionar (motor eléctrico)

Clasificación

Las bombas hidráulicas se dividen en dos grupos (Anexo 6, Tabla 1):

a) Bombas rotodinámicas (desplazamiento negativo)

b) Bombas volumétricas (de desplazamiento positivo).

En las bombas volumétricas la energía es periódicamente suministrada al fluido por la aplicación de fuerza directa sobre un volumen de líquido el cual incrementa su presión al valor requerido para moverse en la tubería de descarga. Las bombas de desplazamiento positivo más usadas en La Industria Petrolera son las bombas reciprocantes y las bombas rotativas (API Standard 674, 675, 676).

Las bombas hidráulicas volumétricas de desplazamiento positivo, que son las que se emplean en esta instalación, proporcionan un sello interno positivo contra el resbalamiento. Por lo tanto, esta entrega un volumen definido de líquido para cada ciclo de operación de ella, sin importar la resistencia ofrecida, suponiendo que la capacidad de la unidad de potencia que impulsa no sea excedida.

1.7 Conclusiones parciales

- ✓ Las características del petróleo en la empresa Puerto Moa, se encuentran poco estudiados a partir de sus propiedades físicas, químicas y reológicas.
- ✓ El análisis de los trabajos bibliográficos reportan algunas características químicas de los diferentes tipos de petróleos y líquidos viscosos, pero las mismas son insuficientes para el estudio del petróleo analizado.
- ✓ No se reportan estudios experimentales relacionados con las propiedades físicas y reológicas más influyentes en la extracción, estadía y transporte para el material investigado en el trabajo.

ΣΑΡΪΤΥΛΟ ΙΙ



CAPÍTULO 2

MATERIALES Y MÉTODOS

2.1 Introducción

Con el objetivo de reducir los costos de producción por tonelada de níquel y mantener el perfeccionamiento empresarial conquistado, para hacerlo más competitivo en el mercado internacional, esta industria se encuentra enfrascada en la modernización de sus plantas e instalaciones, como proceso integral, no puede soslayar el impulso tecnológico del combustible a partir de la aplicación consecuente de la ciencia y la técnica.

En transporte hidráulico de petróleo por tubería, la carga y descarga viene a ser un proceso continuo que puede ser llevado a cabo automáticamente con un esfuerzo mínimo. Esto hace que se amortice el costo de la instalación.

Con el objetivo de disminuir las averías producidas en la red de bombeo de petróleo se hace indispensable que las instalaciones de las bombas y todos los equipos auxiliares que integran un sistema de transportación de fluido, funcionen con parámetros óptimos.

Para este capítulo como **objetivo**: establecer el método del cálculo que incide en la eficiencia y parámetro de trabajo en el trasiego del petróleo en la instalación.

2.2 Características del sistema de bombeo

A partir de la práctica experimental y la toma de datos, es posible la confección de las curvas características para la bomba instalada en La Empresa Puerto de Moa, la energía suministrada por la bomba en metros, la potencia de eje y la de eficiencia. Estos datos servirán para calcular, mediante determinadas relaciones, que se indicarán más adelante, la altura y potencia de la bomba empleada en el sistema.

Datos de catálogo del Fabricante de la bomba

Marca: WOUTTUIN-B.V

Destino: Bombeo combustible: Puerto - Che Guevara, Puerto - Moa Níquel

Tipo: R-02/SDM-PT-46

Serie: 216.180

Tabla 2.1 Datos de la bomba

Descripción	U/m	Valor
Gravedad específica	Kg/dm ³	0,9
Temperatura	°C	80-65-50



N.P.S.H.R.	mwc	1,8-2,2-2,5
Caudal	m ³ /h	140-151-154
Altura total	bar	31,4
Punto de succión	bar	0,1
Punto de descarga	bar	31,5
Velocidad de Rotación	rpm	1750
Potencia absorbida	kW	178-189-215

Del motor

Serie: M3JP 355SMA 4 B3 B3

Tipo: JV 97 G

Asincrónico, trifásico de 2 polos

Tabla 2.2 Datos del motor

Descripción	U/m	Valor
Potencia	kW	288
Velocidad	rpm	1788
Frecuencia	Hz	60

Motor: Destinado para el régimen continuo de trabajo alimentado por una red de corriente alterna con frecuencia a 60 Hz en una instalación de hasta 460 Volts.

En (anexo 11) se muestran las curvas por diseño del fabricante de la bomba.

Características técnicas del motor eléctrico

Motor Eléctrico Asincrónico de Jaula de Ardilla, serie M3JP 355SMA 4 B3 B3, potencia nominal: 160, (kW). Tensión nominal: 440, (Volts), 3-phase, 60, (Hertz). Frecuencia de rotación: 1788, (r.p.m).

2.2.1 Características de los instrumentos de medición

La instalación no cuenta con los instrumentos de medición requeridos, solo consta de escasos termómetros, los cuales miden la temperatura en los tanques de recepción, en la succión y descarga de la bomba y en la entrada y salida del intercambiador de calor. Al igual está equipado de manómetro para medir la presión en la succión y descarga de la misma, visualizándose ambos en el panel de control.



2.3 Método para el cálculo verificativo del sistema de bombeo

La instalación de las bombas para trasegar el petróleo, implica la necesidad de verificar el sistema y comprobar si los equipos actuales pueden garantizar el suministro estable del fluido sin la ocurrencia de averías en los compensadores y soportería de la línea.

La eficiencia energética de cualquier instalación depende de la adecuada selección de los equipos que la componen y de cómo estos responden a las características de explotación que exige el proceso tecnológico en cuestión.

Una de las leyes fundamentales de la mecánica de los fluidos se expresa mediante la ecuación de balance de energía mecánica aplicada al sistema de flujo en cuestión. En la mayoría de los textos de Ingeniería Química, el balance de energía mecánica para condiciones estacionarias de flujo se conoce como ecuación de Bernoulli.

2.3.1 Determinación de los parámetros de bombeo de la red instalada

En la verificación del sistema del bombeo de petróleo es necesario comprobar si las bombas entregan valores de presión, acorde a los elementos mecánicos que integran el sistema actual diseñado. Para ello es necesario realizar el cálculo hidráulico del sistema, en el que se tendrá en cuenta la velocidad, las pérdidas, la variación de la altura estática, entre otros aspectos.

Para el cálculo del caudal (Q), que es el volumen por unidad de tiempo que atraviesa una sección transversal de una tubería. Se pueden relacionar con la velocidad (v) a través del área transversal de flujo (A):

$$Q = v \cdot A, \text{ (m}^3\text{/s)} \quad (2.1)$$

El caudal de la bomba, siempre se mantendrá constante en el trayecto de la instalación, por los datos con los que contamos es prefijado ($Q = 0,043 \text{ m}^3 / \text{s}$) y diámetro interior de la tubería ($D_i = 0,255 \text{ m}$). De donde:

$$v = \frac{Q}{A}, \text{ (m/s)} \quad (2.2)$$

Y el área, se determina por:

$$A = \frac{\pi D_i^2}{4}, \text{ (m}^2\text{)} \quad (2.3)$$



Elección del diámetro de tubería

La elección correcta del diámetro de la tubería tiene gran importancia técnico económica. El diámetro de la tubería puede calcularse, siendo dado el gasto:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}, (m) \quad (2.4)$$

Dónde:

Q- caudal de fluido a transportar, (m^3 / s)

V- velocidad de transportación, (m / s)

Por lo tanto, el diámetro de la tubería se determina por la velocidad apropiada del fluido en movimiento. Para líquidos viscosos, la velocidad de transportación no debe sobrepasar 1 m/s, siendo el movimiento del líquido por su propio peso, sus velocidades ordinarias son de 0,2 a 1 m/s. En el transporte a presión, mediante bombas las velocidades son de 1 a 2 m/s (Kasatkin, 1985).

Para tubería de sección circular que estén completamente llenas, el total de las pérdidas de cargas (H_{sist}), puede calcularse según DARCY-WEISBACH coma sigue:

$$H_{sist} = \sum h_{loc} + H_{roz} + H_{geo} + H_{hidro}, (m) \quad (2.5)$$

Dónde:

$\sum h_{loc}$: Sumatorias de las pérdidas locales por accesorios, (m)

H_{roz} : Pérdidas por rozamiento, (m)

H_{geo} : Variación de la altura estática (nivel del líquido a la salida de la bomba y entrada al tanque), (m)

$H_{hidro} = 10m$ Coeficiente que se suma cuando se transporta petróleo entre tanques cerrados.

Las pérdidas hidráulicas de energía se dividen en dos categorías: rozamiento y locales, las primeras se calculan por la siguiente expresión:

$$H_{roz} = f \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (2.6)$$



Dónde:

f: es el coeficiente de fricción

l : es la longitud total del sistema, (m)

d : es el diámetro interior, (m)

v : velocidad del fluido de petróleo del interior de la tubería, (m/s)

$g = 9,81$, aceleración de la gravedad (m/s²).

Para el cálculo de las pérdidas locales donde se tienen en cuenta los accesorios con que cuenta la instalación, se emplea la fórmula siguiente:

$$h_{loc} = k \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}, (m) \quad (2.7)$$

Dónde:

v : Velocidad del petróleo por el interior de la tubería, (m/s)

k : Coeficiente de resistencia local, depende de las diferentes resistencias locales de los accesorios que se muestran en la tabla 2.3.

Tabla 2.3 Coeficientes de pérdidas locales en el transporte del fluido

Descripción	Cantidad	Pérdida Unitaria	Afectación accesorios
Codo de 90° (Dn 250mm)	84	0,22	18,48
Codo de 45° (Dn 250mm)	10	0,22	2,2
Válvula de compuerta	6	0,11	0,66
Tubería de salida	1	1	1
Tubería de entrada	1	0,78	0,78
Junta de expansión(fuelle)	9	1	9
T en línea (con derivación en línea principal y lateral cerrada)	1	0,28	0,28
Cheque	1	1	1



Para la variación de las alturas estáticas (H_{geo}), (nivel del líquido a la salida y entrada del sistema) se emplea:

$$H_{geo} = Z_2 - Z_1, (m) \quad (2.8)$$

Dónde:

Z_2 , número de cota a la entrada al tanque (altura sobre el nivel de mar), (m)

Z_1 , número de cota a la salida de la bomba (altura sobre el nivel de mar), (m)

A continuación se relacionan las cotas de interés en la instalación en estudio:

Tabla 2.4 Números de cotas

Descripción	altura (m)
Nivel TK-Puerto	12,65
Cabezal	3,5
Succión	3,8
Descarga	3,8
1 ^{er} Fuelle	10
TK- 36-37	51,1

Cálculo del Reynolds (Re) en el sistema

El número de Reynolds, permite caracterizar la naturaleza del deslizamiento, es decir, si se trata de un flujo laminar o de un flujo turbulento, además, indica la importancia relativa de la tendencia del flujo hacia un régimen turbulento respecto a uno laminar y la posición relativa de este estado de cosas a lo largo de determinada longitud se determina según (Garcell, 2001), (Turro, 2002) y (Laurencio, 2007) por la ecuación (1.4). En la tabla (2.5), se resumen los parámetros reológicos necesarios para la aplicación de esta.

Tabla 2.5 Parámetros reológicos del petróleo

No	Parámetros	Temperatura				
		29 °C	38,6 °C	50,2 °C	57,4 °C	69,8 °C
1	K (Pa·s)	13,55	6,89	3,097	2,22	1,46
2	n (adim.)	0,917	0,926	0,926	0,925	0,929

Fuente: Tesis de pre-defensa en opción al título de doctorado de (Laurencio 2012).



Con el valor del cálculo del número de Reynolds por cualquiera de los casos expresados anteriormente se determina las condiciones del mismo relacionado en la siguiente tabla (2.3).

Tabla 2.6 Condiciones según Reynolds

Tipo de flujo	Re
Flujo laminar	$Re \leq 2000$
Flujo transicional	$2000 > Re > 4000$
Flujo turbulento	$Re > 4000$

Para flujo laminar de una sola fase, el factor de fricción depende únicamente del (Re) y está dado por:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.12)$$

Para flujo turbulento, se puede utilizar la expresión de White–Colebrook por justarse de manera más válida para todo tipo de flujos y rugosidades:

$$\frac{1}{f} = -2 \log \left(\frac{\epsilon}{3.71 \cdot d} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (2.13)$$

O también se puede expresar por la siguiente expresión:

$$f = \frac{1}{\left[-\log \left(\frac{\epsilon}{3.71 \cdot d} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \right]^2} \quad (2.14)$$

2.3.2 Cálculo de potencia de la bomba

En el cálculo de potencia útil de la bomba, como está acoplada a un motor eléctrico trifásico, al cual se le suministra una potencia (N_{mot}), dada por la ecuación:

$$N_{mot} = K \cdot N_{eje}, (kW) \quad (2.15)$$

Dónde:

N_{eje} : Potencia del eje de la bomba (potencia que es necesaria entregar al eje de la bomba); (kW).

K : Coeficiente de seguridad que se coge entre (1,1 – 1,3).



Para calcular la potencia en el eje de la bomba, es la potencia útil de la bomba entre el cociente del rendimiento del eje de transmisión del motor (η_{motor}), que es de 0,86 de esta forma se calcula mediante la expresión:

$$N_{eje} = \frac{N_B}{\eta_{motor}}, (kW) \quad (2.16)$$

Conocidas estas dos potencias se calcula la eficiencia del motor eléctrico:

$$\eta_{mot} = \frac{N_{ele}}{N_{mot}}, (\%) \quad (2.17)$$

Por último la potencia de la bomba (N_{Bomba}), expresada por la ecuación:

$$N_{Bomba} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot 10^{-3}}{\eta_{motor}}, (kW) \quad (2.18)$$

Dónde:

Q : Caudal del líquido; (m^3/s)

Así la eficiencia de la bomba (η_b), se determina por la expresión:

$$\eta_{Bomba} = \frac{N_{Bomba}}{N_{mot}}, (\%) \quad (2.19)$$

Entonces la potencia total de la instalación para el flujo transportado (N_{inst}), se calcula a base de la magnitud (N_{mot}), teniendo en cuenta las posibles sobrecargas durante la puesta en marcha de la bomba, que surge con motivo de la necesidad de superar la inercia de la masa del líquido en reposo, según la expresión:

$$N_{inst} = K \cdot N_{mot}, (kW) \quad (2.20)$$

Dónde:

K : Coeficiente de reserva de potencia, su valor se define en relación de la magnitud nominal de la potencia del motor, que en nuestro caso toma el valor de (1,1), porque la potencia del motor sobrepasa los 50 kW, según (Kasatkin, 1985).

2.4 Cálculo de la dilatación térmica de la tubería

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.

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 (ΔL), que se obtiene multiplicando la longitud (L) por el coeficiente de dilatación (α) y la variación de la temperatura (Δt) o sea:

$$\Delta L = \alpha \cdot \Delta t \cdot L, (mm) \tag{2.21}$$

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 (Δt) de 40 °C y el coeficiente de dilatación para este material a temperatura entre (0-100 °C) es de $\alpha = 12 \cdot 10^{-3} mm/m^{\circ}C$, 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 2.7 Descripción individual de los compensadores del sistema

Dibujo	Compensadores	Longitud(m)	Tipos	$\Delta T (^{\circ}C)$	α
1	1	104,3	L	40	0,012
	2;6;7	87,5*3	lazo	40	0,012
	3	75,7	lazo	40	0,012
	4	73,8	lazo	40	0,012
	5;8	66,3*2	lazo	40	0,012
	9	94,9	lazo	40	0,012



	General T(1-9)	743,8	8(lazo)-1(L)	40	0,012
2	10 al 19	108*9	Fuelle	40	0,012
	11	285,7	curvas	40	0,012
	General T(10-19)	1257,7	9(Fuelle)	40	0,012
3	20	139	Lazo	40	0,012
	21;22;23; 26;27	113	Lazo	40	0,012
	24,25,28	100	Lazo	40	0,012
	29	28	Lazo	40	0,012
	30	50	Lazo	40	0,012
	31	53,4	Z	40	0,012
	32	32,6	Lazo	40	0,012
	33	51,8	L	40	0,012
	General T(20-33)	1219,8	10(Lazo)-2(L)- 1(Z)	40	0,012

Luego del cálculo individual, donde en cada uno de estos se determina la dilatación de cada compensador por lo que están compuestos, se procede a computar la dilatación general de los tres tramos, por la misma expresión correspondiente a la ecuación anterior (2.21). Es significativo mencionar que en todos los casos analizados, se toman las longitudes lineales de estos que representan las distancias entre los soportes de cada compensador, que son de gran importancia, ya que la ubicación adecuada de los soportes junto con la determinación de los puntos fijos y la dilatación existente nos permite conducir a esta con seguridad hacia los puntos donde pueden ser neutralizados.



Tabla 2.8 Descripción generales de la dilatación por tramos

Tramos	Longitud (m)	Compensadores			$\Delta T(^{\circ}C)$	α
1	743,8	8(lazo)		1(L)	40	0,012
2	1257.7		9(fuelle)	curvas	40	0,012
3	1219,8	10(lazo)		2(L)-1(Z)	40	0,012
General	3221,3	18(lazo)	9(fuelle)	3(L)-1(Z)- curvas	40	0,012

2.4.1 Cálculo de la fuerza y tensión introducida por la dilatación 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:

$$F_D = \frac{E_t \cdot A_m \cdot \alpha \cdot \Delta t}{1000000}, (Tn) \quad (2.22)$$

Dónde:

$$A_m = \frac{\pi}{4} \cdot (D_e^2 - D_i^2), (cm^2) \quad (2.23)$$

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)

α - coeficiente de dilatación térmica, ($mm / m \cdot ^{\circ}C$)

Δt - variación de la temperatura ($t_f - t_i$), ($^{\circ}C$)

D_i - diámetro interior del tubo, (cm)



D_e - diámetro exterior del tubo, (cm)

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

$$\sigma_F = E \cdot \frac{\Delta L}{L}, \left(\frac{Kg}{mm^2} \right) \quad (2.24)$$

Dónde:

ΔL : Dilatación de la instalación (mm)

L : Longitud de la instalación (mm).

2.5 Conclusiones parciales

- ✓ Considerando los elementos a emplear en la instalación y las características del material, se establece la metodología de cálculo para la evaluación del sistema actual del objeto de estudio.
- ✓ Los métodos y técnicas utilizadas para el análisis, están fundamentadas a partir de la necesidad de la descripción y caracterización del crudo nacional para su transportación.
- ✓ Se desarrolla el procedimiento matemático para el cálculo verificativo de la bomba y la dilatación de la red en estudio, para la transportación del petróleo a partir de los parámetros de trabajos propuestos, para evitar el colapso y derrame del residuo al medio.

CAPÍTULO III



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 trasiego del petróleo. También se relacionan los resultados asociados a la dilatación del sistema 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 verificativo del sistema de bombeo de la instalación en estudio

En la figura (3.1) se expone el algoritmo para la construcción de la curva característica de trabajo de la bomba con el sistema, en ella se tienen en cuenta las pérdidas locales que intervienen en válvulas, codos y restantes accesorios, así como, las pérdidas por rozamiento en longitudes horizontales y verticales del sistema.

También se tomó como coeficiente de fricción ($f = 0,014$), para el material según la rugosidad de la tubería de la instalación y el número de (R_e).

Para el coeficiente de seguridad (K), que se escoge entre (1,1 – 1,3), se escogió ($K = 1,1$), según: Torres Camago E. 1992 (Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánica).

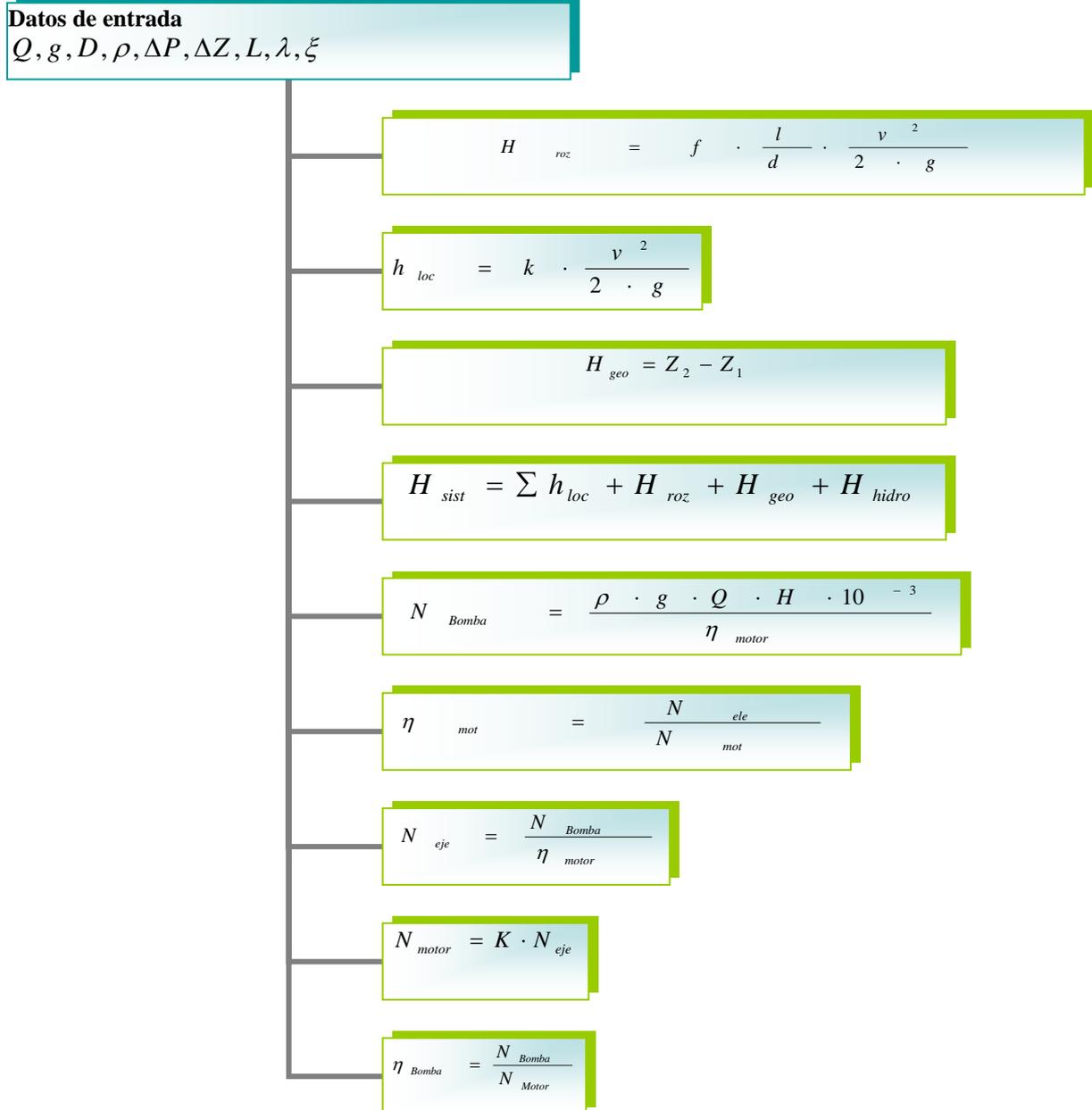


Figura 3.1 Algoritmo para el cálculo del sistema de bombeo de petróleo

Al emplear este algoritmo de trabajo en el sistema de bombeo de petróleo en estudio se obtuvieron los siguientes resultados mostrados en la tabla (3.1):

Tabla 3.1 Principales resultados del cálculo verificativo en el sistema de bombeo de petróleo

Parámetros	Diseño	Resultados Reales
Longitud total (L)		3387,3 m
Velocidad (v)		0,84m/s



Número de Reynolds (Re)		804,4
Rugosidad de la tubería (e)		0,046 mm
Coefficiente de fricción (f)		0,014
Carga real que entrega la máquina (H)	320,2 m	190 m
Caudal de trabajo de la máquina con el sistema (Q)	154 m ³ /h	154 m ³ /h
Potencia en el eje de la máquina (N_{eje})	250 kW	105 kW
Potencia demandada por el motor (N_m)	288 kW	115,5 kW
Potencia absorbida por la bomba (N_B)	215 kW	90,5 kW

En la figura (3.2) se muestra el trabajo obtenido en conjunto con la bomba del sistema, se determinó que el punto de operación se encuentra a un caudal $Q=165 \text{ m}^3/\text{h}$ y altura de carga $H=158\text{m}$.

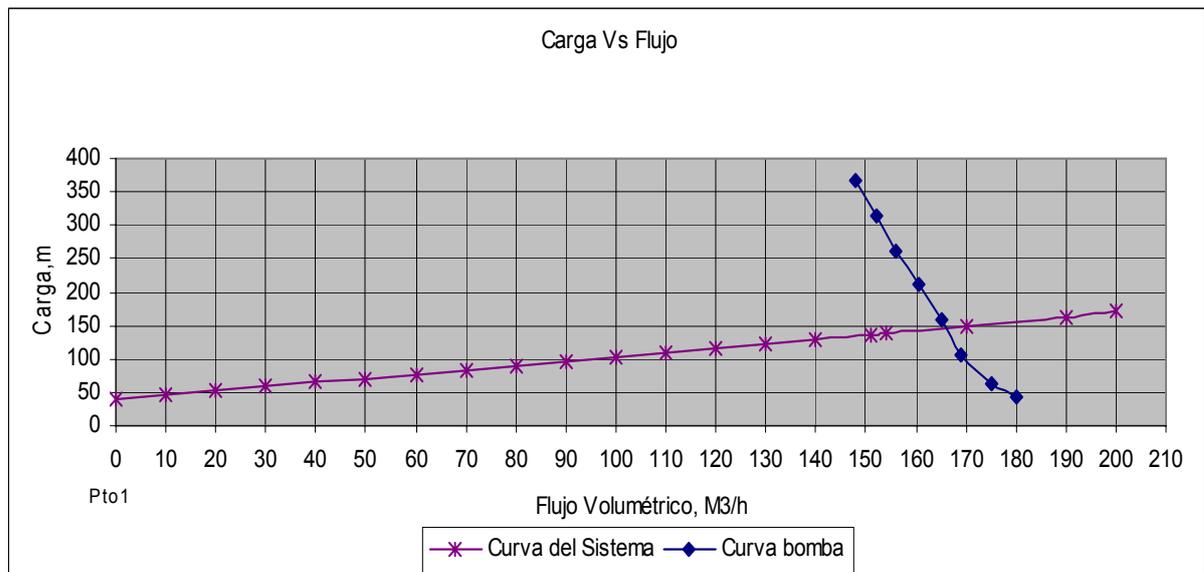


Figura 3.2 Trabajo conjunto de la bomba con el sistema

Se evidencia en los cálculos efectuados, que para transportar el fluido de $154 \text{ m}^3/\text{h}$ de petróleo, para una carga dinámica de 190 m, la bomba en correspondencia con el sistema no trabaja en el punto de eficiencia.

Lo que demuestra que para la instalación, con el objetivo de transportar el fluido del Crudo Nacional hasta la empresa Che Guevara, la bomba está sobrediseñada.

3.3 Análisis de los resultados del cálculo de las dilataciones

Para el cálculo de las mismas se tuvo en cuenta el siguiente algoritmo de trabajo que se muestra en la figura (3.3):

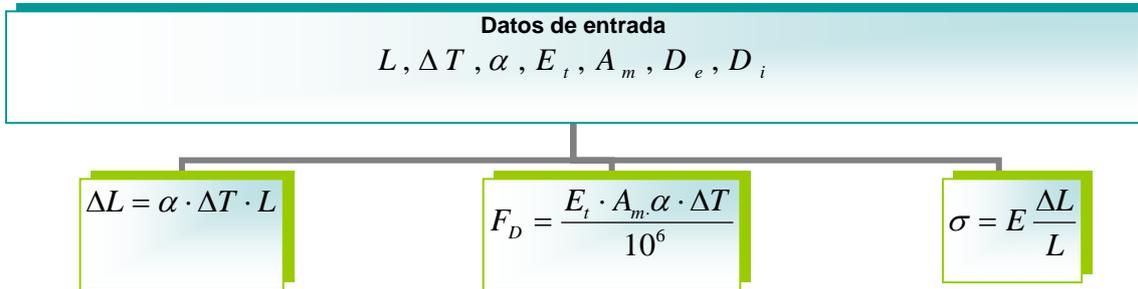


Figura 3.3 Algoritmo para el cálculo de las dilataciones fuerza y tensión del sistema

Como en el sistema está compuesto por diferentes compensadores y cambia las longitudes entre los soportes fijos que los sostienen, se procedió al cálculo de estos, analizando cada compensador, luego en tres tramos y por último general del sistema completo. Los resultados por cada compensador se muestran a continuación en la tabla (3.2), además de la hoja de cálculo de (Microsoft Excel, cálculo de dilataciones térmicas).

Tabla 3.2 Resultados de las dilataciones por compensadores

Compensadores	Longitud(m)	ΔL (mm)
1	104,3	50,1
2;6;7	87,5*3	42*3=126
3	75,7	36,3
4	73,8	35,4
5;8	66,3*2	31,8*2=63,6
9	94,9	45,6
General compensadores(1-9)	743,8	357
10 al 19	108*9	51,8*9
11	285,7	137,1
General compensadores(10-19)	1257,7	603,7



20	139	66,7
21;22;23; 26;27	113	271,2
24,25,28	100	144
29	28	13,4
30	50	24
31	53,4	25,6
32	32,6	15,6
33	51,8	24,9
General compensadores(20-33)	1219,8	585,4

Mientras que los resultados de las dilataciones de los tres tramos se muestran a continuación en la tabla (3.3), además de la hoja de cálculo de (Microsoft Excel, cálculo de dilataciones térmicas).

Tabla 3.3 Resultados de las dilataciones generales de los tramos

Tramos	Longitud (m)	ΔL (mm)
1 C(1-9)	743,8	357
2 C(10-19)	1257,7	603,7
3 C(20-33)	1219,8	585,5
General C(1-33)	3221,3	1546,2

Al igual que la dilatación total del sistema se modela a continuación en la tabla (3.4), además de la hoja de cálculo de (Microsoft Excel, Cálculo dilataciones térmicas).

Tabla 3.4 Dilatación total del sistema

Longitud (m)	(ΔT) , ($^{\circ}C$)	(α) , ($\frac{mm}{m \cdot ^{\circ}C}$)	(ΔL) , (mm)
3387,3	40	0,012	1625,9



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.

3.3.1 Análisis de los resultados de la fuerza y tensión generada en el sistema producto a las dilataciones

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 (2.22, 2.23, 2.24) se obtienen los siguientes resultados que se muestran en la (tabla 3.5), además de la hoja de cálculo de (Microsoft Excel, Cálculo dilataciones térmicas).

Tabla 3.5 Resultados de fuerza y tensión producto a la dilatación

Fuerza, (T_N)	Tensión, (Kg/mm^2)
518,8	888

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.

3.4.1 Cálculo económico

Ficha de costo de equipos, accesorios, materiales, protección química y orgánica (ver hoja de cálculo Microsoft Excel, costo de instalación).

✓ Valor de adquisición de la parte mecánica, eléctrica, instrumentación, automatización, civil, estructura, arquitectura, edificación y valor de la fuerza de trabajo se muestra en la tabla 3.6.

Tabla 3.6 Valor de adquisición de la instalación

MECÁNICA			Costo Unit.		Total Material		Fuerza de Trabajo	
	UM	Can	CUC	CL	CUC	CL	CUC	CUP
Bomba de tornillo	u	4	\$170 404		\$681 616		\$54 529,3	\$163 587
SUBTOTAL EQUIPOS					\$681 616		\$54 529,3	\$163 588
TUBERÍAS,VÁLVULAS								



ACCESORIOS										
MATERIALES, TUBER. TECNOLÓGICAS										
TUBO SIN SOLD. API	m	500	175,59							
A/SA106B 16" STD							\$87 797,4	\$13169,6	\$39508,8	
TUBO SIN SOLD. API	m	600	132,5							
A/SA106B 10" STD							\$79513,1	\$11926,9	\$35780,9	
TUBO SIN SOLD. API	m	12	93,97							
A/SA106B 8" STD							\$1127,66	\$169,15	\$507,44	
BRIDA SO300LBSA105 16"	u	36	153,82				\$5537,61	\$830,64	\$2491,92	
BRIDA SO150LBSA105 10"	u	58	138,47				\$8031,43	\$1204,7	\$3614,14	
BRIDA SO150LBSA105 8"	u	6	57,70				\$346,21	\$51,93	\$155,79	
JUNTA BELPA CSA9010 400#	u	58	16,56				\$960,21	\$144,03	\$432,10	
JUNTA BELPA CSA-90 16 300#	u	36	18,55				\$667,72	\$100,16	\$300,47	
CODO ASTMA234WPB	9 u	20	156,23							
STD 10"							\$3124,69	\$468,70	\$1406,1	
CODO ASTMA234WPB	9 u	4	85,52							
STD 8"							\$342,07	\$51,31	\$153,93	
CODO ASTMA234WPB	9 u	28	211,24							
STD 16"							\$5914,59	\$887,19	\$2661,57	
CODO ASTMA234WPB	4 u	6	169,13							
STD 10"							\$1014,8	\$152,22	\$456,66	
TE RED ASTM 234WPB	u	2	937,22							
STD 10							\$1874,44	\$281,17	\$843,50	
TE ASTMA234WPB STD 16"	u	4	261,06				\$1044,24	\$156,64	\$469,91	
MATERIAL DE SOPORTES										
UPN S275JR DE 140	m	590	17,09				\$10084,8	\$1512,7	\$4538,15	
UPN S275JR DE 160	m	40	20,09				\$803,78	\$120,57	\$361,70	



CHAPA DE 16 MM A516°60	m ²	10	251,67		\$2516,74	\$377,51	\$1132,53
CHAPA DE 12 MM A285°C	m ²	10	188,76		\$1887,55	\$283,13	\$849,40
CHAPA DE 10 MM A285°C	m ²	100	157,30		\$15729,6	\$2359,4	\$7078,32
UPN S275JR DE 200	m	20	27,03		\$540,57	\$81,09	\$243,26
ACCESORIOS							
VÁLVULAS ON/OFF DE PLUG GATE DN-250 CLASE 600Lb. ANSIB16,5A217-WCB	u	3	2871,15		\$8613,45	\$1292,	\$3876,1
VÁLVULAS ON/OFF DE PLUG GATE DN-200 CLASE 600Lb ANSI B 16,5, A217-WCB TRIM 13	u	4	1906,73		\$7626,92	\$1144,0	\$3432,11
VÁLVULAS ON/OFF DE PLUG GATE DE DN-400 CLASE 600LBS. ANSI B 16,5, A217-WCB TRIM 13	u	9	3627,64		\$32648,8	\$4897,3	\$14691,9
JUNTA DE EXPANSIÓN AXIAL AR30/250/50/J/1 (plazo de 3 semanas)	u	9	1177,10		\$10593,9	\$1589,1	\$4767,3
MATERIAL DE SOPORTES							
CHAPA DE 6 MM A283°C	m ²	4	94,38		\$377,51	\$56,63	\$169,88
TUBO SIN SOLDADURA API 5L A/SA106B 1-1/4" STD	m	100	7,12		\$711,76	\$106,76	\$320,29
REJILLA DE ACERO GALVANIZADO PARA PISO MALLA 34X38 ENTRE EJES, 30X3 DIAM. 5 ENTREGIRADO.FATO 6000X1000	m ²	6	77,34		\$464,02	\$69,60	\$208,81



ELECTRODOS								
ELECT.3.25 MM E6010 AWS	KGR	146	5,09		\$7430,51			
ELECT.4 MM E7018 AWS	KGR	757	4,72		\$3572,19			
ELECT. 5 MM E7018 AWS	KGR	60	4,60		\$276,05			
PROTEC. QUÍMICA								
ALAMBRE GALVANIZADO DIAM.1,0MM(35300m) ROLLOS 5Kg (817 m)	m	15 00	3,41		\$5112,12	\$766,82	\$2300,45	
ROLLOS DE ALUMINIO EN485 H-24 1200x0.80mm (633 rollos de 30 m)	1 m	14 00	16,84		\$23581,3	\$3537,2	\$10611,5	
ROLLOS FLEJES DE ALUM. 1050 EN485 H-24 50x1 mm (361 rollos de 100 m)	m	12 40	0,88		\$1089,01	\$163,35	\$490,06	
ROSCA CHAPA M4,2 DIN7504	MIL	64	19,28		\$1224,40	\$183,66	\$550,98	
COQUILLA PREFORMADA LANA DE ROCA10"x40mm ESPESOR. L=1200 mm	u	600	37,46		\$22477,6	\$3371,6	\$10114,9	
MANTA LANA ROCA 342G 16x40 mm ESP.	u	14 00	12,44		\$17415,3	\$2612,3	\$7836,88	
SUBT. TUBER, VÁLVULAS ACCESORIOS					\$372073,9	\$54119,3	\$162357,	
TOTAL MECANICA					\$1053690	\$108649	\$325945,	
ELECTRICA								
Interruptor Automático de Caja Moldeada de 350A, 3 polos, 42 kA rms.	u	3	\$2047,0		\$6141,0	\$184,23	\$736,92	



TOTAL ELECTRICA					\$6141,00		\$184,23	\$736,92
INSTRUM. Y AUTOMÁT.								
Válvula de control de flujo D 200 mm	u	2	\$14994,9		\$29989,8		\$899,69	\$3598,78
Válvula de control D. 250 mm	u	2	\$17413		\$34825,98		\$1044,8	\$4179,12
TOTAL INSTRUM. y AUTOM.					\$64815,8		\$1944,5	\$7777,89
CIVIL ESTRUC ARQUIT. EDIF								
							\$2	
Hormigón 200 Mpa	m3	18,6	\$127,2	\$14	\$2370,6	8	\$911,77	\$3647,07
Acero A - 30	t	4,52	\$735,5		\$3324,37		\$370,64	\$1482,56
							\$2	
							18	
TOT.CIVIL,EST.A.EDIF					\$5694,97	8	\$1282,4	\$5129,63

✓ Para calcular el total del costo del material se multiplica la cantidad del producto por el costo unitario, se valoran los costos de las fuerzas de trabajo y se calculan los totales, que evidencian los costos directos, más los costos indirectos sería, total de costo general que se muestra en la tabla (3.7), además (ver hoja de cálculo Microsoft Excel, Resumen).

Tabla 3.7 Muestras de los costos generales de la instalación

Costos Directos	Total		Total General
	CUC	CUP	
Mecánica	\$1 162 338,50	\$325 945,68	\$1 488 284,18
Equipos	\$736 145,28	\$163 587,84	\$899 733,12
Tuberías, Válvulas y Accesorios	\$426 193,22	\$162 357,84	\$588 551,06
Aislamiento Térmico, Pintura			
Eléctrica	\$6 325,23	\$736,92	\$7 062,15



Instrument. y Automatización	\$66 760,25	\$7 777,89	\$74 538,14
Civil, Estr., Arquít. y Edif.	\$6 977,38	\$7 317,88	\$14 295,26
Seguros y fletes	\$346 778,27		\$346 778,27
Cargos aduanales	\$3 956,20	\$113 034,2	\$116 990,36
Total Costos Directos	\$1 593 135,82	\$454 812,54	\$2 047 948,36
Costos Indirectos			
Gastos Previos	\$23 186,27	\$909,63	\$24 095,90
Permisos y Licencias	\$9 215,77	\$52 222,68	\$61 438,45
Ingeniería y Proyecto	\$57 342,55	\$106 493,31	\$163 835,87
Dirección Integral del Proyecto	\$28 671,28	\$53 246,66	\$81 917,93
Piezas de Repuesto	\$29621,52		
Gastos de la Construcción	\$53 758,64	\$99 837,48	\$153 596,13
Contingencia	\$215 391,82	\$92102,68	\$307494,50
Total Costos Indirectos	\$417 187,86	\$404 812,44	\$822 000,30
COSTO TOTAL	\$2 010 323,69	\$859 624,98	\$2 869 948,66
		DIGAMOS	\$2 870 000,00

✓ A manera de resumen, podemos obtener el costo capital de la instalación sumando todo los costos tanto directo como indirecto, en ambos en CUC y CUP, como se muestra en tabla (3.8), además (ver hoja de cálculo Microsoft Excel, costo de la instalación).

Tabla 3.8 Costo capital

RESUMEN	TOTAL (CUC+CUP)	CUP	CUC
Costo Capital Total	\$2 869 948,66	\$859 624,98	\$2 010 323,69
Construcción y Montaje	\$605 245,92	\$439 427,61	\$165 818,31
Equipamiento y Materiales	\$1 596 298,57	\$115 222,41	\$1 481 076,15
Otros Gastos	\$668 404,17	\$304 974,96	\$363 429,22

3.4.2 Cálculo de pérdidas de petróleo por fallas del fuelle

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 (3.9), se ha empleado la siguiente metodología de cálculo:

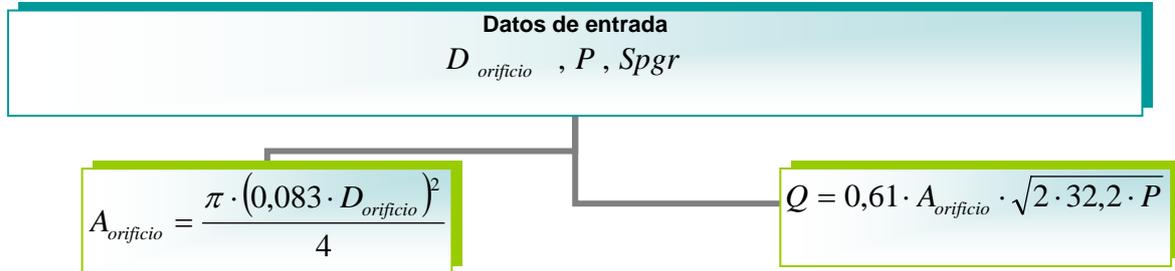


Figura 3.4 Algoritmo para el cálculo de la pérdida por orificio

El costo de la pérdida se calcula en función de los 17,2 m³/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 m³ = 1000 litros), (1 Barril = 158,98 litros).

Por tanto 17,2 m³/h representan 4,3 m³ 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 (3.9), (ver anexos 4 y 5).

Tabla 3.9 Gasto económico asociado a la pérdida del petróleo

Volumen (m ³)	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.

3.4.3 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.

3.4.4 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.

3.5 Conclusiones parciales

- ✓ La pérdida ocasionada para 4,3 m³ del petróleo genera un gasto económico de 3 523 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 \$2 869 948,66 en conjunto con los gastos económicos asociados por pérdidas del crudo, alcanza un valor de \$2 873 471,66.
- ✓ Mediante los cálculos verificativos realizados para la instalación actual se demostró que el banco de bombas está trabajando fuera del punto de máxima eficiencia y por eso están sobre diseñadas.
- ✓ En el cálculo efectuado de las dilataciones térmicas se comprobó que no están instaladas el total de compensadores que se requiere para poder evitar las averías.



Conclusiones Generales

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

- ✓ El sistema actual no responde a las exigencias tecnológicas requeridas para el proceso, está trabajando fuera del punto de máxima eficiencia por lo que están sobrediseñadas en 124 kW.
- ✓ La dilatación que genera el sistema no es absorbida en su totalidad por los compensadores instalados, evidenciándose que faltaría por compensar de las variaciones de longitud $\Delta L = 80mm$.
- ✓ El costo total de de la instalación nueva que sustituyó a los tramos más afectados del proyecto, en conjunto con el valor de las pérdidas por derrame de crudo es de \$2 873 471,66, al que si le añadimos el valor del gasto de la corriente que se genera para transportar el fluido a su origen, sería elevado, lo que evidencia la importancia de la ingeniería con las aplicaciones de las diferentes normas y cálculo que aportan una visión del futuro duradero de la instalación.
- ✓ Una disminución de la temperatura del petróleo, incrementaría la viscosidad del mismo, directamente proporcional a la resistencia de su desplazamiento dentro del conducto, exigiendo considerables valores de presión y potencia para el movimiento, lo que influiría negativamente sobre el sistema de sustentación y compensación de la tubería, cuando los valores registrados superan demasiado las condiciones de operación.
- ✓ 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.



Recomendaciones

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

- ✓ Realizar una selección acorde a la carga dinámica total instalada en el sistema actual, que corresponda con la selección del equipo de bombeo para lograr que trabaje con mejores parámetros.
- ✓ Realizar una correcta selección de completamiento de compensadores que absorban en conjunto con los restantes todas las dilataciones que genera el sistema en estudio.
- ✓ Aplicar los requerimientos técnicos establecidos para los sistemas de transporte de petróleos.
- ✓ 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.
- ✓ Crear un sistema efectivo de sincronización entre el tiempo de apagado de la bomba y el cierre de la válvula de descarga.

*REFERENCIAS
BIBLIOGRAFICAS*



REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. "Documentos Partido Comunista de Cuba", (Editora Política, febrero 2012).
2. Álvarez R. "Trabajo de Diploma en Opción al Título de Ingeniero Mecánico, Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Cuba, 2010.
3. Banerjee, T., Ma, D. y Das, K., "Non-Newtonian Liquid Flow Through Globe and Gate Valves". Canadian Journal of Chemical Engineering. (72) 207-211, 1994.
4. Caldiño, V. y Salgado, M., "Estudio experimental con mezclas agua-sedimentos orientado al cálculo de flujos de lodos y debris", 7mo Congreso Internacional de Ingeniería Hidráulica, Instituto Mexicano de Tecnología del Agua Jiutepec, Morelos, México, 2004.
5. Charchaval L. "Trabajo de Diploma en Opción al Título de Ingeniero Mecánico, Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Cuba, 2010.
6. Columbié, M., Estudio del transporte de fuel oil desde Mazut hasta la planta de Preparación Mineral perteneciente a la empresa Ernesto Che Guevara. Tesis de ingeniería mecánica, Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Cuba, 2006.
7. Concha, A., Quiroga, H., Benjumea, P., "Modelamiento de la propagación de los frentes de contaminación generados por el transporte de combustibles por poliducto", 2006.
8. De la Paz, N., "Uso de la reología en la evaluación de la jalea dentífrica fluida". Revista Cubana de Farmacia, 36(1) 21-7, 2002.
9. Díaz A. G "Elementos del diseño para el cálculo de flexibilidad en tuberías y aplicaciones de compensadores de dilatación". COPYRIGHT 2007.
10. Durán A. "Tesis en Opción al Título de Master", Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Cuba, 2002.
11. García O. "Informe Técnico de la avería de la tubería de petróleo de la estacada del Puerto, CEPRONIQUEL, Moa, Cuba, 2010.
12. García, E. y Steffe, J., "Comparison of Friction Factor Equations for Non-Newtonian Fluids in Pipe Flow". Journal of Food Process Engineering. (9) 93-120, 1987.
13. Guzmán, D., Modelación, simulación y control del tanque de contacto y los enfriadores de licor en el proceso de lixiviación carbonato amoniacal. Tesis doctoral, Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Cuba, 2001, 124h
14. Hernández A. "Trabajo de Diploma en Opción al Título de Ingeniero Mecánico, Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Cuba, 2010.



15. Ibarz, J., Vélez y Barbosa, G., Transporte de Alimentos Fluidos a Través de Tuberías, Inéditos, Universidad de las Américas, Puebla, México, 2001. 60h
16. Izquierdo, R., “Estudio de la instalación de hidrotransporte a presión de la pulpa laterítica de la Empresa Cmdte Pedro Soto Alba”. Minería y Geología. Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Cuba, 1989.
17. Laurencio, H. “Tesis de pre-defensa en Opción al Título de Doctor”, Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Cuba, 2012.
18. Laurencio, H. y Delgado, Y., “Comportamiento reológicos de la emulsión de petróleo pesado”. Ingeniare, Revista Chilena de ingeniería 16(2) 244-250, 2008. <http://redalyc.uaemex.mx>. [Consultada: 15 Diciembre 2008]
19. Laurencio, H. y Delgado, Y., “Influencia de la temperatura en las propiedades reológicas de la emulsión de petróleo pesado”. Minería y Geología 24(2), 2008. www.ismm.edu.cu/revistamg. [Consultada: 15 Diciembre 2008]
20. Laurencio, H. “Tesis de Maestría, Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Cuba, 2007.
21. Mechetti, M. y Zapana L., “Estudio comparativo de actividad electrorreológica en petróleos argentinos”, I Encuentro Internacional de Física aplicada a la Industria del Petróleo y IV Escuela Nacional de Física de la Materia Condensada, Bucaramanga, Colombia, 2000.
22. Mechetti, M. y Zapana, L., “Estudios electrorreológicos de fluidos basados en dispersiones de asfaltenos”, Congreso Producción 2000 y III Workshop Latinoamericano sobre Aplicaciones de la Ciencia en la Ingeniería del Petróleo, Iguazú, Misiones, Argentina, 2000.
23. Mechetti, M., Fornés, A., Maturano, S. y Zapana, L., “Efecto electrorreológico en crudos argentinos”, Congreso Producción 2000 y III Workshop Latinoamericano sobre Aplicaciones de la Ciencia en la Ingeniería del Petróleo, Iguazú, Misiones, Argentina, 2000.
24. Montero E. “Trabajo de Diploma en Opción al Título de Ingeniero Mecánico, Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Cuba, 2010.
25. Nakayama, T., Niwa, E. y Hamada I. “Pipe transportation of minced fish paste”. Journal of Food Science. 45 (4) 844-847, 1980.
26. Parra Jácome R. “Optimización de la operación en el transporte de derivados de petróleo, análisis y estudio hidráulico del polieducto Quito-Ambato operado por PETROMERCIAL”. Tesis de grado previo a la obtención del título de Ingeniero en Petróleo”, Quito, marzo 2010.



27. Perona, P., "An experimental investigation of laminar-turbulent transition in complex fluids". Journal of Food Engineering. 60 137-145, 2003.
28. Placencia, A. y Martínez, D., "Formulación de emulsiones de petróleo pesado en agua a nivel piloto y estudio de las pérdidas friccionales en tubería", Unidad de Investigación y Desarrollo Tecnológico PETROECUADOR, Quito, Ecuador, 2000.
29. Prieto F. "Tesis en Opción al Título de Master", Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Cuba, 2008.
30. Rodríguez E. "Tesis en Opción al Título de Master", Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Cuba, 2009.
31. Rodríguez, L. "Tesis en Opción al Título de ingeniería mecánica", Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Cuba, 2010.
32. Sablani, S. y Shayya, H., "Neural Network Based Non-Iterative Calculation of the Friction Factor for Power Law Fluids". Journal of non-Newtonian fluid. 57(2) 327-335, 2003.
33. Steffe, M. y Morgan, G, "Pipeline Design and Pump Selection for Non-Newtonian Fluid Foods". Food Technology. 11(7) 78-85, 1986.
34. Vélez, J., Apuntes de Ingeniería de Alimentos I, Universidad de las Américas, Puebla, México, Inéditos, 2003.

ANEXOS

Anexos 1

Imagen 1: Muestra deformación plástica, torcedura del inserto metálico y quebradura del hormigón.



Anexo 2

Imagen 2: Muestra deformación plástica, torcedura del inserto metálico, deformación del soporte y quebradura del hormigón.



Anexos 3

Imagen 3: Fallo mecánico del compensador de dilatación térmica..



Anexo 4

Imagen 4: Compensador averiado, derrame de petróleo en la tierra





Anexos 5

Imagen 5: Derrame de petróleo en la tierra





Anexo 6

Tabla 1: Clasificación de las Bombas Hidráulicas

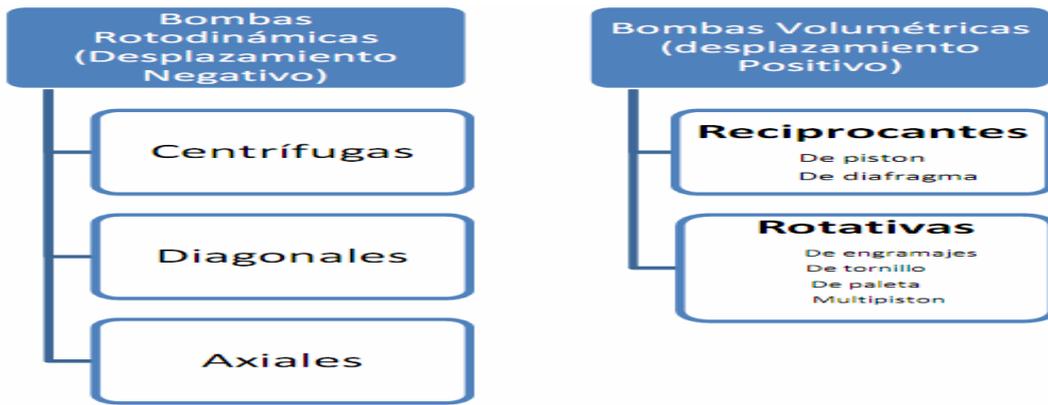


Figura 1 y2: Parte de las Bombas

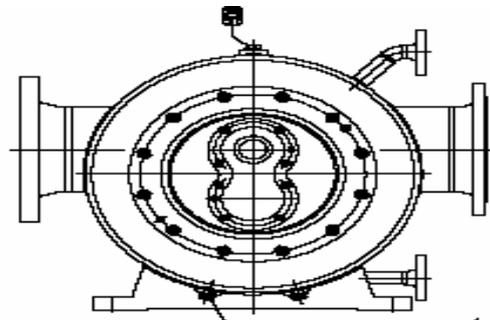


Figura 3 y 4: Succión y Descarga del fluido

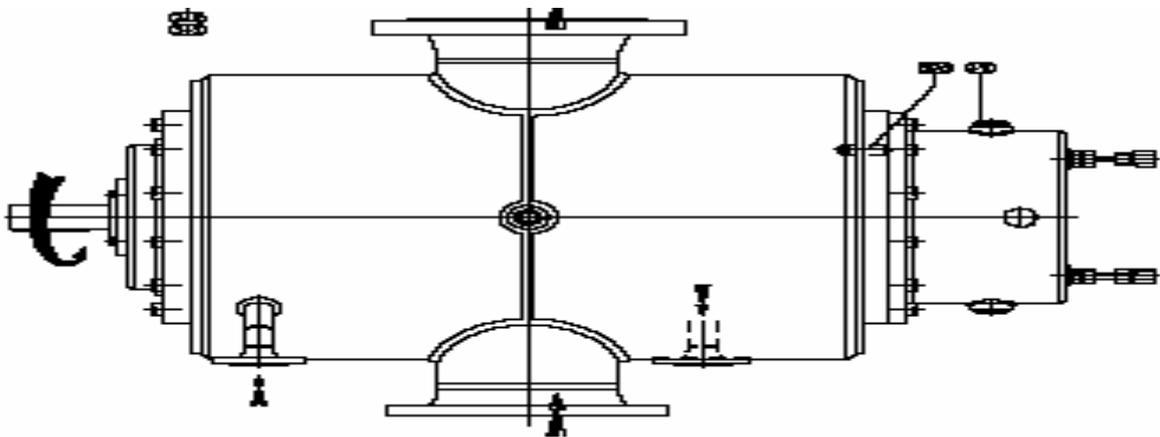
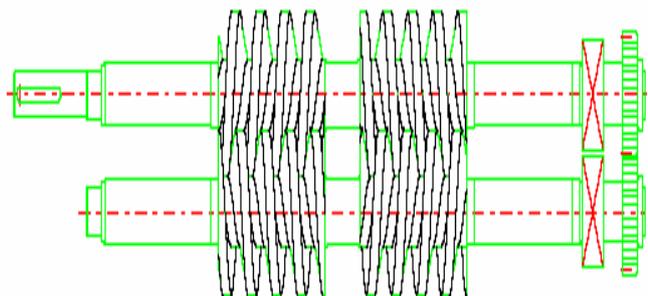
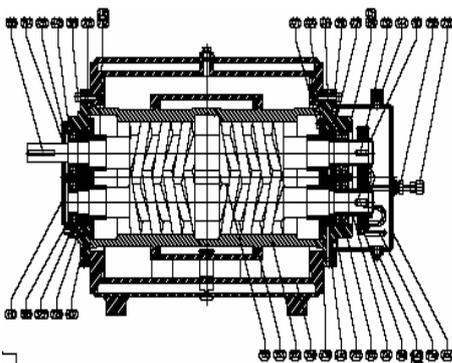


Figura 5 y 6: Acción Rotativa



Anexo 7

Figura 7: 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

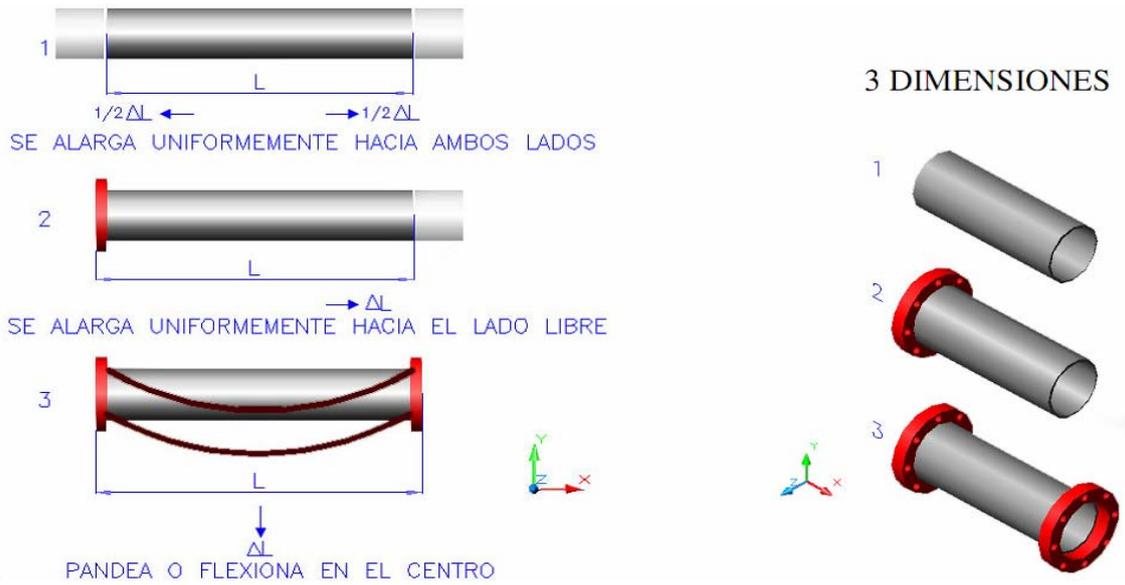


Figura 8: Compensadores lentejas

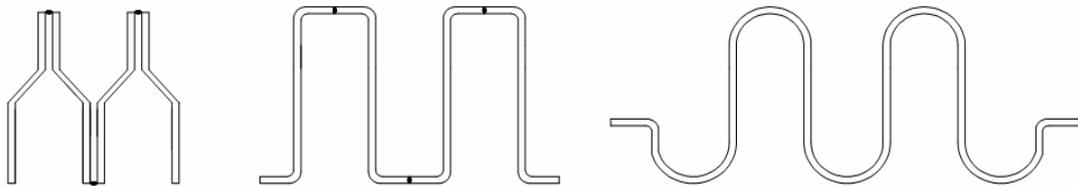
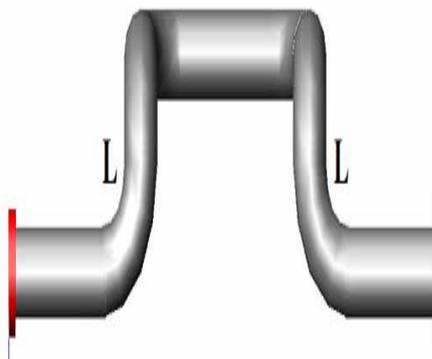


Figura 9: Auto-Compensadores



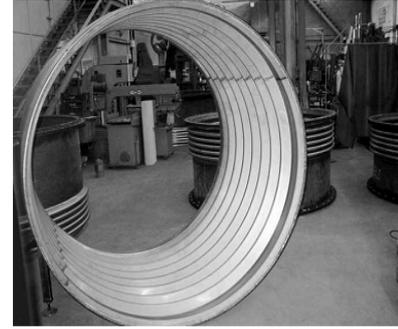
Figura 10: Compensador de Lira en omega reducidos



Anexo 8

Figura 11: Compensador axial

a) de fuelle metálico



b) de fuelle sintético

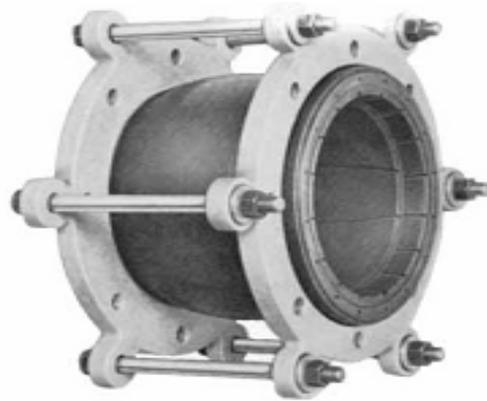
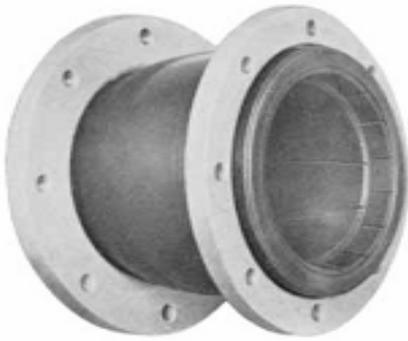


Figura12: Compensadores a presión equilibrada



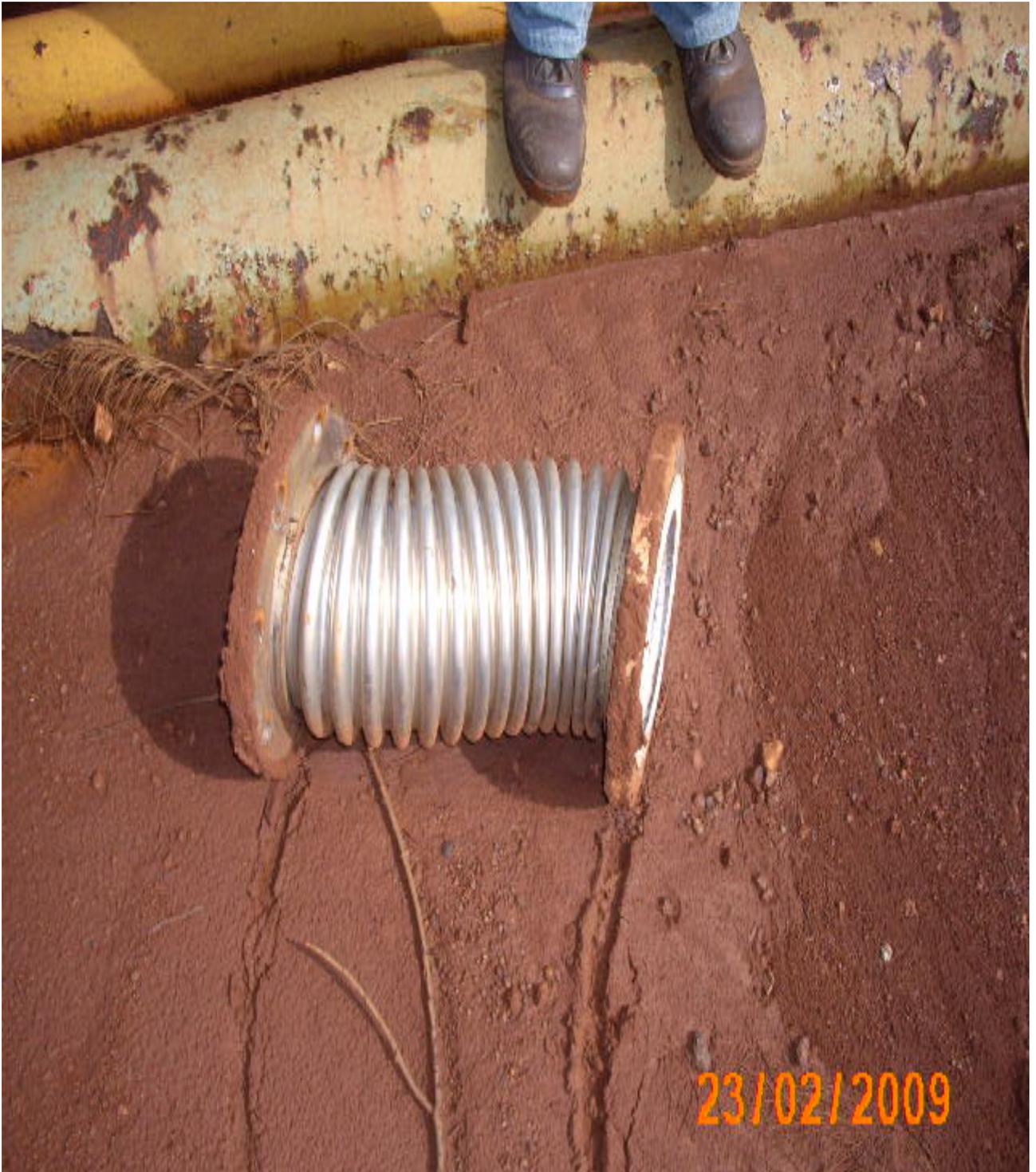
Fifura13: Compensadores de tubos flexibles





Anexo 9

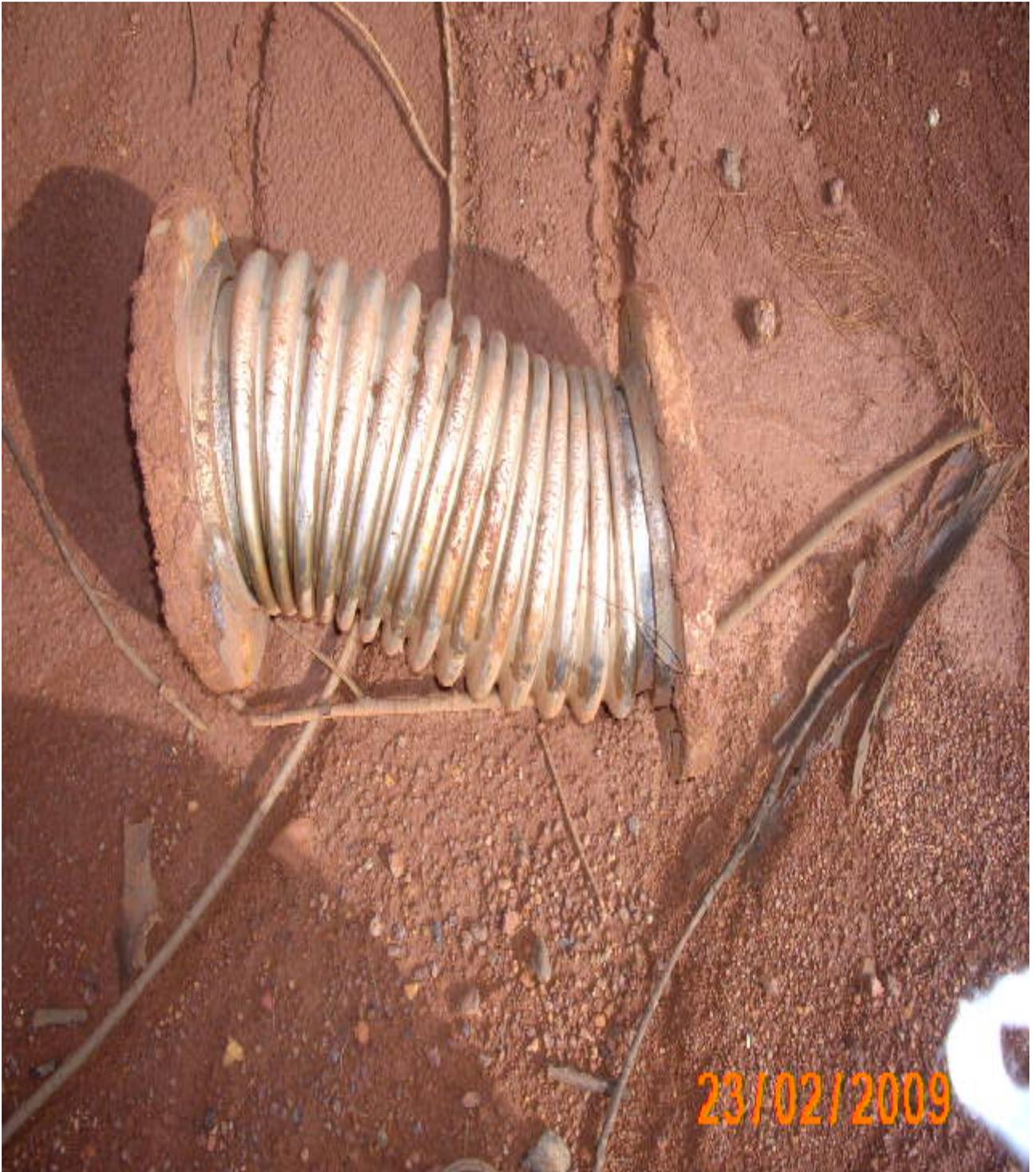
Imagen 6: Compensador tipo fuelle averiado





Anexo 10

Imagen 7: Compensador tipo fuelle averiado





Anexo 11

Curvas de diseño de la bomba

