



**Universidad de Oriente**  
**Facultad de Ingeniería Mecánica**  
**Departamento de Manufactura y Materiales**

# **TRABAJO DE DIPLOMA**

**Solución tecnológica a las fallas frecuentes de los  
ejes principales de la soportería de la LPV.**

**(Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico)**

**Riumil Ferrer Zamora**

**Santiago de Cuba**

**- 2014 -**



**Universidad de Oriente**  
**Facultad de Ingeniería Mecánica**  
**Departamento de Manufactura y Materiales**

# **TRABAJO DE DIPLOMA**

**Solución tecnológica a las fallas frecuentes de los  
ejes principales de la soportería de la LPV.**

(Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico)

## **AUTOR**

**Riumil Ferrer Zamora**

## **TUTOR**

**Dr. Ing. Frank de los Reyes Rodríguez (PT)**

**Santiago de Cuba**  
**- 2014 -**

## RESUMEN

---

En el presente trabajo, luego de una panorámica general acerca del diseño y fundamento de tuberías para el transporte de vapor, se aborda el tema de la soportería y sus generalidades, así como los ejes principales que sostienen la carga del conjunto.

Posteriormente se llevan a cabo los cálculos de resistencia mecánica y fatiga para comprobar si resisten a las sollicitaciones demandadas, se proponen modificaciones geométricas y dimensionales a un nuevo eje principal, con el objetivo de garantizar mayor durabilidad, así como una propuesta de la tecnología de fabricación, acompañada de una valoración económica y medioambiental

## **ABSTRACT**

---

Presently research work, after a brief panoramic about the design and fundament of pipes lines for transportation of steam, is approach the topic of supports and its generalities, as well as, the principal axis that keep the charge of both system.

Later on, it's carried out the calculus of mechanical resistant and fatigue to verify if they resist the demanded sollicitations of loads, its proposed geometrics and dimensional modifications for a new axis, that has as aim a biggest durability, as well as a proposition of the manufacturing technology, including too an economic and environmental valuation.

## INDICE

---

### LISTA DE FIGURAS

### LISTA DE TABLAS

<b>CAPÍTULO 1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.</b>	<b>3</b>
1.1 Introducción.	3
1.2 Consideraciones generales en el diseño de sistemas de tuberías.	6
1.2.1 Procedimiento de diseño de tuberías.	7
1.2.2 Normativas existentes para el diseño de tuberías industriales.	8
1.3 Cargas de diseño para tuberías.	9
1.3.1 Cargas por la presión de diseño	9
1.3.2 Cargas por peso	9
1.3.3 Cargas dinámicas	9
1.4 Cálculo técnico de las tuberías.	10
1.4.1 Cálculo de autocompensación de las tuberías.	10
1.5 Compensación de las dilataciones térmicas en las tuberías.	11
1.5.1 Autocompensación de la tubería.	11
1.5.2 Flexibilidad en sistemas de tuberías.	11
1.5.3 Requerimientos de flexibilidad en un sistema de tuberías	12
1.6 Apoyos y suspensiones.	14
1.6.1 Consideraciones de arreglo para facilitar el apoyo y la sujeción.	17
1.6.2 Soportes flexibles	18
1.6.3 Soportes rígidos	19
1.6.4 Otra clasificación de soportes para tuberías	19
1.6.5 Restricciones	20
1.7 Diseño de soportes para tuberías	20
1.7.1 Guías generales sobre ubicación de soportes	21
1.7.2 Espaciamientos de soportes	22
1.7.3 Cálculos de cargas en los soportes	23
1.8 Consideraciones durante el restablecimiento o sustitución de sistemas	

de tuberías principales de una central eléctrica.	24
1.9 Características de los soportes de cargas constantes.	25
1.9.1 Soporte de cargas constantes - El sistema LISEGA.	26
1.9.2 Principio de funcionamiento	27
1.9.3 Geometría de diseño.	27
1.9.4 Generalidades de construcción	27
1.9.5 Tipos de conexión	28
1.9.6 Protección anticorrosiva	28
1.9.7 Soporte hidráulico	28
1.9.8 Aplicaciones	29
1.9.9 Diseño y funcionamiento	30
1.9.10 Interruptor automático de seguridad	30
1.9.11 Desconexión manual.	31
1.9.12 Tamaños.	31
1.10 Ejes principales de los soportes de la LPV	31
CONCLUSIONES PARCIALES	33
CAPÍTULO 2 SOLUCIÓN TECNOLÓGICA AL PROBLEMA	34
Introducción	34
2.1. Cálculo por resistencia mecánica	34
2.1.1 Cálculo de comprobación a la rigidez (flecha y ángulo de giro).	
Cálculo del diámetro equivalente del eje.	36
2.2 Cálculo de comprobación de la fatiga para el cambio de sección de 90mm a 95mm.	38
2.3 Cálculo de comprobación de la fatiga para el cambio de sección de 95 mm a 100 mm.	41
2.4 Ruta tecnológica	44
2.5 Carta de operación tecnológica	46
2.6 Control estadístico de ciclos de paradas y arrancadas para predecir el fallo del eje principal de los soportes de la LPV.	49

CONCLUSIONES PARCIALES.	51
CAPÍTULO 3: VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL	52
Valoración económica:	52
3.1. Cálculo económico de la pieza	52
3.2. Valoración medio ambiental	63
CONCLUSIONES PARCIALES	65
CONCLUSIONES	66
RECOMENDACIONES	67
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	68

## LISTA DE FIGURAS

---

### CAPÍTULO 1

Fig. 1.1 Comportamiento de la frecuencia de paradas y arrancadas de las unidades de 100 MW de RENTÉ desde su montaje hasta la actualidad.	5
Fig. 1.2 Representación isométrica de la LPV.	6
Fig.1.3 Problemáticas existente con tuberías que carecen de soporte.	15
Fig. 1.4 Tipos de soportería empleada en las LPV. a) tecnología rusa, tecnología francesa	16
Fig. 1.5 Soportes Rígidos.	19
Fig.1.6 soporte de carga constante tipo 11 52 15.	26
Fig. 1.7 Soportes Hidráulicos LISEGA.	29
Fig. 1.8 comportamientos de la frecuencia de paradas y arrancadas de la CTE y las roturas de los ejes principales de los soportes de la LPV.	32

### CAPÍTULO 2

Fig. 2.1 imagen en isométrico del eje de los soportes que están actualmente en explotación	34
Fig. 2.2 Esquema isométrico del eje modificado	40
Fig. 2.3 Tensiones resultantes de Von Mises en el eje de soporte modificado.	40
Fig. 2.4 Desplazamientos resultantes de Von Mises en el eje de soporte modificado.	41
Fig. 2.5 Distribución del factor de seguridad en el eje de soporte modificado.	41
Fig. 2.6 Control estadístico de la frecuencia de falla de los ejes bajo límites de control.	50
Fig. 2.7 Control estadístico de la frecuencia de falla de los ejes con tendencia a salirse de control.	50

## **LISTA DE TABLAS**

---

### **CAPÍTULO 1**

Tabla 1.1 Características de las CTE de Cuba en la actualidad.	3
Tabla 1.2 Horas de trabajo de las unidades de 100 MW del país hasta enero del 2013	5
Tabla 1.3. Datos iniciales sobre la soportería de la tubería de vapor vivo.	16
Tabla 1.4. Comparación entre la cargas en los soportes rusos y franceses.	17

### **CAPÍTULO 2**

Tabla 2.1 Dimensiones de los ejes principales de los soportes de la LPV	34
---	----

## Introducción

---

La Unión Nacional Eléctrica del MINBAS cuenta con una red nacional de generación y distribución de electricidad a lo largo de todo el país. Entre las unidades de generación más comunes se encuentran las unidades de 100 MW de origen soviético, instaladas en tres centrales termoeléctrica (CTE): la “Antonio Maceo” RENTÉ, en Santiago de Cuba, con cuatro unidades; la CTE Mariel, en La Habana, con cuatro unidades, y la CTE de Santa Cruz del Norte, con tres unidades, para un total de 11 unidades de 100 MW. En cada una de ellas existe una línea principal de vapor (LPV) que transporta el vapor sobrecalentado que sale de la caldera hasta la entrada de la turbina. En condiciones normales de explotación, este vapor se transporta a una temperatura de 545 °C y una presión de 150 atm. Existen normas de explotación elaboradas por el fabricante y establecidas por la UNE que norman los parámetros permisibles de trabajo a medida que va aumentando el tiempo de explotación, estas normas están vigentes desde hace más de treinta años, cuando en la década de los 70 del pasado siglo se comenzaron a instalar estas unidades en el país.

Estas LPV están soportadas sobre piezas destinadas al efecto, las cuales cuentan con un eje principal, que es el que soporta en lo fundamental el peso de la misma.

Estos ejes han venido presentando fallas debido al exhaustivo régimen de trabajo al cual están sometidos, a lo que se suma el incremento del número de paradas y arrancadas de las LPV, las cuales sumaron a dichos ejes cargas cíclicas que tentaron contra la vida útil de los mismos.

En la actualidad es difícil la posibilidad de contar con la importación de dichos ejes debido a lo encarecido que se encuentra el mercado internacional en el área de la tecnología energética, esto, unido a la necesidad económica actual de sustitución de importaciones, potenció la necesidad de buscar soluciones para obtener un material que satisficiera los requerimientos de designación de servicio de dicho eje, todo ello, con una buena fiabilidad y durabilidad, por lo que el **problema científico** del

presente trabajo radica en el incremento de la frecuencia de falla de los ejes principales de los soportes de la LPV .

El **objeto** de estudio es precisamente el eje principal de los soportes. El **campo de acción** es la resistencia de materiales y los procesos de manufactura.

Se defiende la **hipótesis** de que si se desarrollan los cálculos de resistencia de materiales y el diseño de los procesos de manufactura necesarios para la obtención del eje, así como una modificación de su geometría para alargar su vida útil, se podrá contar con los mismos para su posterior utilización en la soportería de las LPV.

Por tanto el **objetivo general** del presente trabajo es la solución tecnológica a la falla frecuente de los ejes principales de la soportería de las LPV.

Para dar cumplimiento a tal **objetivo** se proponen las siguientes tareas de investigación:

- Revisión bibliográfica acerca del material de las LPV y la soportería.
- El cálculo de resistencia mecánica y de comprobación a la fatiga y de desplazamientos.
- Proponer una modificación geométrica y dimensional de los ejes de los soportes de la LPV.
- Proponer la ruta y carta de operación tecnológica.
- Realizar una valoración económica.
- Realizar una valoración medioambiental.

Se utilizarán los **métodos científicos de investigación** siguientes:

- **Métodos teóricos:**
  - Análisis y síntesis, en el procesamiento de la información para conformar el marco teórico de la investigación.
  - Histórico-lógico, en el análisis histórico del comportamiento de los ejes principales de los soportes de las LPV

- Sistémico estructural para determinar la relación de los parámetros de la metodología.
- **Métodos matemáticos y estadísticos:**
  - Para la realización del gráfico de control a fin de determinar la durabilidad de los ejes principales de los soportes de las LPV.

## CAPÍTULO 1. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.

---

### 1.1 Introducción

El presente capítulo está encaminado a brindar una panorámica sobre la revisión en la literatura especializada acerca de la temática que se investiga, la misma está enfocada en las características y comportamiento de los soportes empleados en la línea principal de vapor (LPV) de la CTE "RENTE".

Una central termoeléctrica es una instalación empleada en la generación de energía eléctrica a partir de la energía liberada en forma de calor, normalmente mediante la combustión de combustibles fósiles como petróleo, gas natural o carbón. Este calor es empleado por un ciclo termodinámico convencional para mover un alternador y producir energía eléctrica. A continuación en la tabla 1.1 se muestran las CTE cubanas de 100 MW, su capacidad de generación de diseño y capacidad de generación actual.

Tabla 1.1 Características de las CTE de Cuba en la actualidad. [1]

<b>Termoeléctrica</b>	<b>Capacidad</b>	<b>Generación actual (MW) (Enero del 2013)</b>
Antonio Maceo, Renté, Santiago de Cuba	De diseño: 500 MW Instalada actual: <b>400 MW</b> 4U 100 MW	189
Lidio Ramón Pérez, Felton, Holguín	De diseño: <b>500 MW</b> Instalada actual: <b>500 MW</b> 2 - U 250 MW	422
10 de Octubre, Nuevitas	De diseño: <b>503 MW</b> Instalada actual: <b>439 MW</b> 1 – U 64 MW, 3 – U 125MW	195
Carlos Manuel de Céspedes, Cienfuegos	De diseño: <b>382 MW</b> Instalada actual: <b>382 MW</b> 2 – U33 MW, 2 – U158MW	193
Antonio Guiteras, Matanzas.	De diseño: <b>330 MW</b> Instalada actual: <b>330 MW</b> 1 – U330MW	195

Máximo Gómez, Mariel	De diseño: 600 MW Instalada actual:450 MW 1 – U50 MW, 4 – U100 MW	132
Santa Cruz del Norte, Este de La Habana	De diseño: 300 MW Instalada actual:450 MW 3 – U100MW	130
Total: 7 CTE	Total: 23 Unidades. 2951 MW	Total: 1456 ( 49,33% )

Todos los elementos, instalaciones y agregados presentes en una Central Termoeléctrica son de vital importancia para el correcto funcionamiento de la misma, sin embargo, independientemente de ello, uno de los que tienen mayor connotación tecnológica son las tuberías para el transporte del vapor ya que de su buen estado, depende la fiabilidad del funcionamiento de la central eléctrica.

Los sistemas de tuberías incluyen: tubos, piezas de acoplamiento (brida y su tornillería), y perfiladas (tubos acodados, de tres vías, en forma de cruz, etc.); compensadores de alargamientos térmicos; accesorios de cierre, de regulación y de seguridad (de protección) con dispositivos de accionamiento; diferentes sujeciones: apoyos fijos y móviles, soportes colgantes; aislamiento térmico y recubrimientos, válvulas, accesorios, filtros, trampas de vapor, juntas de expansión; incluye además dispositivos de medición, control y de protección, aislamiento térmico, apoyos y suspensiones.

Las tuberías de las centrales eléctricas se dividen en principales y auxiliares. Dentro de las tuberías principales se encuentran las de vapor desde el generador de vapor hasta la turbina (conocida como línea principal de vapor o tubería de vapor vivo), las tuberías de vapor de recalentamiento intermedio, desde la turbina a los generadores de vapor (las tuberías de vapor recalentado frío) y desde los generadores de vapor a las turbinas (las tuberías de vapor recalentado caliente), las tuberías de las instalaciones de reducción y enfriamiento, las tuberías de las tomas de vapor en los límites de sala de máquinas (incluye las extracciones de vapor de las turbinas a los calentadores regenerativos y a otros intercambiadores), las tuberías de agua de alimentación a los generadores de vapor y las tuberías de condensado principal de las turbinas. A las tuberías auxiliares pertenecen; las tuberías de drenaje de barrido, de escape, de soplado y

distintas tuberías pequeñas de servicio. Existen muchas normas que contemplan todo lo relacionado con el uso y explotación de las tuberías o tubos a través de los cuales son trasegados vapor y agua o su combinación, e incluyen todo tipo de tubos o tuberías interconectoras que no forman parte de la superficie de calentamiento. Así como las líneas de agua de alimentar, de vapor vivo y de vapor que ha realizado trabajo [2]. Esta norma plantea realizar las labores de mantenimiento a los diferentes conjuntos y partes de las tuberías a las: 30 000, 50 000, 100 000, 200 000 horas de trabajo. [3]

En la CTE Antonio Maceo Grajales (RENTE), la metodología empleada para el mantenimiento de todas estas tuberías no se rige estrictamente por la norma, ello se debe a que los tiempos de mantenimiento resultan extremadamente largos. Además, las CTE de Cuba estuvieron durante un tiempo trabajando con el crudo cubano, lo cual se traduce en que durante esta etapa las tuberías que conducen vapor y agua sufrieron un deterioro mayor, debido al incremento del número de paradas y arrancadas teniendo en cuenta la composición química de este crudo.

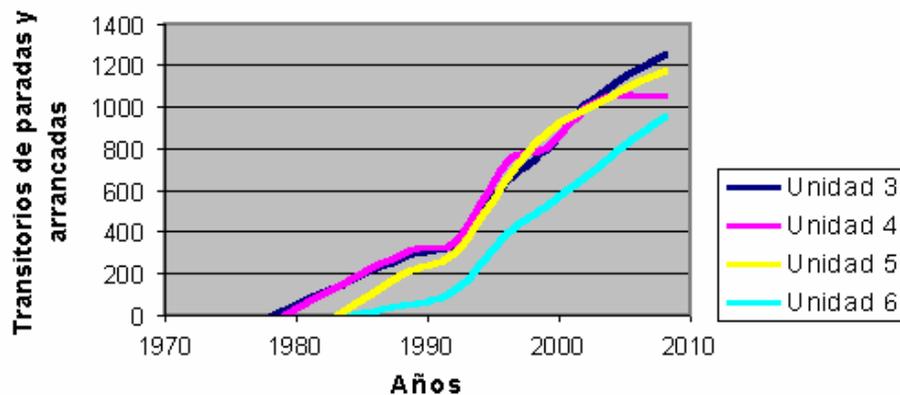


Fig. 1.1 Comportamiento de la frecuencia de paradas y arrancadas de las unidades de 100 MW de RENTÉ desde su montaje hasta la actualidad.

Tabla 1.2 Horas de trabajo de las unidades de 100 MW del país hasta Enero del 2013 [5].

CTE	Unidades	Horas de trabajo	Paradas y arrancadas
Antonio Maceo, Renté, Santiago de Cuba	Unidad 3	167 425 <sup>(1)</sup>	1256
	Unidad 4	136 542	1053
	Unidad 5	134 980	1177
	Unidad 6	138 918	954

Máximo Gómez, Mariel	Unidad 2	150 000	1260
	Unidad 3	135 000	1103
	Unidad 4	132 000	1050
	Unidad 5	148 000	1210
Santa Cruz del Norte, Este de La Habana	Unidad 1	143 500	1111
	Unidad 2	150 000	1012
	Unidad 3	142 000	1154

Otro elemento de importancia significativa es toda la soportería de la LPV, cuya función principal es restringir los movimientos causados por la dilatación térmica de la línea durante su funcionamiento, cuyos parámetros de explotación, diseño, y mantenimiento dependen del comportamiento de las tuberías durante su régimen de explotación, razón por la cual los primeros epígrafes del presente trabajo de diploma están dedicados a consideraciones fundamentales entorno a estas.

## 1.2 Consideraciones generales en el diseño de sistemas de tuberías. [6]

El conocimiento de las consideraciones generales y criterios de diseño de sistemas de tuberías propicia un acercamiento al entendimiento de la importancia que requiere el control estricto de las normas existentes para el diseño, instalación, y explotación seguras de las tuberías de vapor y agua caliente de los procesos industriales.

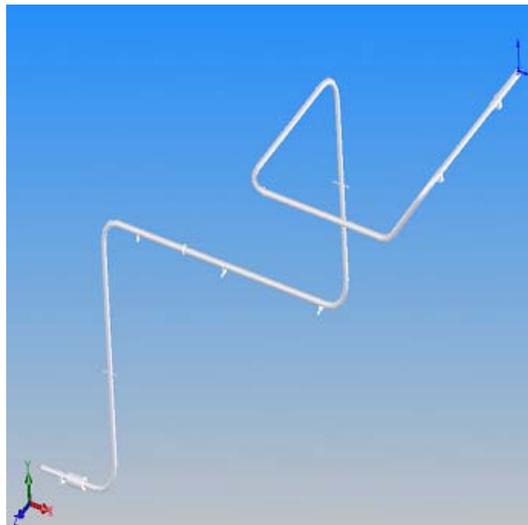


Fig. 1.2 Representación isométrica de la LPV.

En el diseño de un sistema de tuberías se incluye como ya hemos planteado, el diseño de sus tuberías propiamente, brida y su tornillería, válvulas, accesorios, filtros, trampas de vapor, juntas de expansión, sistemas de soportaría, etc. Las características técnicas de todos estos accesorios que forman parte del diseño responden a las condiciones de operación a que estará expuesta el sistema de tuberías.

### **1.2.1 Procedimiento de diseño de tuberías**

En el diseño de tuberías se contemplan los siguientes aspectos:

- Establecimiento de las condiciones de explotación incluyendo presión, temperatura y otras condiciones, tales como la velocidad del viento, movimientos sísmicos, choques de fluidos, gradientes térmicos y números 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 en dependencia del tipo de fluido y de los parámetros de operación del sistema con vista a la corrosión, fragilización y resistencia.
- Selección de las clases de bridas y válvulas, que se seleccionan en función de los parámetros de operación del sistema y en el caso de las válvulas se tiene en cuenta también el tipo de fluido.
- 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 de fluido.
- Establecimiento de una configuración aceptable de soportes para el sistema de tuberías.
- Análisis de los esfuerzos por flexibilidad para verificar que los esfuerzos producidos en la tubería por los distintos tipos de cargas estén dentro de los valores admisibles, a objeto de comprobar que las cargas sobre los equipos no sobrepasen los valores límites, satisfaciendo así los criterios del código a emplear.

Si el sistema no posee suficiente flexibilidad y/o no es capaz de resistir las cargas sometidas (efectos de la gravedad) o las cargas ocasionales (sismos y vientos), se dispone de los siguientes recursos:

1. Reubicación de soportes.
2. Modificación del tipo de soporte en puntos específicos.
3. Utilización de soportes flexibles.
4. Modificación parcial del recorrido de la línea en zonas específicas.
5. Utilización de lazos de expansión.
6. Presentado en frío.

El análisis de flexibilidad tiene por objeto verificar que los esfuerzos en la tubería, los esfuerzos en componentes locales del sistema y las fuerzas y momentos en los puntos terminales, estén dentro de límites aceptables, en todas las fases de operación normal y anormal, durante toda la vida de la planta.

#### **1.2.2 Normativas existentes para el diseño de tuberías industriales.**

Las normas que actualmente rigen todo lo relacionado a los sistemas de tuberías, responden al diseño, instalación y explotación segura de las tuberías. La norma más completa en este sentido es el Código ASME para calderas y recipientes a presión, el cual en sus secciones I, II, III, VIII, IX y XI define claramente los requerimientos mínimos que consolida la óptima instalación de un sistema. [7]

En el código ASME, en relación a las tuberías de alta presión encontramos diferentes secciones como:

Tuberías para Sistema de Potencia.	B31.1
Tuberías para Gases Combustibles.	B31.2
Tuberías Planta Químicas y Refinerías de petróleo.	B31.3
Tuberías para transporte de Petróleo Líquido.	B31.4
Tuberías para Refrigeración.	B31.5
Tuberías para y transmisión y Distribución de gases.	B31.8
Tuberías para Servicios en Edificios.	B31.9

Existen muchas otras organizaciones dedicadas a trabajar en relación al establecimiento de los requisitos para las instalaciones de tuberías seguras y eficientes. Entre ellas podemos mencionar El Instituto Americano de Petróleo (API), La Sociedad Americana para Pruebas y Materiales (ASTM), La Asociación Nacional de Protección Contra Incendios (NFPA), El Instituto Nacional Americano de Normas (ANSI), etc. [8]

En lo que concierne al diseño todas las normas son muy parecidas, existiendo algunas discrepancias con relación a las condiciones de diseño, al cálculo de los esfuerzos y a los factores admisibles

### **1.3 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.

#### **1.3.1 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.

#### **1.3.2 Cargas 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

#### **1.3.3 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

aire, 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.

#### **1.4 Cálculo técnico de las tuberías.**

El cálculo de las tuberías tiene en cuenta la determinación de los diámetros (interior  $d_{int}$  y exterior  $d_{ext}$ ) de las mismas, del espesor de la pared de los tubos  $s$  y de las pérdidas de presión  $\Delta p$ ; para esto se elige la clase y la marca de acero, se establece el trayecto de la tubería, se comprueban las tensiones en el metal, acondicionadas por la presión interior del medio y de las fuerzas exteriores, así como las tensiones térmicas. De acuerdo con esto, el cálculo de las tuberías se divide en cálculo hidráulico, por el cual se determinan los diámetros de la tubería y la pérdida de presión en la misma, y el cálculo mecánico (cálculo de resistencia), por el cual se determina el espesor de la pared de los tubos y las tensiones en el metal de los mismos. El cálculo de resistencia incluye el cálculo de la autocompensación de las tuberías. [9]

##### **1.4.1 Cálculo de autocompensación de las tuberías.**

La temperatura del metal de la tubería, en distintos regímenes y según la temperatura del medio influyente, varía en amplios límites, aproximadamente hasta 550°C en las tuberías de vapor y hasta 250°C en las tuberías de alimentación. Con el aumento de la temperatura en 100°C la tubería se alarga en 1,1-1,9 mm/m y respectivamente en 22-38 mm para cada 20m de su *longitud según la clase y marca de hacer*. El esfuerzo, MN, transmitido al apoyo fijo durante el alargamiento térmico elástico de la tubería de acero, es igual a:

$$P = pf = E \Delta t. \quad [10]$$

Donde  $p = E (\Delta L/L)$  es La tensión surgida, Mpa;  $\Delta L = \alpha \Delta t L$ , el alargamiento de la tubería, m;  $f = \pi (d_{ext} - s)^2 / 4$ , la sección transversal del cuerpo del tubo, m<sup>2</sup>;  $E$ , el módulo de elasticidad que depende de la marca y de la temperatura del acero, Mpa.

## **1.5 Compensación de las dilataciones térmicas en las tuberías.**

Durante el proceso de operación en los sistemas de tuberías se generan esfuerzos, la presión interna genera esfuerzos tangenciales y longitudinales, mientras que el cambio de temperatura genera esfuerzos longitudinales de origen térmico, esto es debido a que la tubería no puede expandirse (o contraerse) libremente por encontrarse restringida en su desplazamiento. En los sistemas de tuberías están presentes además otros esfuerzos, como es el relacionado con el peso de la tubería, el peso del fluido contenido en ella, esfuerzos locales originados por la reacción de los soportes, esfuerzos originados por impacto u ondas de presión, entre otros.

En el análisis de un sistema de tuberías es indispensable considerar todas las posibles cargas que originan esfuerzos en el sistema, ahora bien, de todos los esfuerzos el más relevante es el causado por la expansión térmica.

### **1.5.1 Autocompensación de la tubería.**

La capacidad de la tubería de comenzar los alargamientos térmicos, para los valores admisibles de las tensiones, sin la instalación de compensadores especiales, se denomina autocompensación. El cálculo de los alargamientos térmicos de una tubería flexible, de las tensiones mecánicas que surgen en el metal de la misma durante su alargamiento, y de los esfuerzos en los apoyos se llaman cálculo de autocompensación de la tubería.

Cada sistema de tuberías de interconexión de los elementos que componen el esquema térmico, tiene que estar calculada para la compensación o la instalación de compensadores.

### **1.5.2 Flexibilidad en sistemas de tuberías.**

El análisis de flexibilidad en sistema de tuberías consiste en determinar si una línea posee la suficiente capacidad para absorber las cargas que inciden sobre ella tales como el propio peso de la tubería, la expansión térmica, las fuerzas producidas por la presión del fluido, vibraciones terremoto, y otras. Uno de los

factores que pueden aumentar o disminuir la flexibilidad de una tubería es su configuración geométrica.

Los sistemas de tuberías deben poseer la flexibilidad suficiente de manera que la expansión o la contracción, así como los movimientos de soporte y equipos no conduzcan a:

- Falla de la tubería o de los soportes por esfuerzos excesivos y fatiga.
- Fuga de las juntas.
- Fallas en los puntos de conexión con los equipos (recipientes a presión, bombas, turbinas, etc.), por reacciones excesivas.

### **1.5.3 Requerimientos de flexibilidad en un sistema de tuberías**

En las tuberías, así como en otras estructuras, el análisis de los esfuerzos puede llevarse a cabo con diferentes grados de precisión. En un extremo está la sencilla comparación con arreglos similares, que han cumplido satisfactoriamente con los requerimientos del servicio; en el otro extremo, están los métodos del cálculo, que envuelven largos y complicados procedimientos y que son relativamente costosos para un grupo de ingeniería.

Por esta razón debe asegurarse que se cumplan los siguientes requerimientos como mínimo:

- El rango de esfuerzos en cualquier punto debido a desplazamientos en el sistema no debe exceder el rango de esfuerzos permisibles establecido en la sección de esfuerzos admisibles.
- Las fuerzas de reacción no deben perjudicar a los soportes o equipos conectados
- Los movimientos de la tubería deben estar dentro de los límites establecidos.

Con el aumento de la temperatura, las tuberías experimentarán cambios en sus dimensiones físicas si está libre de expandirse. En caso contrario, se inducirán esfuerzos provocándose fuerza de reacción y momentos en los equipos de los extremos. Con el análisis de la flexibilidad se logra determinar la magnitud de los esfuerzos en la tubería y controlar que las reacciones en los puntos de

interconexión con equipos estén dentro de los valores aceptables. Existen programas para este fin.[11] y su principal función es el modelaje, análisis y diseño de sistemas de tuberías, objetivo que logra mediante el estudio de aspectos fundamentales como son:

- Esfuerzo por carga sostenida, expansión térmica y operacional de la tubería.
- Esfuerzos y reacciones en boquillas de equipos rotativos y recipientes a presión según la normas API.
- Modelaje y selección de soportes.
- Cálculos de desplazamientos y de flexiones en las tuberías.
- Análisis y resultados por medio de normas estándar de diseño.

Constituye una garantía para la explotación segura del sistema de tubería, que el mismo sea lo suficientemente flexible. Si el sistema no posee suficiente flexibilidad se recomienda lo siguiente:

- Reubicación de los soportes.
- Modificación del tipo de soporte en puntos específicos.
- Utilización de soportes flexibles.
- Modificación parcial del recorrido de la línea en zonas específicas.
- Utilización de lazos de expansión.
- Recurrir al presentado en frío.

Si finalmente se logra en el diseño un sistema de tuberías lo suficientemente flexible se estará garantizando que durante el proceso de operación de la central no ocurran:

- Fallos por excesivos esfuerzos térmicos, por fatigas en tuberías y soportes.
- Fugas por las bridas a causa de sobrecarga en el sistema.
- Fallos por fatiga en tuberías y soportes debido a deformaciones muy elevadas.
- Momentos o fuerzas excesivas en los equipos interconectados.

La importancia y objetivo de las temáticas tratadas hasta este punto radican en la influencia que tiene su conocimiento para el diseño y explotación de la soportaría de las tuberías, temática que se aborda en detalles a continuación:

### 1.6 Apoyos y suspensiones. [12]

La importancia de soportar la tubería correctamente es uno de los principales aspectos a considerar en el diseño de tuberías. El tema está relacionado con la dilatación y la flexibilidad de las tuberías y de los esfuerzos impuestos no debe exceder los valores admisibles para el tubo, ya que de otro modo pueden producirse atascos junto con deformaciones indebidas de las uniones.

Donde sea posible, la tubería debe tenderse sobre soportes existentes o extendidos de soportes existentes, con el fin de reducir costos de soportaría. La capacidad de carga de los soportes existentes debe ser evaluada, para asegurarse de que puede soportar la carga adicional de las tuberías.

Si los soportes de tubería (Ej. Ganchos para la tubería) son instalados con una gran distancia entre si, la tubería puede flexionarse ante su propio peso. Este tipo de problema puede ocasionar que el condensado se acumule en lugares no deseados incluso si la tubería tuviera una ligera inclinación, por lo que es importante que:

Se instalen los soportes de la tubería en intervalos apropiados, y se establezca una pendiente de la tubería no menor de 1 a 100.

De igual manera, se debe tomar en consideración cuando se utilicen los bordes de un edificio para ajustar la inclinación ya que los bordes por si mismos podrían estar inclinados ligeramente, lo que podría afectar de manera adversa el flujo y drenado del condensado.

En las figuras 1.1 a y b se muestran algunas de las problemáticas existentes a la falta o mala distribución de los soportes: [13]



a)

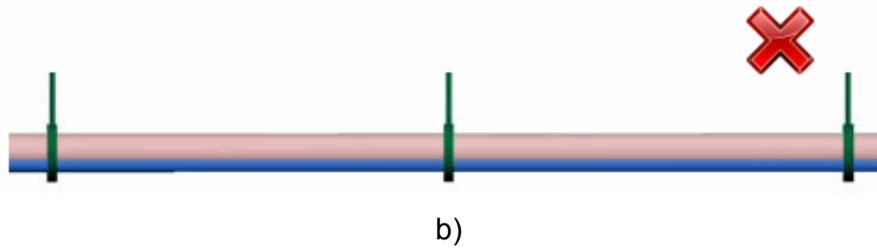


Fig.1.3 Problemáticas existente con tuberías que carecen de soporte

En el caso de la figura 1.3 a) es muy probable que esta se flexione y conduzca a la acumulación de condensado y en el segundo caso la tubería no debe ser instaladas de manera paralela al suelo ya que esto puede impedir el flujo de condensado.

En la actualidad existen diversos tipos de tecnología para la producción de energía eléctrica, entre ellas, aunque ya obsoletas, las de origen ruso que están aún presentes en países como, Ucrania, Lituania, Polimnia, Cuba, entre otros. Esta tecnología incluye la soportaría de la LPV igualmente de origen ruso, aunque existen firmas reconocidas de origen francés que se dedican a la producción de soportes a nivel mundial.

La principal diferencia constructiva entre dichos soportes de ambas tecnología radica en que los muelles para la absorción de las cargas de los soportes rusos se encuentran totalmente descubierto y expuestos al medio, en cambio, los de los soportes franceses se encuentran dentro de una carcasa fabricada de acero aleado. Esta modificación tiene como objetivo priorizar la protección corrosiva del muelle debido a la ubicación geográfica en la que están situadas las CTE. Esto posibilita emplear aceros de menos contenidos de aleación, y en consecuencia más económicos en el muelle.



a)



b)

Fig. 1.4 Tipos de soportería empleada en las LPV. a) tecnología rusa, tecnología francesa [14]

En la tabla 3 se muestra la información inicial de proyecto francés de las cargas de los soportes en estado de trabajo y estado frío, así como datos análogos sobre las cargas óptimas, obtenidas según el programa ruso.

Tabla 1.3. Datos iniciales sobre la soportería de la tubería de vapor vivo. [15]

No de soporte	No de cadenas	Carga según el cuadro técnico En el soporte, Kgf	Carga mín. Kgf	Carga máx., Kgf	Rigidez, Kg/mm	Desplazamiento de cálculo, mm	Largo de Tirante, cm
710a	-	-	-	-	-	-	-
710	-	-	-	-	-	-	-
725	1	1250	710	2000	25	2	240
730	1	1700	710	2000	8.34	32	176
740	1	1840	1400	1980	Soporte de esfuerzo permanente.	100	100
750	2	935x2	500	170	Soporte de esfuerzo permanente.	75	110
770	2	595x2	350	1008	3.25	28	170
775	2	735x2	350	1008	8.25	44	100

780	1	1150	1000	1790	Soporte de esfuerzo permanente.	65	300
790	2	1430x2	710	2000	12.5	16	500

Tabla 1.4. Comparación entre la cargas en los soportes rusos y franceses. [16]

No. de soporte	Cargas de los soportes (datos del proyecto francés), Kgf		Cargas óptimas de los soportes (cálculo según el programa ruso), Kgf	
	Estado de trabajo	Estado frío	Estado de trabajo	Estado frío
725	1244	1260	1573	1512
730	1496	1700	1659	1833
740	1840	1840	2105	2113
750	1870	1870	1527	1537
770	1190	1190	1392	1451
775	1470	1470	1597	2168
780	1150	1150	1248	1256
790	2427	2831	2757	3509

### 1.6.1 Consideraciones de arreglo para facilitar el apoyo y la sujeción.

Además de establecerse la disposición y el arreglo general de las tuberías y las condiciones globales de diseño, deben definirse los tipos de arreglos de soportes. El sistema de tubería deberá ser en lo posible, autosoportante y consistente con los requerimientos de flexibilidad.

Las tuberías, según proyecto, se mantienen con ayuda de apoyos y suspensiones. Estos dispositivos reciben la carga de la tubería con todos sus accesorios, la carga del fluido activo y del aislamiento térmico.

Las estructuras sustentadoras de las tuberías, los apoyos y los soportes colgantes (excepto los muelles) se calculan por la carga vertical causada por la masa de la tubería llena de agua y con aislamiento y por los esfuerzos que surgen durante la expansión térmica.

En las tuberías de vapor con un diámetro interior de 150 mm y más y con una temperatura del vapor de 300 C y más se instalan indicadores de desplazamiento para controlar la expansión de la tubería de vapor y el trabajo de los apoyos.

La selección y el diseño de soportes, para tuberías, es una parte importante en el estudio ingenieril de cualquier instalación de procesos industriales. La ubicación apropiada, de soportes colgantes o fijos involucra consideraciones de la propia tubería, de la estructura a la cual se trasmite la carga y de las limitaciones del espacio.

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

### **1.6.2 Soportes flexibles**

Estos soportes reciben la carga de tubería y aseguran su desplazamiento durante el alargamiento en la dirección dada. 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.

Estos soportes se subdividen en dos tipos; de carga constante y de carga variable.

El soporte de carga variable de resorte se utiliza para absorber pequeños movimientos verticales de hasta 50 ó 60mm aproximadamente. No crea una fuerza constante sobre el conducto, es decir, la fuerza varía según el grado de compresión o expansión del resorte, lo que está en función del desplazamiento del mismo.

Se emplean en sistemas no críticos, aunque, si el movimiento es pequeño, pueden emplearse en sistemas críticos.

El soporte de carga constante es usado principalmente en las secciones de tuberías sometidas a movimientos verticales constantes causados por los cambios de temperatura. Este tipo de soporte es necesario en los casos en que el movimiento vertical excede de 60mm.

### 1.6.3 Soportes rígidos

Son normalmente usados en puntos donde no ocurren movimientos verticales de la tubería, en algunos casos son utilizados para la restricción de movimientos verticales de la tubería (fig. 1.2).

La correcta selección y ubicación de los soportes en el diseño de un sistema de tuberías requiere gran importancia, dado su relación directa con la flexibilidad de las tuberías. Cuando la tubería está sometida a dilatación térmica, se necesita un estudio más detallado para el diseño de los soportes.

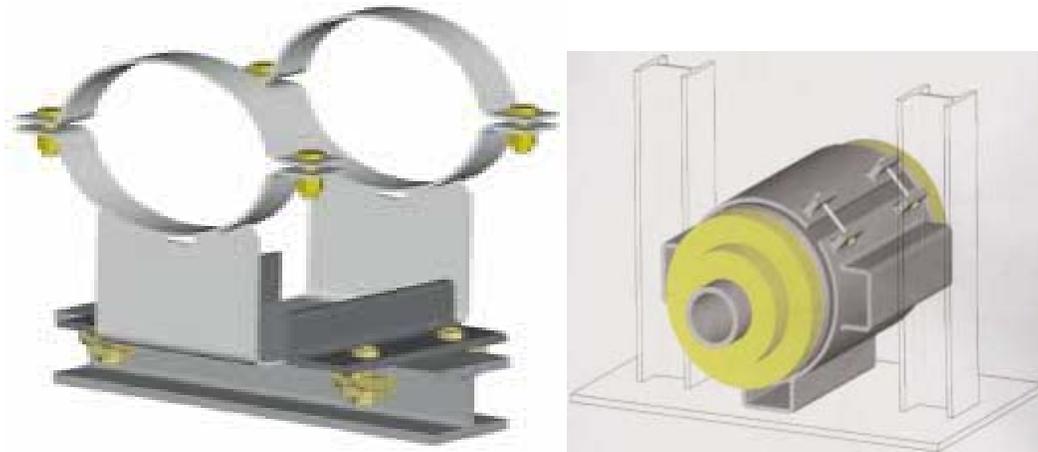


Fig. 1.5 Soportes Rígidos. [17]

### 1.6.4 Otra clasificación de soportes para tuberías

Colgadores o Soportes. [18]

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.

### **1.6.5 Restricciones**

Para restringir o limitar el movimiento de sistemas de tuberías debido a expansión térmica, se pueden utilizar distintos tipos de restricciones las cuales se pueden clasificar en:

1. Anclajes: Para fijar completamente la tubería en ciertos puntos.
2. Topes: Para prevenir el movimiento longitudinal de la tubería permitiéndole rotar.
3. Guías: Para permitir desplazamientos en una dirección específica.
4. Amortiguadores: Para limitar el movimiento de la tubería debido a fuerzas diferentes al peso y a la expansión térmica.

### **1.7 Diseño de soportes para tuberías**

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.

- Recopilación de Información Básica.
- Especificación del soporte, cuando sea disponible
- Un señalamiento completo de dibujos de tuberías
- Un señalamiento completo de estructuras
- Una especificación apropiada de tuberías y datos que incluyan: tamaño de la tubería, composición, espesor de pared, temperaturas y presiones de operación.
- Una copia de la especificación del aislante con su densidad
- Válvulas y accesorios especiales, indicando sus características (peso, dimensiones, etc.)
- Deflexiones de todas las conexiones de succión de equipos críticos como fondos de caldera, tambores de vapor, conexiones de tuberías, etc.

Para la fabricación de muelles de soportes rusos se emplean aceros 50XΦA, 60C2XA, los cuales después del temple a 860°C y revenido a 450°C aumenta considerablemente su límite elástico y pueden alcanzar una dureza de 450HB estos muelles al estar sometidos a cargas alternativas también suelen aumentárseles la dureza por deformación superficial en frío, lo cual se consigue por bombardeo de perdigones. Las tensiones de compresión que aparecen en este caso en la capa superficial endurecida por acritud elevan el límite de fatiga y hacen que disminuya la acción perjudicial de los posibles defectos de la superficie. [19]

En el caso de los demás elementos del soporte como orejetas, tensores, guías, son fabricadas de aceros de mediano contenido de carbono para el termomejorado, y los restantes como vigas, tuercas y tornillerías son fabricados con acero estructural de bajo contenido de carbono.

### **1.7.1 Guías generales sobre ubicación de soportes**

La ubicación apropiada de soportes colgantes o soportes fijos involucra consideraciones de la propia tubería, de la estructura a la cual se transmite la carga y de las limitaciones de espacio. Los puntos preferidos de fijación de la tubería son:

- Sobre tubería propiamente y no sobre componentes tales como: válvulas, accesorios o juntas de expansión. Bajo cargas concentradas (puntuales), las bridas y juntas roscadas pueden gotear y los cuerpos de válvulas pueden deformarse produciendo goteo, trabazón del vástago o goteo a través del asiento.
- Sobre tramos rectos de tuberías en lugar de sobre codos de radios agudos, juntas angulares o conexiones de ramales prefabricados, puesto que en estos sitios se encuentra la tubería ya sometida a esfuerzos altamente localizados, a los cuales se agregarían los efectos locales de la fijación.
- Sobre tramos de tuberías que no requieran remoción frecuente para limpieza o mantenimiento.
- Tan cerca como sea posible de concentraciones grandes de carga, tales como: tramos verticales, ramales de tubería, válvulas motorizadas o bien válvulas pesadas y recipientes menores, tales como separadores, colabores.

### **1.7.2 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.

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 tal que se eviten vibraciones indeseables.

El máximo espacio sugerido entre soportes, se encuentra listado en la tabla 10. [20] 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.

### **1.7.3 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. Hay métodos de cálculo con calculadoras manuales, sin embargo, son tediosos cuando involucran configuraciones complejas de tubería. Cuando se presenta esta situación o para el caso de una tubería pegada a un equipo capaz de absorber cargas, se sugiere usar los programas de computación de flexibilidad en tuberías que existen, para determinar todas las reacciones de carga en los soportes.

### **1.8 Consideraciones durante el restablecimiento o sustitución de sistemas de tuberías principales de una central eléctrica. .**

Durante el desarrollo de los diferentes mantenimientos que periódicamente reciben los bloques de las centrales eléctricas, es importante que en el trabajo de restablecimiento o sustitución de los sistemas de tuberías, se tengan en cuenta las siguientes consideraciones:

1. Restablecer el sistema de tubería de acuerdo a las exigencias del proyecto.
  - Respetar las secciones de pretensado frío previstas en el proyecto.
  - Tener presente el restablecimiento de las pancartas de medición del desplazamiento de estas tuberías, para organizar y mantener su control durante la explotación.
  - Mantener en correspondencia con el proyecto, todo el sistema de soportaría. Cualquier cambio en la ubicación y tipo de soporte

deberá estar respaldado por un nuevo análisis de la flexibilidad del sistema de tubería.

- Cualquier cambio que se desee hacer en la traza de la tubería deberá estar respaldado por un nuevo análisis de la flexibilidad del sistema de tubería.
2. Durante la colocación del aislamiento a la tubería, no debe por ningún concepto envolver el soporte con aislamiento, esto limita el trabajo del soporte.
  3. Retirar de la tubería todo tipo de soportes provisionales que fueron utilizados durante los trabajos de mantenimiento.
  4. No deben quedar trancados los muelles en la posición de montaje, una vez terminado el montaje de la tubería, los mismos deben liberarse.
  5. Cumplimiento estrictos de las normas de explotación del bloque de generación para evitar que durante los arranques y paradas del mismo surjan esfuerzos debido a las cargas por impacto u ondas de presión, tales como los efectos del golpe de aire, caídas bruscas de presión o descargas de fluidos.

### **1.9 Características de los soportes de cargas constantes.**

Para evitar tensiones perjudiciales para el sistema, debe permitirse la expansión térmica de la tubería y de otros componentes de la instalación.

Los soportes de cargas constantes aportan la solución ideal para compensar los desplazamientos verticales causados por la expansión térmica. Gracias a estos soportes, las cargas correspondientes a la tubería son absorbidas y transferidas de forma constante sin desviaciones significativas a lo largo de todo el recorrido.

Las desviaciones significativas actuarían como cargas adicionales perjudiciales e incontroladas en el sistema. En tal caso los puntos de anclaje correrían especial peligro, debido a fuerzas y momentos superiores a los admisibles. El funcionamiento eficiente y fiable de los soportes de cargas constantes es vital, porque ello garantiza la seguridad operacional y longevidad del sistema de tuberías.

### 1.9.1 Soporte de cargas constantes - El sistema LISEGA.[21]

Los soportes de cargas constantes LISEGA han demostrado su eficiencia, a lo largo de cuarenta años, en todo tipo de condiciones operacionales. Su principio de funcionamiento exclusivo, basado en el paralelogramo de fuerzas, esta patentado a nivel mundial y es un factor decisivo de la eficiencia operacional.



Fig.1.6 soporte de carga constante tipo 11 52 15. [22]

- Espectro estándar de cargas de 0.05 a 500KN y rango de desplazamiento hasta 900mm.
- Selección simple mediante grupos de carga y desplazamiento.
- Clara identificación del tipo de soporte.
- Diseño simétrico, especialmente compacto y ligero.
- Documentación accesible al usuario, tal como catálogos, manuales técnicos y publicaciones especiales.
- Adaptación perfecta a las necesidades de montaje, mediante todas las variedades de producto (soporte colgados, apoyados, en trapecio, etc.)
- Se requiere un solo punto de conexión a la estructuras.

### **1.9.2 Principio de funcionamiento**

El principio de funcionamiento patentado de los soportes de cargas constante LISEGA proporciona las condiciones ideales para el cumplimiento de todos los requerimientos. El principio está basado en la interacción de fuerzas de un muelle principal y de la fuerza resultante de dos muelles auxiliares. La dirección de las fuerza de los dos muelles auxiliares laterales son opuestas, formando así un paralelogramo.

### **1.9.3 Geometría de diseño.**

Los soportes de carga constante LISEGA están dotados de un diseño simétrico y compacto. Esto posibilita un gran ahorro de espacio en su montaje, así como el uso de conexiones estándar. Su reducido peso y la gran sencillez de su instalación en obra proporcionan un importante ahorro de tiempo y dinero. Además, solo se requiere un punto de conexión a viga. La transmisión de carga se realiza directamente a lo largo del eje de simetría del soporte, por lo que no se consideran deflexiones radiales (como en los soportes de brazo de palanca). También se evitan así los momentos producidos en las estructuras del soporte por los soportes de brazo de palanca. El diseño posibilita una lectura directa de la posición de recorrido 1:1.

### **1.9.4 Generalidades de construcción**

Una carcasa de acero cubre los elementos funcionales internos, tales como muelles y levas. La disposición compacta de estos componentes en el interior de la carcasa proporciona dimensiones exteriores muy reducidas. La carcasa está diseñada para soportar esfuerzos y para incorporar los componentes de conexión estándar de LISEGA.

A diferencia de los soportes rusos éstos vienen con muelle fabricados de aceros 5155, 5160, 6145, 6150, entre otros, y la carcasa se fabrica de chapas de aceros 3130, 3145, 4119, 4130, 4135, 4720. [23]

### **1.9.5 Tipos de conexión**

Las roscas de conexión corresponden a los diámetros estándar de los grupos de carga LISEGA. En la conexión superior la longitud de rosca es limitada. En la conexión inferior, la tuerca realiza la función de un tensor, permitiendo el ajuste de alturas de montaje.

La forma de la carcasa del soporte de carga constante LISEGA permite su montaje directo sobre las estructuras metálicas existentes, sin necesidad de otros accesorios. Adicionalmente pueden acoplarse apoyos específicos gracias a los taladros estándar con que cuenta el soporte. Los soportes colgantes de carga constante a partir de grupo de carga 9 (altas solicitaciones de cargas) cuentan con orejetas de unión atornilladas a las células de carga y previstas para conexión por bulón y pasador.

### **1.9.6 Protección anticorrosiva**

El acabado estándar de los soportes de cargas constantes LISEGA aplicado a una superficie metálica limpia, proporciona una perfecta protección anticorrosiva, además de garantizar su resistencia mecánica. Los cojinetes y bulones son construidos de acero inoxidable. Todos los componentes roscados y levas son electrogalvanizadas en amarillo cromatizado. Los muelles están protegidos con un acabado superficial. La protección anticorrosiva estándar para los soportes de carga constante no requiere ningún mantenimiento en ambientes protegidos de agresiones meteorológicas.

### **1.9.7 Soporte hidráulico**

A pesar del uso de soportes de cargas variable y constante, la fricción u otros factores pueden dificultar la dilatación térmica de los sistemas de tubería y de otros componentes. En estos casos pueden emplearse los soportes hidráulicos LISEGA.



Fig. 1.7 Soportes Hidráulicos LISEGA. [24]

### 1.9.8 Aplicaciones

En condiciones ideales el peso de la tubería casi puede ser compensado con las cargas de bloqueo de los soportes de cargas constante. Pueden darse desviaciones mínimas desde los límites admisibles. En algunos casos, la desviación total producida puede exceder los límites admisibles. Este factor de tensión secundaria puede reducir la vida útil de la tubería o sus conexiones y, en el área sometida, la aparición de una rotura repentina depende del tiempo.

Las desviaciones pueden ser causadas por:

- Tolerancias en los espesores de la tubería, cuando los componentes no son pesados individualmente y las diferencias de pesos no son consideradas.
- Los pesos del aislamiento, cuando estos no son exactos a los previstos en cálculos.
- Rozamientos mecánicos y tolerancias de fabricación en los soportes de cargas constante, cuando están fuera d rango (admisible +/- 5%).
- Muelles relajados en los soportes de cargas variable y constante.
- Influencias no predecibles que actúan sobre la tubería.
- Diferencia entre valores teóricos y reales de la distribución de cargas.

Normalmente puede producirse una combinación de estas desviaciones, cuyo resultado final es un valor total considerablemente elevado. Esto es especialmente desfavorable en sistemas de tubería con largos tramos verticales (con muelles). Los desplazamientos verticales pueden ser obstruidos en esta situación; incluso con pequeñas desviaciones individuales relativas puede producirse una parcial o total contracción. Además del posible daño de la deformación elástica, esta situación favorece efectos peligrosos debido a golpes de aire por condensación acumuladas en las contrapendientes producidas, soportadas por la histéresis de los muelles del sistema en presiones y cargas.

En estos casos una solución posible sería complementar los soportes de cargas constante LISEGA. Gracias a su acción hidráulica, la tubería está soportada activamente en sus desplazamientos en cualquier altura predeterminada.

### **1.9.9 Diseño y funcionamiento**

La base del soporte hidráulico LISEGA es el soporte de carga constante estándar, tipo 11. A fin de compensar las diferencias de cargas, está provisto de un sistema auxiliar hidráulico, que proporciona una fuerza activa en ambas direcciones.

Se emplea la temperatura de la tubería a soportar como parámetro de control. La temperatura relevante se convierte electrónicamente en la posición correspondiente. En el proceso de comparación de cargas teóricas/reales, el control proporciona un avance regular hacia la posición vertical teórica.

### **1.9.10 Interruptor automático de seguridad**

El control electro-hidráulico está diseñado de modo que la asistencia hidráulica solo se pierde en caso de un fallo funcional (por ejemplo, un corte de suministro eléctrico). En estos casos, la célula continuaría operando normalmente como un soporte de carga constante convencional.

Es posible ajustar un margen de tolerancia para las desviaciones entre la posición teórica (temperatura) y real (recorrido). El control desconecta el sistema cuando las desviaciones producidas superan los valores de tolerancia prefijados.

### **1.9.11 Desconexión manual.**

Para trabajos de mantenimiento en el sistema o en la caldera es posible desconectar y conectar la asistencia hidráulica de forma manual.

### **1.9.12 Tamaños.**

El soporte hidráulico LISEGA se fabrica en serie para grupos de cargas 5 (FN 20 KN) a 9 (FN 100 KN), con rangos de recorrido 2 (150mm) y 3 (300 mm).

## **1.10 Ejes principales de los soportes de la LPV**

Si bien constituye importancia significativa el estudio de los soportes hasta aquí realizado también merece notable atención el eje principal de los soportes, que es el elemento que conecta el soporte con el punto de restricción total.

Este elemento recibe todas las cargas producidas por la dilatación térmica de la tubería pero en forma de fracción lo cual agudiza el estado tensional del mismo. No existen diferencias sustanciales en el diseño de la geometría de estos elementos, ya que esto va a depender de las condiciones variables del punto de restricción total por lo que muchas de las firmas especializadas en las fabricación de soportes entregan al cliente la responsabilidad de la manufactura de los mismos usando como carga de diseño la máxima del soporte en cuestión. En la CTE rente se ha unificado el criterio de diseño de dichos ejes debido a que todos los puntos de restricción total poseen similares características.

Muchos de los ejes principales de los soportes de la CTE rente han sido reemplazados por ejes nuevos debido a las roturas de los mismos, lo cual, en la actualidad, no se ha convertido en un centro de atención debido a que su rotura no esta acompañada de implicaciones económicas y/o sociales importante y por otra parte por la facilidad de su construcción. Estos ejes originalmente vienen fabricados de 38XH3MΦ, 50C2, etc.

Recientemente ha existido un incremento de la frecuencia de recambio de dichos ejes en la CTE RENTE debido a la rotura repentina de los mismos, lo cual según manifestaciones de expertos y datos estadísticos extraídos de los archivos [25] está relacionado con el incremento de paradas y arrancadas.

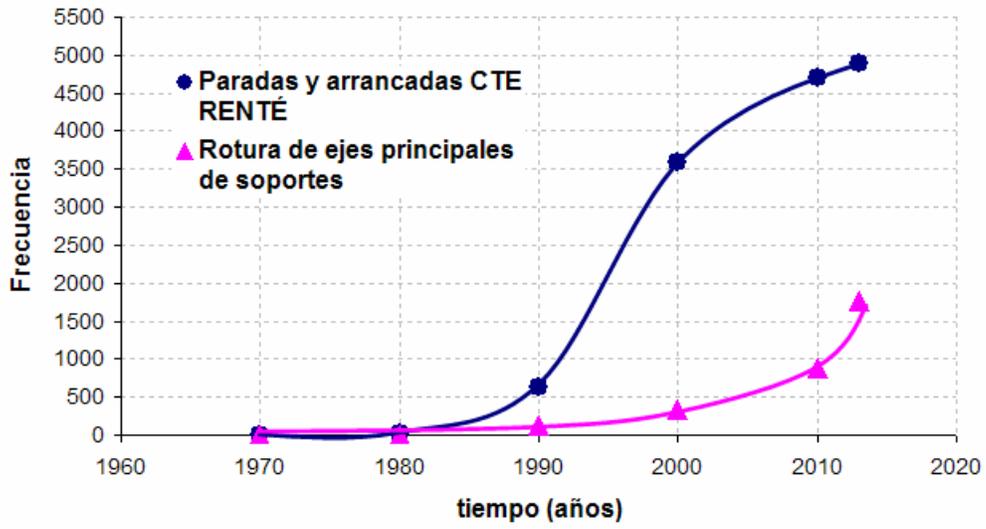


Fig. 1.8 comportamientos de la frecuencia de paradas y arrancadas de la CTE y las roturas de los ejes principales de los soportes de la LPV.

## CONCLUSIONES PARCIALES

---

1. Los números de paradas y arrancadas de la CTE RENTE tuvo un aumento significativo a partir de los años 90 debido a la introducción del crudo cubano como combustible en los generadores de vapor.
2. Se abordó en la revisión bibliográfica a cerca de las consideraciones para el diseño de tuberías constatando que los aspectos fundamentales que influyen en el mismo son:
  - Establecimiento de las condiciones de explotación.
  - Configuración geométrica de la tubería.
  - Correcta selección de material.
3. Las cargas fundamentales que actúan sobre los soportes son las producidas en lo fundamental por el peso de la LPV y las dilataciones térmicas que ocurren como resultado del régimen de explotación.
4. Los muelles de los soportes rusos están contruidos de aceros de mediano contenido de carbono aleado al cromo, y los elementos restantes de aceros de menor responsabilidad.
5. Las características de la carga de los ejes principales de los soportes así como sus dimensiones exhiben en él, un estado tensional significativo, el cual ha propiciado un incremento de la frecuencia de falla de los mismos, acorde con el incremento del número de paradas y arrancada de las unidades de 100 MW de la CTE RENTE.

## CAPÍTULO 2 SOLUCIÓN TECNOLÓGICA AL PROBLEMA

### Introducción

En el presente capítulo se llevan a cabo las tareas necesarias para dar solución al problema planteado en el objetivo del presente trabajo. Entre ellas se señalan la comprobación de la resistencia mecánica y a la fatiga del eje principal de los soportes de la LPV, sobre la base de los resultados obtenidos, modificaciones al diseño del mismo, así como la propuesta de la ruta tecnológica para la fabricación del eje.

En la figura 2.1 se muestra una imagen en isométrico del eje de los soportes que están actualmente en explotación en la CTE RENTÉ. En la tabla 2.1 se muestran las dimensiones del mismo.

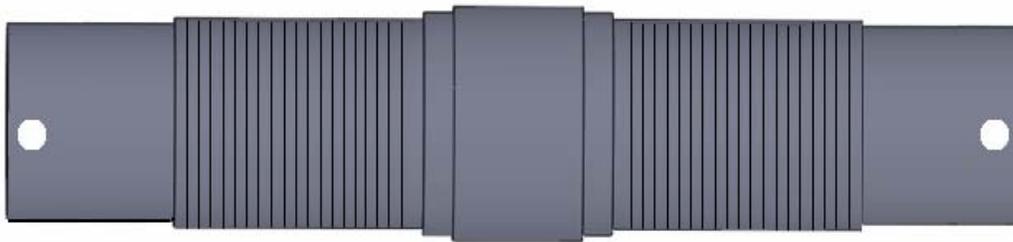


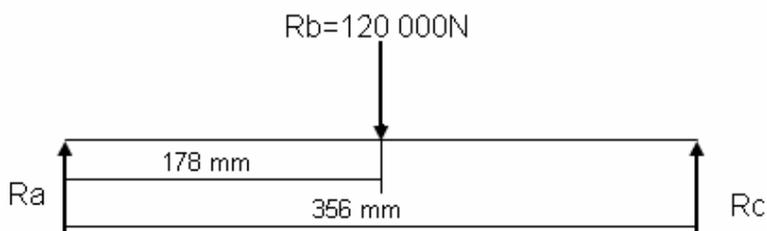
Fig. 2.1 imagen en isométrico del eje de los soportes que están actualmente en explotación

Tabla 2.1 Dimensiones de los ejes principales de los soportes de la LPV.

Escalón 1	Escalón 2	Escalón 3	Escalón 4	Escalón 5	Escalón 6	Escalón 7
d=80 mm	M85x2.5	d=90 mm	M90x2.5	d=90 mm	M85x2.5	d=80 mm
L=40 mm	L=100 mm	L=12 mm	L=100 mm	L=12 mm	L=100 mm	L=40 mm

### 2.1. Cálculo por resistencia mecánica

#### Diagrama de cuerpo libre.



Cálculo de reacciones (Ra y Rc):

$$[\Sigma M_c = 0] \curvearrowright +$$

$$-120\,000\text{N} \cdot 178\text{ mm} + R_a \cdot 356\text{ mm} = 0$$

$$R_a = 60\,000\text{N}$$

$$[\Sigma F_y = 0] \uparrow +$$

$$60\,000\text{N} - 120\,000\text{N} + R_c = 0$$

$$R_c = 60\,000\text{N}$$

**Cálculo del momento flector producto de las fuerzas que actúan sobre el eje:**

**Tramo1:  $0 \leq Z_1 \leq 1$**

$$\Sigma M_{F1} = 0 \curvearrowright +$$

$$-M_{F1} + R_a \cdot Z_1 = 0 \quad \text{Para } Z_1 = 0 \rightarrow M_{F1} = 0$$

$$M_{F1} = R_a \cdot Z_1 \quad \text{Para } Z_1 = 178 \rightarrow M_{F1} = 10\,680\,000\text{N}\cdot\text{mm}$$

**Tramo2:  $0 \leq Z_2 \leq 178\text{ mm}$**

$$\Sigma M_{F2} = 0 \curvearrowright +$$

$$M_{F2} - R_a \cdot Z_2 = 0 \quad \text{Para } Z_2 = 0 \rightarrow M_{F2} = 0$$

$$M_{F2} = R_a \cdot Z_2 \quad \text{Para } Z_2 = 178 \rightarrow M_{F2} = 10\,680\,000\text{ N}\cdot\text{mm}$$

**Cálculo de la tensión máxima ( $\sigma$ ):**

$$\sigma = \frac{M_{f.máx}}{W_x} \leq [\sigma] \rightarrow \sigma = \frac{M_{f.máx}}{0.1 \cdot d^3} \leq [\sigma] \quad d : \text{Diámetro máximo del eje.}$$

Para un diámetro de 95mm:

$$\sigma = \frac{10680000\text{N} \cdot \text{mm}}{0.1 \cdot d^3} \leq [\sigma]$$

$$\sigma = 118,5\text{ N/mm}^2$$

Como:

$$[\sigma] = \frac{0.33 \cdot \sigma_p}{3.8} \quad \text{y } \sigma_p = 1450\text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{para un acero AISI 4340.}$$

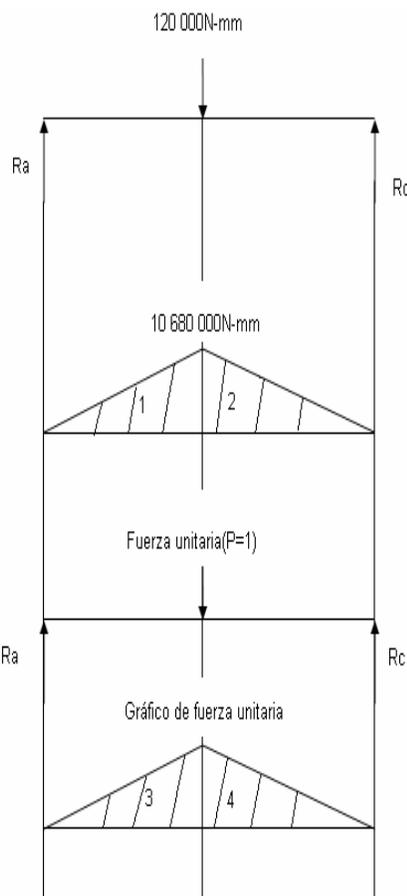
$$[\sigma] = 125.92\text{ N/mm}^2.$$

Por lo antes demostrado podemos afirmar que se cumple el cálculo por resistencia mecánica ya que  $\sigma \leq [\sigma]$ .

### 2.1.1 Cálculo de comprobación a la rigidez (flecha y ángulo de giro).

**Cálculo del diámetro equivalente del eje ( $d_{equiv.}$ ):**

$$d_{equiv.} = \sqrt[4]{\frac{L}{\sum \frac{l_i}{d_i^4}}} = \sqrt[4]{\frac{356mm}{\frac{2 \cdot 40mm}{(80mm)^4} + \frac{2 \cdot 100mm}{(85mm)^4} + \frac{2 \cdot 12mm}{(90mm)^4} + \frac{52mm}{(95mm)^4}}} = 86.28mm$$



Cálculo del momento de inercia ( $I$ ):

$$I = \frac{\pi \cdot d_{equiv.}^4}{64} = \frac{\pi \cdot (86.28mm)^4}{64} = 2.72 \cdot 10^6 mm^4$$

Módulo de elasticidad:

$$E = 2.2 \cdot 10^5 N / mm^2 \rightarrow \text{para un acero 4340.}$$

Cálculo de la flecha en la sección  $\phi$  95mm para:

$$- M_{f.m\acute{a}x} = 10680000 N - mm$$

- Para ello empleo el método de Vereshchaguin.

$$EIy_B = \text{[Diagram of four triangles representing the Vereshchaguin method]} * \text{[Diagram of four triangles representing the Vereshchaguin method]} + \text{[Diagram of four triangles representing the Vereshchaguin method]} * \text{[Diagram of four triangles representing the Vereshchaguin method]}$$

$$EIy_B = \frac{h \cdot h_3 \cdot l}{3} + \frac{h \cdot h_3 \cdot l}{3}$$

$$EIy_B = \frac{10680000 \cdot 1 \cdot 178}{3} + \frac{10680000 \cdot 1 \cdot 178}{3}$$

$$EIy_B = 1267360000 \text{ N} - \text{mm}^3$$

$$y_B = \frac{1267360000 \text{ N} - \text{mm}^3}{2.2 \cdot 10^5 \text{ N} / \text{mm}^2 \cdot 2.72 \cdot 10^6 \text{ mm}^4}$$

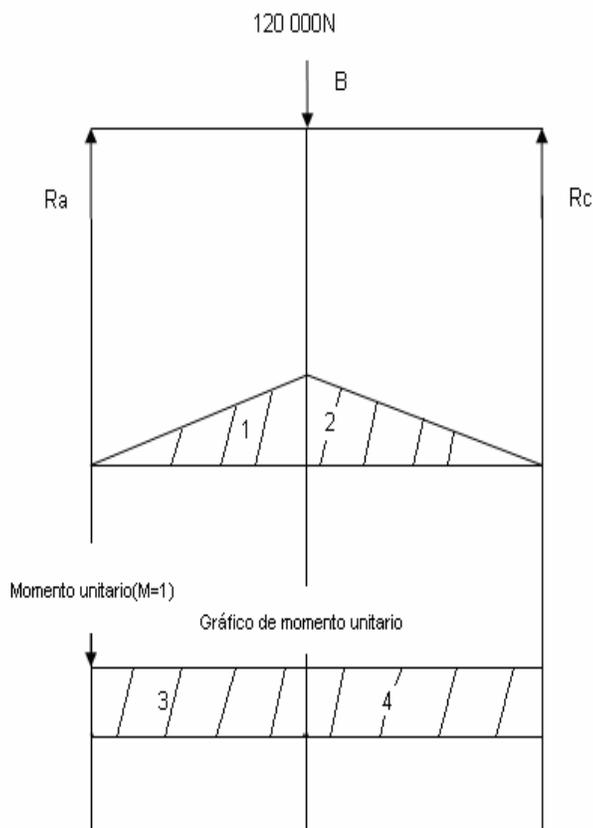
$$y_B = 0.0021 \text{ mm}$$

$$y_B = 0.0021 \text{ mm} \leq [y] = (0.0001 - 0.0003) \cdot l$$

Se cumple la condición de la flecha.

Cálculo del ángulo de giro en la sección  $\phi$  95mm para:

$$- M_{f.máx} = 10680000 \text{ N} - \text{mm}$$



$$EI \theta_B = 1 \cdot 3 + 2 \cdot 4$$

$$EI \theta_B = \text{triángulo} \cdot \text{rectángulo} + \text{triángulo} \cdot \text{rectángulo}$$

$$EI \theta_B = \frac{h \cdot h_3 \cdot l}{2} + \frac{h \cdot h_3 \cdot l}{2}$$

$$EI \theta_B = \frac{10680000 \cdot 1 \cdot 178}{2} + \frac{10680000 \cdot 1 \cdot 178}{32}$$

$$EI \theta_B = 1901040000 \text{ N} - \text{mm}^2$$

$$\theta_B = \frac{1901040000 \text{ N} - \text{mm}^2}{2.2 \cdot 10^5 \text{ N} / \text{mm}^2 \cdot 2.72 \cdot 10^6 \text{ mm}^4}$$

$$\theta_B = 0.0031 \text{ rad}$$

$$\theta_B = 0.0031 \text{ rad} \leq [\theta] = 0.005 \text{ rad}$$

Por lo que se cumple la condición del ángulo de giro.

## 2.2 Cálculo de comprobación de la fatiga para el cambio de sección de 90mm a 95mm.

Las tensiones originadas por la flexión varían según el ciclo simétrico.

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma} \cdot \sigma_a}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{f.m\acute{a}x}}{w_x} = \frac{M_{f.m\acute{a}x}}{0.1 * d^3} = \frac{10680000N}{0.1 * 90^3} = 146.5N / mm^2$$

$$\sigma_a = \sigma_{m\acute{a}x} = 146.5N / mm^2 \quad \sigma_m = 0$$

$\sigma_{-1} = 0.43 * \sigma_u$  -Límite de fatiga por ciclo simétrico.

$$\sigma_{-1} = 556.85N / mm^2 \rightarrow \text{Para un acero AISI 4340.}$$

$$\text{Para } \frac{r}{d} = \frac{2}{90} = 0.022$$

$(k_{\sigma})_0 = 2.7$  Coeficiente efectivo de concentración para la flexión, gráfico

12.8 página 332 Stiopin.

Como:

$$\frac{D}{d} = \frac{95}{90} = 1.05$$

$\varepsilon = 0.28$  → Coeficiente de corrección gráfico 12.11 pág. 329 P. A Stiopin.

Por lo que:

$$k_{\sigma} = 1 + \varepsilon [(k_{\sigma})_0 - 1]$$

$$k_{\sigma} = 1 + 0.28 [2.7 - 1]$$

$$k_{\sigma} = 1.476$$

$\varepsilon_{\sigma} = 0.8$  Gráfico 12.12 página 331 Stiopin. Coeficiente que tiene en cuenta la influencia de las dimensiones.

$\beta = 0.92$  para una superficie pulida, gráfico 12.13 página 332- Stiopin, coeficiente que tiene en cuenta la calidad de la superficie.

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma} \cdot \sigma_a}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad \text{Como: } \sigma_m = 0 \rightarrow \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m = 0$$

$$n_{\sigma} = \frac{556.85 \text{ N/mm}^2}{\frac{1.476 \cdot 146.5 \text{ N/mm}^2}{0.8 \cdot 0.92}}$$

$$n_{\sigma} = 1.86$$

Teniendo en cuenta de que este eje trabaja puramente a flexión:

$$n = n_{\sigma} = 1.86$$

Por lo que:

$$n \geq [n]$$

Se cumple la condición de resistencia a la fatiga ya que:  $1.86 \geq 1.8$

Con los cálculos realizados se percibe que el eje resiste a las sollicitaciones mecánicas a las cuales está sometido, sin embargo, aunque los cálculos relacionados con la fatiga demuestran que el mismo resiste, más del 90 % de los ejes que han fallado han sido a este mecanismo de falla.

Lo descrito anteriormente hace presumir el hecho de que los ejes no están diseñados para resistir regímenes de fatiga, más allá que el que demuestra el coeficiente de seguridad inicial, lo cual se hace más evidente por el hecho del incremento de los ciclos de fatiga de dichos ejes por el aumento de la frecuencia de las paradas y arrancadas entre los años 1985 y 1998.

Por esta razón, sobre la base de los factores de diseño que inciden en el cálculo de fatiga, se realizan modificaciones geométricas en el eje, que incrementa la durabilidad a fatiga sometido a posibles regímenes críticos de explotación como los referenciados en el período anterior.

El esquema isométrico del eje modificado se muestra en la figura 2.2, así como sus dimensiones en la tabla 2.2.

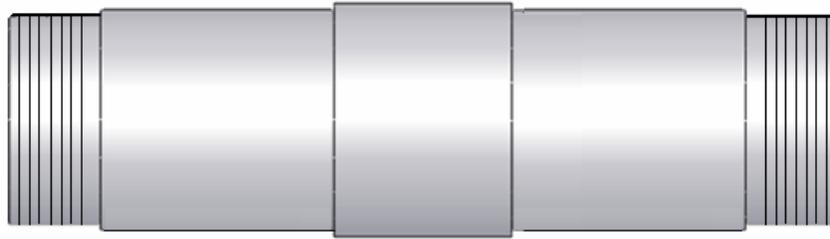


Fig. 2.2 Esquema isométrico del eje modificado.

Tabla 2.2 Dimensiones del eje con las modificaciones propuestas.

Escalón 1	Escalón 2	Escalón 3	Escalón 4	Escalón 5
M90x2.5	d=95 mm	d=100 mm	d=95 mm	M90x2.5
L=40 mm	L=100 mm	L=76 mm	L=100 mm	L=40 mm

Para el eje modificado se desarrolló el cálculo de la resistencia mecánica empleando el método de elementos finitos. Los resultados de las tensiones resultantes, desplazamientos y factor de seguridad se muestran en las figuras 2.3, 2.4 y 2.5 respectivamente.

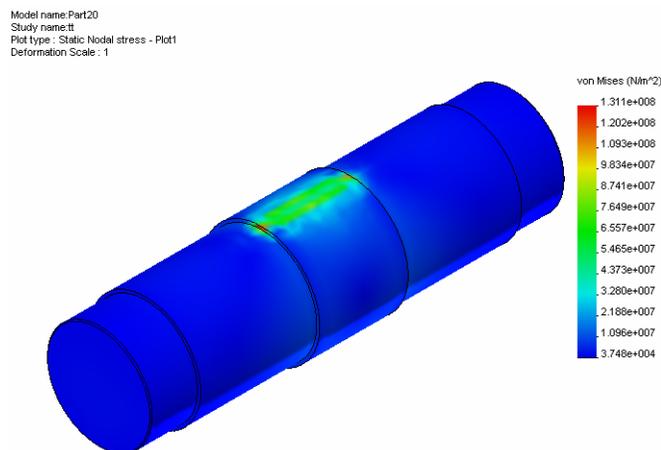


Fig. 2.3 Tensiones resultantes de Von Mises en el eje de soporte modificado.

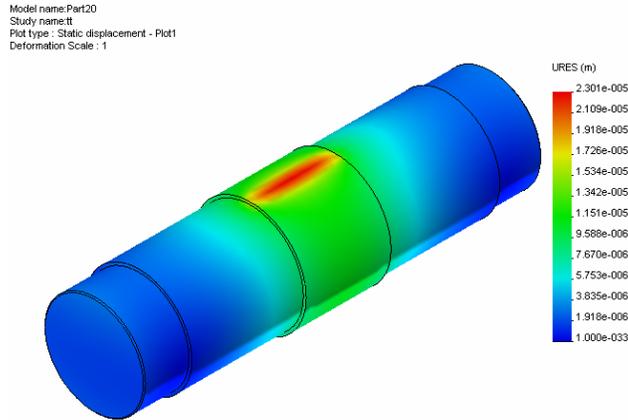


Fig. 2.4 Desplazamientos resultantes de Von Mises en el eje de soporte modificado.

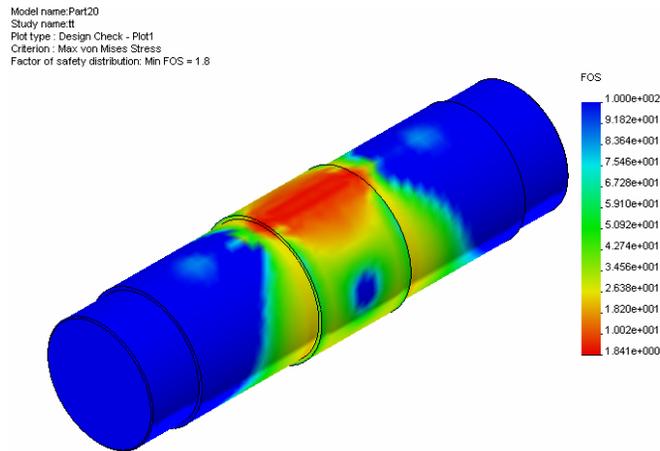


Fig. 2.5 Distribución del factor de seguridad en el eje de soporte modificado.

Por otra parte, se llevó a cabo con las modificaciones llevadas a cabo el cálculo de fatiga, el mismo se desarrolla en el epígrafe 2.3.

### 2.3 Cálculo de comprobación de la fatiga para el cambio de sección de 95 mm a 100 mm.

Las tensiones originadas por la flexión varían según el ciclo simétrico.

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma} \cdot \sigma_a}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{f.m\acute{a}x}}{w_x} = \frac{M_{f.m\acute{a}x}}{0.1 * d^3} = \frac{10680000N}{0.1 * 95^3} = 124.5N / mm^2$$

$$\sigma_a = \sigma_{m\acute{a}x} = 124.5N / mm^2 \quad \sigma_m = 0$$

$\sigma_{-1} = 0.43 * \sigma_u$  -Límite de fatiga por ciclo simétrico.

$$\sigma_{-1} = 600N / mm^2 \rightarrow \text{Para un acero AISI 4340.}$$

$$\text{Para } \frac{r}{d} = \frac{2}{95} = 0.021$$

$(k_\sigma)_0 = 2.7$  Coeficiente efectivo de concentración para la flexión, gráfico 12.8

página 332 Stiopin.

Como:

$$\frac{D}{d} = \frac{100}{95} = 1.05$$

$\epsilon = 0.28$  → Coeficiente de corrección gráfico 12.11 pág. 329 Stiopin.

Por lo que:

$$k_\sigma = 1 + \epsilon [(k_\sigma)_0 - 1]$$

$$k_\sigma = 1 + 0.28 [2,7 - 1]$$

$$k_\sigma = 1.476$$

$\mathcal{E}_\sigma = 0.8$  Gráfico 12.12 página 331 Stiopin. Coeficiente que tiene en cuenta la influencia de las dimensiones.

$\beta = 0.92$  para una superficie pulida, gráfico 12.13 página 332- Stiopin, coeficiente que tiene en cuenta la calidad de la superficie.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma \cdot \sigma_a}{\mathcal{E}_\sigma \cdot \beta} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad \text{Como: } \sigma_m = 0 \rightarrow \psi_\sigma \cdot \sigma_m = 0$$

$$n_\sigma = \frac{600N / mm^2}{\frac{1.476 \cdot 124.5N / mm^2}{0.8 \cdot 0.92}}$$

$$n_\sigma = 2.04$$

Teniendo en cuenta de que este eje trabaja puramente a flexión:

$$n = n_{\sigma} = 2.04$$

Por lo que:

$$n \geq [n]$$

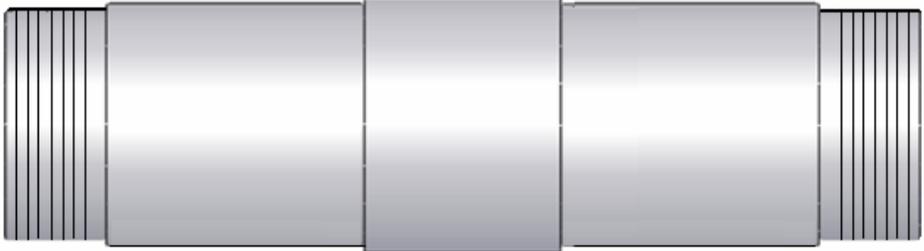
Se cumple la condición de resistencia a la fatiga ya que:  $2.04 \geq 1.8$

## 2.4 Ruta tecnológica

Grupo de manufactura Universidad de Oriente.		Carta ruta		Código de la pieza				Código de los documentos tecnológicos			
				Denominación de la pieza				Etapas de elaboración			
				EJE SOPORTE.				DT			
				Pieza en bruto primaria							
Denominación y grado	Código	Unidad Medida	Masa Pieza	Código Tipo	Perfil y dimensiones	Cantidad	Masa	Unidad de normación	Norma de consumo	Coef. de aprov. del material	
	-	Kg.	2.12kg.		Ø100mm y L=362mm.		-				
Oper. Nro	Denominación y breve contenido de la operación tecnológica	Equipo tecnológico	Utillaje tecnológico. Herramienta, auxiliar.	Norma Rend.	Cant. Trab.	Cant. De piezas simultaneas	Tarifa Escala salarial (\$/h)				
				Cargo u oficio	Grupo escala salarial	Unidad, norma	Cuantía de salario				
005	Corte: (Cortar la pieza en bruto). hasta L= 362	Segueta mecánica SGK-300	Cinta métrica, punta de Marcar, hoja de segueta, dispositivo de apoyo.								
010	Torneado: refrentar, cilindrar de desbaste y roscar.	Torno de cilindrar y roscar modelo C11-MT	Plato autocentrante de 3 mordazas, cuchillas de refrentar y cilindrar, Micrómetro, pie de rey.								

015	Control: controlar las dimensiones funcionales y errores.		Pie de rey, micrómetro, patrones de rugosidad Superficial.						
-----	---	--	--	--	--	--	--	--	--

## 2.5 Carta de operación tecnológica

Croquis					Número				Denominación de la operación				
					Taller	Sección	Operación		TORNEADO.				
					Denominación y grado del material		Masa de la pieza		Pieza en bruto				
							2.12 Kg.		Perfil y dimensiones		Dureza		Masa
					Cantidad de piezas que se elaboraran al mismo tiempo		Equipo tecnológico, (Código, Denominación, No de inventario)						
					Utillaje tecnológico, código, denominación				Refrigerante				
No. Paso tecnológico	Contenido del paso tecnológico	Herramienta y medio			Dimensiones calculadas		a	i	Regimenes de corte			TP	TA
		Auxiliar	De corte	De medición	Diám. (mm)	Longitud (mm)			S	n	V		
1	Montar y fijar pieza en plato autocentrante de 3 mordazas.	Llaves											1
2	Refrentar Ø102		Cuchilla T15K6	Pie de rey.	101	55	3	1	0.6	500	195	0.18	
3	Hacer agujero para centro.		Broca de centro d=5	Pie de rey.					Manua				

4	Invertir pieza												1.5
5	Refrentar		Cuchilla T15K6	Pie de rey.	101	55	3	1	0.6	600	195	0.18	
6	Realizar agujero para centro		Broca de centro d=5	Pie de rey.					Manua 1				1.5
7	Fijar entre puntos												1
8	Cilindrar de desbaste Ø100x216mm.		Cuchilla T15K6	Pie de rey.	100	216	2.5	1	0.6	600	195	0.13	
9	Cilindrar de desbaste Ø95x140mm.		Cuchilla T15K6	Pie de rey.	95	140	2.5	1	0.2	600	195	0.03	
10	Cilindrar de acabado Ø95x140mm		Cuchilla T15K6	Pie de rey.	95	140	2.5	1	0.6	600	195	0.17	
11	Cilindrar de desbaste Ø92x40mm		Cuchilla T15K6	Pie de rey.	91	40	2	1	0.6	600	195	0.06	
12	Cilindrar de acabado Ø91x40mm		Cuchilla T15K6	Pie de rey.	90	40	0.5	1	0.2	600	195	0.014	
13	Invertir pieza												1.5
14	Cilindrar de desbaste Ø95x140mm		Cuchilla T15K6	Pie de rey.	95	140	2.5	1	0.6	600	195	0.13	

15	Cilindrar de acabado Ø95x140mm		Cuchilla T15K6	Pie de rey.	95	140	2.5	1	0.6	600	195	0.03	
16	Cilindrar de desbaste Ø92x40mm		Cuchilla T15K6	Pie de rey.	91	40	2.5	1	0.2	600	195	0.17	
17	Cilindrar de acabado Ø91x40mm		Cuchilla T15K6	Pie de rey.	90	40	2.5	1	0.6	600	195	0.03	
18	Desmontar pieza												

## **2.6 Control estadístico de ciclos de paradas y arrancadas para predecir el fallo del eje principal de los soportes de la LPV.**

Sobre la base de la problemática surgida en la CTE RENTÉ acerca de la constante frecuencia de fallo de los ejes principales de los soportes de la LPV, y ante la constante preocupación del departamento técnico, se elaboró un gráfico de control que permitiera predecir el momento en que, sobre la base de las frecuencias de paradas y arrancadas, los ejes pudieran aproximarse a la falla.

Para ello se tomaron de los archivos de RENTÉ, valores históricos de frecuencia de paradas y arrancadas por 1 año, trabajando la CTE bajo condiciones normales de explotación y sin que se hubiera producido la falla de un eje.

Estos valores fueron introducidos en un gráfico de control y se obtienen los límites superior e inferior de control, que indican los valores críticos por el que la frecuencia de parada y arrancada de la CTE no debe transitar para que no se produzca la rotura del eje.

Por otra parte, se tomaron los resultados de la media y desviación estándar para condiciones normales de explotación, los mismos responden a:

Media= 0,0136986 ciclos/día

Desv. est.= 0,0064273 ciclos/día

Estos valores son guardados por el software para comparar con futuras datas experimentales que sean testigos del comportamiento de la CTE, los cuales indicarán si la frecuencia de paradas y arrancadas hasta la fecha de observación marcha de acuerdo a garantizar la no falla del eje principal de los soportes de la LPV.

En la figura 2.6 se muestra el gráfico de control para el proceso bajo límites de control y en la 2.7 indica una data experimental hipotética que se ha introducido en el software para demostrar la tendencia que tiene el proceso de salirse de control.

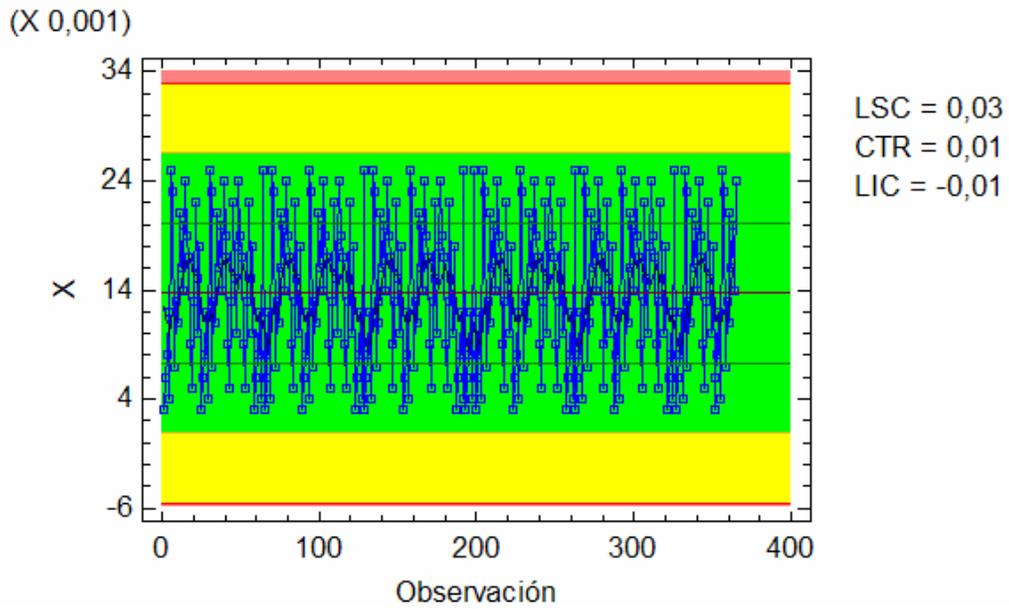


Fig. 2.6 Control estadístico de la frecuencia de falla de los ejes bajo límites de control.

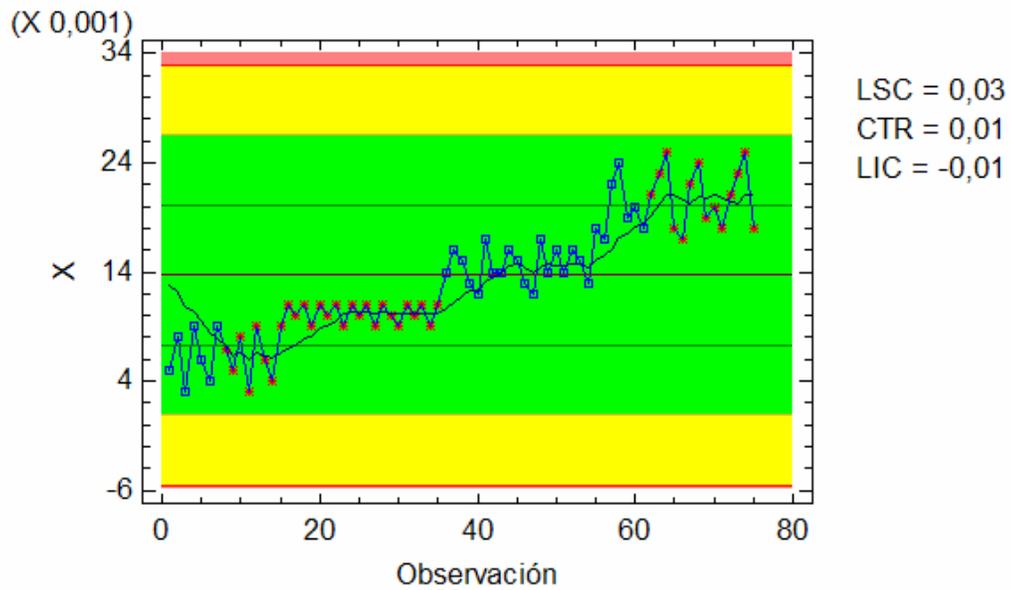


Fig. 2.7 Control estadístico de la frecuencia de falla de los ejes con tendencia a salirse de control.

## CONCLUSIONES PARCIALES

---

1. Se demostró con los cálculos de resistencia mecánica que independientemente del eje resistir ligeramente a la fatiga, el mismo falla debido a la ocurrencia crítica de regímenes de explotación al que no responde el factor de seguridad calculado.
2. Se propuso un nuevo modelo de eje con modificaciones geométricas y dimensionales que según los cálculos proyectados resiste mecánicamente a la fatiga con un factor de seguridad de 1.8 y 2.04 respectivamente.
3. Se propuso la ruta tecnológica y la carta de procesos tecnológicos para el nuevo eje diseñado.
4. Se elaboró el gráfico de control de los ciclos de parada y arrancadas para predecir estadísticamente la falla del eje principal de los soporte de la LPV.

## CAPÍTULO 3: VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL

---

### Valoración económica:

En la proyección de mecanismos y dispositivos se debe tener en cuenta el análisis económico, lo cual considera el costo de las piezas que conforman dicho mecanismo. En la valoración económica he de enmarcar aspectos fundamentales como el costo de los materiales ha emplear, el personal designado para su fabricación, los procesos tecnológicos ha llevar a cabo y las tecnologías empleadas. En general la solución más adecuada a tener en cuenta son los costos de construcción que deben ser los mínimos, cumpliendo de esta forma los requisitos necesarios para un buen funcionamiento de la máquina.

### 3.1. Cálculo económico de la pieza:

#### Secuencia de elaboración de la pieza:

005 Corte: Segueta mecánica SGK-300

1. Montar y fijar pieza. (Ta = 1 min.)
2. Cortar pieza.

010 Torneado: Torno Universal C11MT.

1. Montar y fijar pieza en plato autocentrante. (Ta= 1min).
2. Refrentar superficie.

Velocidad de corte:  $v = 195\text{mm/min}$ .

$$t_p = \frac{L_c}{n * s} * i$$

$$t_p = \frac{55}{500 * 0,6} * 1$$

$$t_p = 0.18\text{min}$$

$$L_c = l_g + l_a + l_s + l_p$$

$$L_c = 3 + 2 + 2 + 55$$

$$L_c = 55\text{mm}$$

$$l_g = \frac{a}{\tan \varphi}$$

$$l_g = \frac{3}{\tan 45^\circ}$$

$$l_g = 3\text{mm}$$

Le- Longitud de entrada.

Lg- Longitud geométrica.

La- Longitud de avance.

Lm-Longitud maquinada.

Ls- Longitud de salida.

Lc-Longitud de cálculo.

3. Realizar agujero para centro. (Ta = 1.5 min.)
4. Invertir pieza. (Ta = 1.5 min.)
5. Refrentar superficie.
6. Realizar agujero para centro. (Ta= 1.5min).
7. Fijar entre puntos. (Ta= 2.0min).
8. Cilindrar de desbaste hasta Ø95.

Velocidad de corte:  $v=195\text{mm/min}$ .

$$l_g = \frac{a}{\tan \varphi} \quad L_c = l_g + l_a + l_s + l_p$$

$$l_g = \frac{3}{\tan 45^\circ} \quad L_c = 3 + 2 + 2 + 52$$

$$l_g = 3\text{mm} \quad L_c = 59\text{mm}$$

$$v = \frac{\pi * d * n}{1000}$$

$$n = \frac{1000 * v}{\pi * d}$$

$$n = \frac{1000 * 195}{\pi * 95}$$

$$n = 653.7\text{rpm}$$

$$a_{\text{máx}} = \frac{D - d}{2} \quad i = \frac{a_{\text{máx}}}{3}$$

$$a_{\text{máx}} = \frac{100 - 95}{2} \quad i = \frac{2.5}{3}$$

$$a_{\text{máx}} = 2.5\text{mm} \quad i = 0.83\text{mm}$$

$$t_p = \frac{L_c}{n * s} * i$$

$$t_p = \frac{59}{600 * 0,6} * 0.83$$

$$t_p = 0.13\text{min}$$

9. Cilindrar de desbaste. De Ø95 a Ø90.

Velocidad de corte:  $v=195\text{mm/min}$ .

$$l_g = \frac{a}{\tan \varphi} \quad L_c = l_g + l_a + l_s + l_p$$

$$l_g = \frac{3}{\tan 45^\circ} \quad L_c = 3 + 2 + 2 + 12$$

$$l_g = 3\text{mm} \quad L_c = 19\text{mm}$$

$$a_{\text{máx}} = \frac{D - d}{2}$$

$$a_{\text{máx}} = \frac{95 - 90}{2}$$

$$a_{\text{máx}} = 2.5\text{mm}$$

$$i = \frac{a_{\text{máx}}}{3}$$

$$i = \frac{2.5}{3}$$

$$i = 0.83\text{mm}$$

$$v = \frac{\pi * d * n}{1000}$$

$$n = \frac{1000 * v}{\pi * d}$$

$$n = \frac{1000 * 195}{\pi * 90}$$

$$n = 690.02\text{rpm}$$

$$t_p = \frac{L_c}{n * s} * i$$

$$t_p = \frac{19}{850 * 0,6} * 0,83$$

$$t_p = 0.03\text{min}$$

10. Cilindrar de desbaste. De Ø90 a Ø85.

Velocidad de corte:  $v=195\text{mm/min}$ .

$$l_g = \frac{a}{\tan \varphi}$$

$$l_g = \frac{3}{\tan 45^\circ}$$

$$l_g = 3mm$$

$$L_c = l_g + l_a + l_s + l_p$$

$$L_c = 3 + 2 + 2 + 100$$

$$L_c = 107mm$$

$$a_{m\acute{a}x} = \frac{D-d}{2}$$

$$a_{m\acute{a}x} = \frac{90-85}{2}$$

$$a_{m\acute{a}x} = 2.5mm$$

$$i = \frac{a_{m\acute{a}x}}{3}$$

$$i = \frac{2.5}{3}$$

$$i = 0.83mm$$

$$v = \frac{\pi * d * n}{1000}$$

$$n = \frac{1000 * v}{\pi * d}$$

$$n = \frac{1000 * 195}{\pi * 85}$$

$$n = 730.6rpm.$$

$$t_p = \frac{L_c * i}{n * s}$$

$$t_p = \frac{107}{850 * 0.6} * 0.83$$

$$t_p = 0.17 \text{ min}$$

11. Cilindrar de desbaste. De Ø85 a Ø81.

$$l_g = \frac{a}{\tan \varphi}$$

$$l_g = \frac{3}{\tan 45^\circ}$$

$$l_g = 3mm$$

$$L_c = l_g + l_a + l_s + l_p$$

$$L_c = 3 + 2 + 2 + 40$$

$$L_c = 47mm$$

$$a_{m\acute{a}x} = \frac{D-d}{2}$$

$$a_{m\acute{a}x} = \frac{85-81}{2}$$

$$a_{m\acute{a}x} = 2mm$$

$$i = \frac{a_{m\acute{a}x}}{3}$$

$$i = \frac{2}{3}$$

$$i = 0.66mm$$

$$v = \frac{\pi * d * n}{1000}$$

$$n = \frac{1000 * v}{\pi * d}$$

$$n = \frac{1000 * 195}{\pi * 81}$$

$$n = 766.2rpm.$$

$$t_p = \frac{L_c * i}{n * s}$$

$$t_p = \frac{47}{850 * 0.6} * 0.66$$

$$t_p = 0.06 \text{ min}$$

12. Cilindrar de acabado. De Ø81 a Ø80.

$$l_g = \frac{a}{\tan \varphi}$$

$$l_g = \frac{3}{\tan 45^\circ}$$

$$l_g = 3mm$$

$$L_c = l_g + l_a + l_s + l_p$$

$$L_c = 3 + 2 + 2 + 40$$

$$L_c = 47mm$$

$$a_{m\acute{a}x} = \frac{D-d}{2}$$

$$a_{m\acute{a}x} = \frac{81-80}{2}$$

$$a_{m\acute{a}x} = 0.5mm$$

$$\begin{aligned}
 i &= \frac{a_{\text{máx}}}{3} & v &= \frac{\pi * d * n}{1000} & t_p &= \frac{L_c}{n * s} * i \\
 i &= \frac{0.5}{3} & n &= \frac{1000 * v}{\pi * d} & t_p &= \frac{47}{850 * 0,6} * 0,16 \\
 i &= 0.16 \text{ mm} & n &= \frac{1000 * 195}{\pi * 80} & t_p &= 0.014 \text{ min} \\
 & & n &= 776.2 \text{ rpm.} & &
 \end{aligned}$$

13. Invertir pieza.

14. Cilindrar de desbaste Ø95x152mm.

-Velocidad de corte:  $v=195\text{mm/min}$ .

$$\begin{aligned}
 l_g &= \frac{a}{\tan \varphi} & L_c &= l_g + l_a + l_s + l_p & v &= \frac{\pi * d * n}{1000} \\
 l_g &= \frac{3}{\tan 45^\circ} & L_c &= 3 + 2 + 2 + 52 & n &= \frac{1000 * v}{\pi * d} \\
 l_g &= 3 \text{ mm} & L_c &= 59 \text{ mm} & n &= \frac{1000 * 195}{\pi * 95} \\
 & & & & n &= 653.7 \text{ rpm.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 a_{\text{máx}} &= \frac{D - d}{2} & i &= \frac{a_{\text{máx}}}{3} & t_p &= \frac{L_c}{n * s} * i \\
 a_{\text{máx}} &= \frac{100 - 95}{2} & i &= \frac{2.5}{3} & t_p &= \frac{59}{600 * 0,6} * 0.83 \\
 a_{\text{máx}} &= 2.5 \text{ mm} & i &= 0.83 \text{ mm} & t_p &= 0.13 \text{ min}
 \end{aligned}$$

15. Se repiten las operaciones desde (9) hasta (12).

19. Roscar de desbaste diámetro M85x1.5.

$$\begin{aligned}
 l_g &= \frac{a}{\tan \varphi} & L_c &= l_g + l_a + l_s + l_p & v &= \frac{\pi * d * n}{1000} \\
 l_g &= \frac{3}{\tan 45^\circ} & L_c &= 3 + 2 + 2 + 100 & n &= \frac{1000 * v}{\pi * d} \\
 l_g &= 3 \text{ mm} & L_c &= 109 \text{ mm} & n &= \frac{1000 * 12}{\pi * 85} \\
 & & & & n &= 44.96 \text{ rpm.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 a &= 0.886 * P \\
 a &= 0.866 * 1.5 \quad i = 2 \\
 a &= 1.29mm \\
 t_p &= \frac{L_c}{n * s} * i \\
 t_p &= \frac{109}{40 * 0,6} * 2 \\
 t_p &= 9.08 \text{ min}
 \end{aligned}$$

20. Roscar de acabado diámetro M85x1.5.

$$\begin{aligned}
 t_p &= \frac{L_c}{n * s} * i \\
 t_p &= \frac{109}{40 * 0,6} * 3 \\
 t_p &= 13.6 \text{ min} \\
 a &= 1.29mm \quad i = 3
 \end{aligned}$$

21. Invertir pieza.

22. Roscar de desbaste diámetro M85x1.5.

$$a = 1.29mm \quad i = 2$$

23. Roscar de acabado diámetro M85x1.5.

$$a = 1.29mm \quad i = 3$$

24. Biselar cantos vivos 2x45.

25. Desmontar pieza.

### **Cálculo económico de la pieza elaborada:**

#### **El costo de la pieza o artículo:**

El costo de la pieza o artículo se calcula teniendo en cuenta: gastos en materiales de producción, gastos en salarios de los obreros de producción y los gastos de amortización y mantenimiento.

Los gastos de materiales incluyen los costos de los materiales básicos, pieza en bruto y materias primas y los costos para materiales auxiliares.

En los gastos de amortización y mantenimiento entran los costos iniciales de máquinas, y herramientas, además de los gastos de mantenimiento. La

maquinaria, accesorios y herramientas empleadas suelen dividirse en universal y especial. La universal puede emplearse para la fabricación de distintas piezas

La valoración económica realizada tiene en cuenta los costos asociados al consumo de materias primas para la fabricación de las piezas, el proceso de producción y la mano de obra empleada durante el mismo, el consumo de energía eléctrica en el mecanizado de las piezas y el costo relacionado con el uso de las máquinas herramientas.

No se tuvieron en cuenta los costos relacionados con el consumo y amortización de herramental por la dificultad existente en el medio para determinar tanto la vida promedio de la herramienta así como su precio. En ninguna de las operaciones tecnológicas de mecanizado se emplearon dispositivos especiales por lo que no se justifica incluir en el cálculo de costos

**-Los costos totales se obtienen mediante:**

$$C = M + \sum_{i=1}^m S_0 + \sum_{i=1}^m Ha$$

-Costo de la pieza o artículo:

Donde:

C: costo de producción de la pieza (pesos).

M: gastos en materiales por unidad de producción (pieza en bruto);

So: gastos en salarios de los obreros de producción.

Ha: gastos en accesorios de taller.

-Gastos de material:

$$M = G_1 * q_1 - G_2 * q_2$$

Donde:

M: gastos de materiales empleados en la pieza (pesos).

$G_1$  y  $G_2$ : masa del material de la pieza en bruto y masa de los desechos en Kg.

$q_1$  y  $q_2$ : precio en pesos por kilogramo del material de la pieza.

$q_1 = 0.82$  CUC/Kg. Acero 4340 (Tabla de costos).

Material: Acero 4340.

$G_1 = 4$  kg. (Referencia)

$G_2 = 1.88 \text{ kg.}$  (Referencia)

$q_1 = \$0.82\text{CUC/Kg.}$  Acero 40 XH (Tabla de costos).

$q_2 \rightarrow$  En este caso no se considera porque el taller no tiene una línea de producción definida.

$G_3$ : Masa de la pieza elaborada. (2.12kg).

**DATOS:**

$$\gamma = 7.85 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3}$$

$$G_2 = G_1 - G_3$$

$$G_2 = 4\text{kg.} - 2.12\text{kg}$$

$$G_2 = 1.88\text{kg}$$

$$M = G_1 * q_1 - G_2 * q_2$$

$$M = 4 * 0.82 - 1.88 * 0.82$$

$$M = 1.64\text{CUC}$$

**Costos relacionados con el proceso de torneado:**

**-Cálculo de los gastos en salario:**

$$S_0 = \sum_{i=1}^m (t_{so} + t_{ca}) * \frac{t_c}{60} * k_{dr} * k_v * k_{ss}$$

$t_{so}$ : Tarifa salarial del operario en \$/h.  $\rightarrow t_{so} = 1.83 \frac{\text{CUP}}{\text{h}}$  (Operario "A" de taller).

$k_{dr}$ : Coeficiente que tiene en cuenta el descanso retribuido  $K_{dr} = 1,090$

$k_{ss}$ : Coeficiente que tiene en cuenta los pagos a la seguridad social.

$$k_{ss} = 1,08$$

$$k_v = 1$$

$t_c$ : (Tiempo de cálculo), para ello necesito:

Tiempo Operativo ( $t_{op}$ ):

Donde:

$$t_{op} = t_p + t_a$$

$$t_{op} = 46.5 + 8$$

$$t_{op} = 54.5 \text{ min}$$

$t_p$ : es la sumatoria de los tiempos principales.

$t_a$ : son los tiempos auxiliares.

Tiempo de servicio técnico ( $t_{st}$ ):

$$t_{st} = (0.01 - 0.035) * t_p$$

$$t_{st} = 1.62 \text{ min}$$

Tiempo de Servicio Organizativo. ( $t_{so}$ ):

$$t_{so} = (0.08 - 0.025) * t_{op}$$

$$t_{so} = 1.36 \text{ min}$$

Tiempo de Servicio:

$$t_s = t_{st} + t_{so}$$

$$t_s = 1.62 + 1.36$$

$$t_s = 2.98 \text{ min}$$

Tempo Unitario:

$$t_u = t_{op} + t_s + t_{rn}$$

$$t_u = 54.5 + 2.98 + 60$$

$$t_u = 117.4 \text{ min}$$

( $t_{pc}$ ): Tiempo preparativo conclusivo:

$$t_{pc} = 15 \text{ min.}$$

Tiempo de cálculo ( $t_c$ ):  $n = 1$

$$t_c = t_u + \frac{t_{pc}}{n}$$

$$t_c = 117.4 + \frac{15}{1}$$

$$t_c = 132.4 \text{ min}$$

$$S_0 = \sum_{i=1}^m (t_{so}) * \frac{t_c}{60} * k_{dr} * k_v * k_{ss}$$

$$S_0 = 1.83 * \frac{132}{60} * 1.090 * 1 * 1.08$$

$$S_0 = 4.73 \text{ CUP}$$

**-Cálculo de los gastos de amortización y mantenimiento:**

$$Ha = \sum_{i=1}^m Ci$$

Dónde:  $Ci$  corresponde a cada uno de los elementos que componen los gastos de amortización y mantenimiento.

**-Los gastos para amortizar la maquinaria universal. ( $C_1$ ).**

Donde:

$C_m$  : costo por tarifa de la máquina.  $C_m = 3\ 400\ CUP$  (torno C11MT)

F: Fondo de tiempo anual de trabajo de la máquina, en horas.  $F = 16300h$

$\eta$ : Coeficiente de utilización de la máquina (para tornos universales  $\eta=0,8-0,75$ ).  $\eta = 0,75$

$\alpha$  : Coeficiente de amortización anual de la máquina.  $\alpha = (10 - 16 \%) = 11 \%$

$t_c$  : Tiempo de cálculo.  $t_c = 132.4\ min$

$$C_1 = \frac{1,1 \times \alpha \times C_m}{100 \times 60 \times F \times \eta} \times t_c$$

$$C_1 = \frac{1.1 * 11 * 3400}{100 * 60 * 16300 * 0.75} * 132.4$$

$$C_1 = 0.65\ CUP$$

**-Los gastos por reparación de la máquina vendrán dados por. ( $C_2$ ):**

$$C_2 = \frac{1,1 \times \beta \times C_m}{100 \times 60 \times F \times \eta} \times t_c$$

$\beta$  : Norma media de los gastos por reparaciones corrientes, revisiones y comprobaciones, se toma (4,5 a 5). (Coeficiente de descuento por reparaciones).

$$C_2 = \frac{1,1 \times \beta \times C_m}{100 \times 60 \times F \times \eta} \times t_c$$

$$C_2 = \frac{1.1 * 4.5 * 3400}{100 * 60 * 16300 * 0.75} * 132.4$$

$$C_2 = 0.26\ CUP$$

**-Los gastos de energía eléctrica vienen dados por ( $C_5$ ):**

$$C_5 = \frac{N_m \times \varphi_m \times C_{KW}}{0,88 \times 60} \times T_p$$

Donde:

$N_m$  : Potencia de los motores de la máquina (7.5Kw.).

$\varphi_m$  : Coeficiente de carga del motor eléctrico según potencia (0.5-1).

$C_{kw}$  : Costo en pesos por 1 Kw-h de energía eléctrica.

0,88: coeficiente que expresa las pérdidas en redes y motores.

$$C_5 = \frac{N_m \times \varphi_m \times C_{KW}}{0,88 \times 60} \times T_p$$

$$C_5 = 3.30 \text{ CUP}$$

$$\sum_{i=1}^m Ha = C_1 + C_2 + C_5$$

$$\sum_{i=1}^m Ha = (0.65 + 0.26 + 3.3) \text{ CUP}$$

$$\sum_{i=1}^m Ha = 4.21 \text{ CUP}$$

**-Los costos totales por operaciones de mecanizado se obtienen mediante:**

$$C = M + \left( \sum_{i=1}^m S_0 + \sum_{i=1}^m Ha \right)$$

$$C = 1.64 \text{ CUC} + (4.73 + 4.21) \text{ CUP} .$$

$$C = 1.64 \text{ CUC} + 8.94 \text{ CUP}$$

**Costos por tratamiento térmico:**

Temple de 830 – 850 °C enfriar en aceite.

Temple.

$$\begin{aligned} T_c &= 1.4 * H & T_p &= \frac{T_c}{4} \\ T_c &= 1.4 * 42 & T_p &= \frac{58.8}{4} & T_T &= T_C + T_P \\ T_c &= 58.8 \text{ min} & T_p &= 14.7 \text{ min} & T_T &= 73.5 \text{ min} \end{aligned}$$

Revenido a 450 °C.

$$T_T = 1.6 * H$$

$$T_T = 1.6 * 42$$

$$T_T = 67.2 \text{ min}$$

**Tiempo total de tratamiento térmico:(  $T_{TTT}$  ).**

$$T_{TTT} = T_{TT} + T_{TR}$$

$$T_{TTT} = 73.5 + 67.2$$

$$T_{TTT} = 140.7 \text{ min} = 2.34$$

$T_{TT}$  : Tiempo total para el temple.

$T_{TR}$  : Tiempo total para el revenido.

**Costos del proceso de tratamiento térmico.**

$$C_{TT} = P_{\text{horno}} \cdot 6.5 \frac{\text{CUP}}{\text{kW h}} \cdot T_{TTT}$$

$$C_{TT} = 20 \text{ kW} \cdot 6.5 \frac{\text{CUP}}{\text{kW h}} \cdot 2.34 \text{ h}$$

$$C_{TT} = 304 \text{ CUP}$$

**Costo total de la pieza.**

$$C_{\text{total}} = C_{\text{Costo pieza}} \text{ y } C_{\text{maquinado}} + C_{\text{trat térmico}}$$

$$C_{\text{total}} = 1.64 \text{ CUC y } 304 \text{ CUP}$$

### 3.2. Valoración medio ambiental

La protección del medio ambiente es uno de los problemas científico- técnicos más complejos que enfrenta la humanidad actualmente. El desarrollo vertiginoso de las máquinas en los últimos años ha llevado a niveles sin precedentes la contaminación de la atmósfera y las aguas con sustancias nocivas al hombre, los animales y las plantas. La construcción de esta máquina y los trabajos que se realizan en el taller tienen un impacto medio ambiental inevitable, las distintas máquinas del taller producen ruidos, aunque el taller está en las afueras de la ciudad, los trabajadores siempre son afectados en su seguridad y la salud, se debe tener cuidado con el manejo de virutas, piezas cubiertas de grasa que se desechan, acumuladores que vierten su contenido al medio, los frecuentes derrames de lubricantes y líquidos refrigerantes y combustibles. Los talleres son lugares donde se debe combatir la emisión de partículas no quemadas y la generación de gases tóxicos, las cuales pueden provocar consecuencias negativas a la salud fundamentalmente a los trabajadores a pie de obra.

Las evaluaciones del impacto ambiental, constituyen un instrumento esencial y una técnica generalizada para la protección del medio ambiente y el uso racional de los recursos naturales, que representan un medio para alcanzar el desarrollo sostenible, en tanto permiten introducir la variable ambiental en los programas de desarrollo y en la toma de decisiones sobre los proyectos con incidencia en el ambiente. Para eliminar o mejorar los efectos nocivos al medio ambiente el taller instaló extractores de aire, adquirió medios de protección como orejeras, overoles y botas. Otras de las medidas que se deben aplicar y que en la mayoría de los casos se descuidan son:

- Antes de poner en marcha la máquina o accesorios, asegúrese que tanto la pieza, herramienta y dispositivo, estén correctamente fijados.
- Sitúe las palancas del equipo en posición neutral antes de arrancar el mismo.
- Nunca deje sola una máquina cuando ellas estén en movimiento. Si necesita ausentarse detenga totalmente el equipo.
- Nunca use las ropas sueltas, en caso de emplear mangas abotónelas.
- Mantenga el área de trabajo libre de obstáculos y limpia. No deje las piezas sobre el piso o alrededor de la máquina.

- Al limpiarse las manos no utilice estopas contaminadas de virutas.
- Emplee las herramientas y llaves apropiadas, según las dimensiones de los elementos. No utilice llaves regulables.
- Los botones para detener los equipos siempre son de color rojo. Identifíquelos.
- Economizar la corriente eléctrica, no dejando las máquinas funcionando innecesariamente.
- Debe concentrar su atención sobre el trabajo.

Dado que los plásticos son relativamente inertes, los productos terminados no representan ningún peligro para el fabricante o el usuario, sin embargo, se ha demostrado que algunos monómeros utilizados en la fabricación de los plásticos producen cáncer de igual forma el benceno, una materia prima en la fabricación del nylon es el cansinógeno. Los problemas de la industria del plástico son similares a los de la industria química en general. La mayoría de los plásticos sintéticos no pueden ser degradados por el entorno. Lo contrario que la madera, el papel, las fibras naturales o incluso el metal y el vidrio, no se oxidan ni se descomponen con el tiempo se han desarrollados algunos plásticos degradables pero ninguno ha demostrado ser válidos para las condiciones requeridas en la mayoría de los vertederos de basuras. En definitiva, la eliminación de los plásticos representa un problema medioambiental. El método más práctico para resolver este problema es el reciclaje, que se utiliza, por ejemplo con las botellas de bebidas gaseosas fabricadas con tereftalato de polietileno. En este caso, el reciclaje es un proceso bastante sencillo se están desarrollando soluciones más complejas para el tratamiento de los plásticos mezclados de la basura que constituyen una parte muy visible, si bien es relativamente pequeña de los residuos sólidos.

## **CONCLUSIONES PARCIALES**

---

1. Se llevó a cabo la valoración económica de la pieza, ascendiendo la misma a 1.64 CUC y 304.2 CUP
2. Se desarrolló la valoración medioambiental, en la cual se describieron los principales elementos a tener en cuenta evitar accidentes y daños medioambientales significativos.

## CONCLUSIONES

---

1. Se demostró con los cálculos de resistencia mecánica que, independientemente del eje resistir ligeramente a la fatiga, falla debido a la ocurrencia crítica de regímenes de explotación al que no responde el factor de seguridad calculado.
2. Se propuso un nuevo modelo de eje con modificaciones geométricas y dimensionales que según los cálculos proyectados resiste mecánicamente a la fatiga con un factor de seguridad de 1.8 y 2.04 respectivamente.
3. Se propuso la ruta tecnológica y la carta de procesos tecnológicos para el nuevo eje diseñado.
4. Con los tópicos abordados en las primeras tres conclusiones se concluye además que se propuso la solución tecnológica a la falla frecuente de los ejes principales de los soportes de las LPV.
5. Se elaboró el gráfico de control de los ciclos de parada y arrancadas para predecir estadísticamente la falla del eje principal de los soporte de la LPV.
6. Se llevó a cabo la valoración económica de la pieza, ascendiendo la misma a 1.64 CUC y 304.2 CUP

## RECOMENDACIONES

---

1. Llevar a cabo la solución tecnológica propuesta con vistas a disminuir el efecto de la falla frecuente de los ejes principales de los soportes de las LPV.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

---

1. GULIAEV, A.P., *Metalografía, Tomos I y II*, 2da. ed., 1983, Moscú, URSS: MIR.
2. GORDON, C.J., *Metales para instalaciones termoenergéticas*, 1ra ed., 1987, Ciudad de la Habana. Cuba: Pueblo y Educación.
3. ARCHIVOS DEPARTAMENTO TÉCNICO, CTE "Antonio Maceo", RENTÉ 2012, Santiago de Cuba.
4. MORA SARMIENTO, A., *Propuesta de una metodología para la determinación de vida útil entramos rectos y codos de las líneas principales de vapor con defectos en unidades de 100MW*. 2009, Universidad de Oriente: Cuba.
5. [www.tuboflex.com.ar](http://www.tuboflex.com.ar). Ingeniería de tuberías.  
<http://depa.pquim.unamx/ingenieriadeproyectos/index.htm>.
6. [www.pipelinesgraph.com.br](http://www.pipelinesgraph.com.br). Representación grafica de tuberías.
7. Rizhkin, V. Ya. Esquema térmico desarrollado (ETD) y tuberías de una central Moscú: Editorial Mir, 1979\_t.2\_p.40\_75.
8. Tuberías industriales. Normas para el diseño. Especificación. Bridas válvulas. Juntas de expansión, Componentes, Flexibilidad, Tomado de:  
<http://www.rincondelvago.com/>.
9. [www.monografia.com/tuberiasdevapor](http://www.monografia.com/tuberiasdevapor). Una guía para el diseño de tubería.
10. \_\_\_\_\_ Archivos de RENTÉ. Informe final de la regeneración térmica de la Línea Principal de Vapor (LPV).
11. \_\_\_\_\_ Archivos de RENTÉ. Contrato No. EI-36-10689G-209-06-R2704B/ Referencia FRANCE THERMIQUE/: U 05001/07 RD 4937.