



Facultad de Ingeniería Mecánica.

Colectivo de Mecánica Aplicada.

Refinería de Petróleo "Camilo Cienfuegos"

TRABAJO DE DIPLOMA

ANÁLISIS DE LAS CAUSAS DE LAS AVERÍAS DE LOS REDUCTORES 3ABG-610 IYE DE LOS ENFRIADORES DE PRODUCTOS LIGEROS DE LA REFINERÍA DE PETRÓLEO "CAMILO CIENFUEGOS"

Autor: José Yadiel Rodríguez Navarro.

Tutores: Dr. Rafael Antonio Goytisolo Espinosa (UCf)

Ing. Irene Rodríguez García (PDV-CUPET S.A.)

Junio 2010

"Año 52 de la Revolución"

DECLARACION DE AUTORIDAD UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS



Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo constituye la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica en la Universidad de Cienfuegos, autorizando a que el mismo sea utilizado por el Centro de Estudio Superior para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de dicha institución.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura, referido a la temática señalada.

> Información Científico Técnico Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano. Nombre y Apellidos. Firma.

Sistema de Documentación y Proyecto.

Nombre y Apellido. Firma.

Firma del Tutor

PENSAMIENTO.

Si no eres capaz de dibujarlo, es que no lo has entendido.

Albert Einstein.

AGRADECIMIENTOS.

Este Trabajo no hubiera sido posible realizarse sin la ayuda de todas aquellas personas que a lo largo de mi carrera se preocuparon por brindarme su apoyo.

- *A todos los profesores que de una forma u otra me formaron durante el transcurso de mi carrera.*
- A mis tutores Rafael Goytisolo e Irene Rodríguez por tener siempre un instante de su tiempo para brindarme sus conocimientos y esclarecer mis dudas.
- A los trabajadores de La Refinería de Petróleo que me acogieron durante mi estancia en el centro con mucho afecto.
- 📥 A mi novia Irma Sulay por dedicarme todo su tiempo.
- *A mis amigos por preocuparse como se iba desarrollando el trabajo.*

A todos ustedes y los que de una forma u otra contribuyeron a que mi sueño se cumpliera MUCHAS GRACIAS.

DEDICATORIA.

Este trabajo de diploma esta dedicado a las personas que especialmente me han brindado todo su amor y apoyo cuando más lo necesitaba. En verdad sin ustedes este sueño no hubiera sido posible.

- A mis padres Leticia y José por su incondicional apoyo y su confianza en mí, en los momentos más difíciles de mi carrera.
- A mi hermana Yadielsy por brindarme ese ánimo cuando más lo necesitaba.
- A mis abuelos Emma y Aldo por su gran preocupación a diario y sus deseos de que lograra mi sueño.
- *A mi tío Luis que aunque ya no se encuentra físicamente con nosotros, siempre estará en nuestros corazones.*

A todos ustedes les dedico este trabajo, al cual, le he dedicado mucho tiempo y empeño, para lograr un resultado satisfactorio.

RESUMEN.

Resumen.

En el presente trabajo de diploma, se analizan diferentes fallas que ha presentado el reductor 3ABG-610 IYE de los enfriadores de producto ligeros de la refinería de petróleo "Camilo Cienfuegos". Para esta investigación se utilizaron las herramientas necesarias de la Metodología de Gestión de Vida. En el capítulo uno, se identificaron todos los tipos de fallas que se han producido, para posteriormente comenzar con las investigaciones. Ya en el capítulo dos, se llega a la conclusión de que, el par de ruedas no presenta dificultad en cuanto a la resistencia superficial, pero si se produce una sobrecarga grande, podría ocurrir la fractura de la superficie de los dientes. La resistencia del árbol a las sobrecargas está garantizada, este presenta un factor de seguridad estático a la flexión superior a 56 y a la torsión de 14. La resistencia a la fatiga presenta un factor de seguridad mayor que 14. De aquí que aunque se produzca una sobrecarga violenta, podrán fallar otros elementos, pero no el árbol. Posteriormente culminado el capítulo tres se llega a la conclusión de que los roblones al ser calentados para colocarse, en él surgen tensiones que superan al límite de fluencia del material (acero 20) y evidentemente ya no va a cumplir su función adecuadamente. Después se analizó tanto la falla por aplastamiento de la chaveta, como la falla por fractura del chavetero del manguito de sujeción y se demuestra que pueden ocurrir siempre y cuando exista un área de contacto lateral ineficiente, facilitando esto, que la chaveta se incline y provoque las averías. El cizallamiento del coplin surge porque ocurre la combinación de la sobrecarga y la fatiga ya que el coeficiente de cargas dinámicas es muy elevado. El resultado de esta investigación proporcionó, el conocimiento necesario para conocer los motivos de las averías.

Índice	Pág.
Introducción:	2
Capítulo I Caracterización de los Ventiladores de los Enfriadores de L	Productos Ligeros,
de sus Reductores Tipo ЗАВG-610 IYE (ЗАВГ-610ИЭ) y de las difere	entes averías que se
han producido en los mismos	7
1.1 Caracterización de los Enfriadores de Productos Ligeros de la Refi "Comile Cienfuegos"	nería de Petróleo 7
1 2 Características de los Motores de los Ventiladores	/
1.2 Caracterización de los Ventiladores de los Enfriadores de Gasolina	0 a 8
1.4 Caracterización de los Reductores 3 ABG-610 IYE (ЗАВГ-610ИЭ)	de la Transmisión de
los Ventiladores	
1.4.2. Especificaciones para el montaje de los Reductores.	9
1.4.3. Especificaciones para el arranque y prueba de los Reductores.	10
1.4.4. Mantenimientos técnicos que se le efectúan a los Reductores.	11
1.4.5. Descripción de las operaciones en cada Mantenimiento Técnico	11
1.5. Algunas de las averías que se presentaron durante el funcionamier	ito de algunos
ventiladores.	
1.5.1 Avería en el ventilador A-107.	17
1.5.2. Avería en el ventilador A-106.	18
1.5.3. Avería en el ventilador A-107.	19
1.5.4. Avería en el ventilador A-106.	19
1.5.5. Avería en el ventilador A-111-2 .mayo-09	20
1.6 Resumen de las averías más importantes observadas e ilustración c	on las fotos del
aspecto externo de las mismas	22
1.6.1. Fractura de los Dientes del Piñón	22
1.6.2 Fractura de los Remaches de sujeción de la corona al manguito.	23
1.6.3 Aplastamiento del chavetero en el árbol en la unión camisa-árbol.	23
1.6.4 Fractura del manguito en la zona del chavetero interior del mismo.	24
1.6.5 Fractura del cojinete de bolas radial rígido inferior.	24
1.6.6 Fractura del acoplamiento del motor con el árbol del piñón del reductor.	25
1.7 Conclusiones Parciales del Canítulo	26

	·
2.1 Datos del piñón y de la corona de la transmisión.	
2.2 Cálculo de los torques en el eje del piñón y de la corona de la transmisión	
2.3 Cálculo de las fuerzas sobre la corona cónica.	
2.4 Evaluación de la resistencia a la fatiga superficial.	
2.6. Evaluación de la posibilidad del deterioro por sobrecargas para el torque máxin	no
dinámico del reductor	
2.6.1 Cálculo del torque dinámico máximo en la corona.	
2.6.2. Evaluación de la posible fractura de la superficie por sobrecargas para el reductor.	
2.6.3 Evaluación de la posible fractura por sobrecargas de los dientes del piñón	
2.7. Análisis de la posible falla del árbol de la corona.	
2.7.1. Esquema de análisis del árbol considerando la elasticidad angular de los cojinetes de rod	amien
2.7.2 Esquema de análisis del árbol de la corona con empotramiento parcialmente elásticos en apoyos.	los
 2.7.2 Esquema de análisis del árbol de la corona con empotramiento parcialmente elásticos en apoyos. 2.7.3 Solución del sistema hiperestático en el plano y-z. 	los
 2.7.2 Esquema de análisis del árbol de la corona con empotramiento parcialmente elásticos en apoyos. 2.7.3 Solución del sistema hiperestático en el plano y-z. 2.7.4.Solución del sistema hiperestático en el plano x-z. 	los
 2.7.2 Esquema de análisis del árbol de la corona con empotramiento parcialmente elásticos en apoyos	los
 2.7.2 Esquema de análisis del árbol de la corona con empotramiento parcialmente elásticos en apoyos. 2.7.3 Solución del sistema hiperestático en el plano y-z. 2.7.4.Solución del sistema hiperestático en el plano x-z. 2.7.5 Construcción del diagrama de momentos flectores resultante. 2.7.6 Cálculo de las tensiones normales de flexión en las diferentes secciones del árbol y de los 	los
2.7.2 Esquema de análisis del árbol de la corona con empotramiento parcialmente elásticos en apoyos. 2.7.3 Solución del sistema hiperestático en el plano y-z. 2.7.4.Solución del sistema hiperestático en el plano x-z. 2.7.5 Construcción del diagrama de momentos flectores resultante. 2.7.6 Cálculo de las tensiones normales de flexión en las diferentes secciones del árbol y de los de seguridad estático con relación a la fluencia y a la fatiga por flexión.	los facto
2.7.2 Esquema de análisis del árbol de la corona con empotramiento parcialmente elásticos en apoyos. 2.7.3 Solución del sistema hiperestático en el plano y-z. 2.7.4.Solución del sistema hiperestático en el plano x-z. 2.7.5 Construcción del diagrama de momentos flectores resultante. 2.7.6 Cálculo de las tensiones normales de flexión en las diferentes secciones del árbol y de los de seguridad estático con relación a la fluencia y a la fatiga por flexión. 2.7.7 Cálculo de las tensiones tangenciales de torsión en las diferentes secciones del árbol y de	los facto los
2.7.2 Esquema de análisis del árbol de la corona con empotramiento parcialmente elásticos en apoyos. 2.7.3 Solución del sistema hiperestático en el plano y-z. 2.7.4.Solución del sistema hiperestático en el plano x-z. 2.7.5 Construcción del diagrama de momentos flectores resultante. 2.7.6 Cálculo de las tensiones normales de flexión en las diferentes secciones del árbol y de los de seguridad estático con relación a la fluencia y a la fatiga por flexión. 2.7.7 Cálculo de las tensiones tangenciales de torsión en las diferentes secciones del árbol y de factores de seguridad estático con relación a la fluencia y a la fatiga.	los 5 facto los
2.7.2 Esquema de análisis del árbol de la corona con empotramiento parcialmente elásticos en apoyos. 2.7.3 Solución del sistema hiperestático en el plano y-z. 2.7.4.Solución del sistema hiperestático en el plano x-z. 2.7.5 Construcción del diagrama de momentos flectores resultante. 2.7.6 Cálculo de las tensiones normales de flexión en las diferentes secciones del árbol y de los de seguridad estático con relación a la fluencia y a la fatiga por flexión. 2.7.7 Cálculo de las tensiones tangenciales de torsión en las diferentes secciones del árbol y de factores de seguridad estático con relación a la fluencia y a la fatiga. 2.7.8 Cálculo del factor de seguridad resultante a la fatiga.	los ; factor los
2.7.2 Esquema de análisis del árbol de la corona con empotramiento parcialmente elásticos en apoyos	los factor los
2.7.2 Esquema de análisis del árbol de la corona con empotramiento parcialmente elásticos en apoyos. 2.7.3 Solución del sistema hiperestático en el plano y-z. 2.7.4.Solución del sistema hiperestático en el plano x-z. 2.7.5 Construcción del diagrama de momentos flectores resultante. 2.7.6 Cálculo de las tensiones normales de flexión en las diferentes secciones del árbol y de los de seguridad estático con relación a la fluencia y a la fatiga por flexión. 2.7.7 Cálculo de las tensiones tangenciales de torsión en las diferentes secciones del árbol y de factores de seguridad estático con relación a la fluencia y a la fatiga. 2.7.8 Cálculo del factor de seguridad resultante a la fatiga. 2.7.8 Cálculo del factor de seguridad resultante a la fatiga. 2.7.8 Cálculo de las posibilidades de deterioro de la unión remachada de termino de termi	los factor los le la
2.7.2 Esquema de análisis del árbol de la corona con empotramiento parcialmente elásticos en apoyos. 2.7.3 Solución del sistema hiperestático en el plano y-z. 2.7.4.Solución del sistema hiperestático en el plano x-z. 2.7.5 Construcción del diagrama de momentos flectores resultante. 2.7.6 Cálculo de las tensiones normales de flexión en las diferentes secciones del árbol y de los de seguridad estático con relación a la fluencia y a la fatiga por flexión. 2.7.7 Cálculo de las tensiones tangenciales de torsión en las diferentes secciones del árbol y de factores de seguridad estático con relación a la fluencia y a la fatiga. 2.7.8 Cálculo del factor de seguridad resultante a la fatiga. 2.7.8 Cálculo del factor de seguridad resultante a la fatiga. 2.7.8 Cálculo del factor de seguridad resultante a la fatiga. 2.7.8 Cálculo del factor de seguridad resultante a la fatiga. 2.7.8 Cálculo del factor de seguridad resultante a la fatiga. 2.7.8 Cálculo de las posibilidades de deterioro de la unión remachada de forona, de la unión por chaveta del cubo de unión de la corona con el árbol y del forona con el árbol y de forona con el árbol	los factor los le la

3.2 Análisis de las posibilidades de falla de la unión remachada entre la corona y el manguito de sujeción	69
3.3 Análisis de la avería por aplastamiento entre la unión del chavetero del árbol y el manguito de sujeción de la corona.	87
3.4. Análisis de la avería por fractura en la unión del chavetero del manguito de sujec la corona	ión de 91
3.5 Evaluación de las posibilidades de ocurrencia de la Avería del Acoplamiento del M	lotor. 95
3.5.1 Cálculo del Momento Torsor del Motor.	95
3.5.2. Cálculo del momento torsor que provoca el cizallamiento estático del acoplamiento por sobrecarga.	96
3.5.3. Cálculo de Kdin necesario para esta avería ocurra por sobrecarga instantánea.	97
3.5.4. Calculando el torque necesario que provoca la falla por fatiga casi instantánea.	97
3.5.5. Cálculo del coeficiente de carga dinámica a la fatiga.	99
3.6. Conclusiones Parciales del Capítulo.	_ 100
Conclusiones Generales	_104
Recomendaciones	_109
Referencias Bibliográficas	_111
Anexos	114



INTRODUCCION.



INTRODUCCIÓN:

La Refinería de Petróleo "Camilo Cienfuegos" de la Ciudad de Cienfuegos, fue construida con la colaboración de la antigua URSS y se concluyó su montaje en el año 1989, sin embargo, no comenzó a refinar petróleo hasta Diciembre del 2008, cuando se concluyó la primera etapa de su rehabilitación, iniciada hace cuatro años cuando en Abril del 2006 se firmaron los Acuerdos entre las Empresas PDV S.A.(Petróleos de Venezuela) y CUPET S.A. (Cuba Petróleo) para la constitución de la Empresa Mixta PDV–CUPET S.A. que implicaba iniciar el proceso de rehabilitación de las instalaciones existentes indispensables para comenzar a producir, lo que se concretó en su primera etapa en el mes de Diciembre del 2007 cuando en el marco de la Cumbre de Petro Caribe, celebrada en la Ciudad de Cienfuegos, fue oficialmente inaugurada la Nueva Refinería de Petróleo "Camilo Cienfuegos" perteneciente a la Empresa PDV–CUPET S.A.

Los Enfriadores de Productos Ligeros de la Sección 100, 200 y 300 de la Refinería son equipos con grandes dimensiones y pesos, los cuales para la puesta en marcha se encontraban en óptimas condiciones, pero las Estructuras Soporte de estos se encontraban deterioradas, pues producto de la corrosión las barras de acero presentaban agujeros por diferentes partes, por lo que la primera tarea que se enfrentó en la colaboración entre el Área de Mantenimiento de la Refinería y la UCf fue rediseñar la estructura de estos difusores (Lanza, 2010).





Fig. 1 Vista de los difusores originales antes de la reactivación.

Al enfrentar este problema se presentó una situación, pues el bastidor de los difusores había sido montado por encima, apoyado en los angulares de la batea y atornillado después, esto fue posible de realizar en el montaje inicial de los equipos antes de colocar los enfriadores. En la etapa de reactivación, ya con los enfriadores montados, resultaba imposible realizar el mismo diseño original y desmontar los enfriadores resultaría una enorme pérdida de tiempo, por esta razón se decidió un nuevo diseño similar al anterior, solo que el bastidor de cada difusor sería colocado por debajo del angular y su peso soportado solamente por los tornillos (Fig. 2.). La estructura se rediseñó, se hicieron los cálculos correspondientes y de esta forma comenzaron a producir estos equipos.



Fig. 2. Vista de los difusores reconstruidos producto de la reactivación.



Restablecida la estructura de los difusores, comenzó la producción en la Refinería y se comenzaron a explotar los Enfriadores, pero después de varios meses de explotación comenzaron a aparecer averías en los Reductores Cónicos Helicoidales Modelo 3ABG-610 IYE del accionamiento de los ventiladores. Las averías que se produjeron fueron diversas: 1) Avería del par de engranajes cónicos. 2) Falla de los remaches que fijan la corona cónica al manguito de sujeción. 3) Falla de la unión por chaveta del manguito de sujeción con el árbol. 4) Falla de la Caja de Bolas Radial de Simple Hilera que constituye el apoyo del árbol más próximo a la corona cónica. 5) Falla del acoplamiento de conexión del motor con el reductor cónico helicoidal.

Ante esta **Situación Problémica** se formuló la **Hipótesis** que era posible con la aplicación correcta y minuciosa de la Metodología de Gestión de Vida, esclarecer en primer lugar las causas de las diferentes averías para poder rediseñar la transmisión eliminando las causas y lograr un diseño mucho más confiable y duradero.

El **Objetivo Genera**l del presente trabajo es por lo tanto: Esclarecer, utilizando las herramientas necesarias de la Metodología de Gestión de Vida, las causas de las diferentes avería ocurridas en los Reductores Cónicos Helicoidales de la Transmisión de los Ventiladores de Aire de los Enfriadores de Productos Ligeros de las Secciones 100, 200 y 300 de la Refinería de Petróleo "Camilo Cienfuegos"

Los Objetivos Específicos son:

- 1. Establecer las posibilidades reales de falla del par de ruedas cónicas en condiciones normales de carga y bajo sobrecargas.
- 2. Realizar un análisis de la resistencia mecánica del árbol del reductor considerando las condiciones reales de elasticidad de los apoyos.



- 3. Esclarecer las posibles causas de falla de los remaches que fijan la corona cónica al manguito de sujeción.
- Esclarecer las posibles causas de falla de la unión por chaveta que transmite el par de torsión desde la corona cónica al árbol a través del manguito de sujeción.
- 5. Esclarecer las posibles causas de la fractura del cojinete de apoyo del árbol del lado de la corona.
- 6. Esclarecer las posibles causas en que se produjo la fractura del acoplamiento del motor con el árbol de entrada del reductor.

Las Tareas de Investigación se pueden sintetizar como sigue:

- Profundizar en los aspectos constructivos y de funcionamiento de los Enfriadores de Productos Ligeros de la Refinería y en particular en lo relacionado con las averías producidas en los elementos de su transmisión de potencia.
- 2. Profundizar en la literatura técnica especializada, acerca de las posibles causas de las diferentes averías y las formas de solucionarlas.
- Aplicar los principios y herramientas de la Metodología de Gestión de Vida en el Análisis y las Soluciones de las averías.



CAPITULO I



CAPÍTULO I CARACTERIZACIÓN DE LOS VENTILADORES DE LOS ENFRIADORES DE PRODUCTOS LIGEROS, DE SUS REDUCTORES TIPO 3ABG-610 IYE (3ABF-610ИЭ) Y DE LAS DIFERENTES AVERÍAS QUE SE HAN PRODUCIDO EN LOS MISMOS.

1.1 Caracterización de los Enfriadores de Productos Ligeros de la Refinería de Petróleo "Camilo Cienfuegos".

Los Enfriadores de Productos Ligeros de la Refinería de Petróleo "Camilo Cienfuegos" no son más que una batería de intercambiadores de tubos aleteados, dispuestos de forma inclinada sobre una estructura de acero tal como se muestra en la Fig. 1.1 a). Debajo de la estructura están dispuestos los ventiladores con su correspondientes motores y transmisiones y los difusores, Fig. 1.1 b) que tienen la función de orientar el flujo de aire desde cada ventilador, con un mínimo de pérdidas volumétricas, para que circule adecuadamente por el espacio entre tubos, enfriando de esta manera el producto que circula por los intercambiadores.



Fig. 1.1 Enfriadores de Productos Ligeros.



1.2 Características de los Motores de los Ventiladores

Los datos técnicos de los motores eléctricos de los ventiladores se dan en la Tabla 1.1

Tabla 1.1 Datos Técnicos de los Motores de los Ventiladores					
Tipo	Voltaje	N	n	In	Factor
	(V)	(KVV)	(rpm)	(A)	Potencia
BAO-82-8T2	440	30	880	56	0,84

1.3. Caracterización de los Ventiladores de los Enfriadores de Gasolina.

Los ventiladores son del tipo de flujo axial y giran a una velocidad de 423 rpm (Fig.1.2)



Fig. 1.2. Alabes de los ventiladores

1.4 Caracterización de los Reductores 3 ABG-610 IYE (ЗАВГ-610ИЭ) de la Transmisión de los Ventiladores. (Maquinaria, 1983)

1.4.1 Datos Técnicos de los Reductores 3 ABG - 610 IYE.

Potencia Máxima en el eje conductor motriz	45 kW
Revoluciones por minutos del eje Horizontal	980 r/min.
Relación de transmisión	2,27:1



	Т	abla 1	.2 Datos de	e las rueda	is de la transmisió	in.	
m (<u>mm</u>)	Zp	Zc	α (°)	β(°)	B (mm)	φ _P (°)	φ _° (°)
9	11	25	20	35	41	23,75	66,25

En la Fig. 1.3 se muestra la vista externa de los reductores en la posición vertical en que van colocados en los ventiladores y un plano del mismo donde se aprecia la disposición de las ruedas y la de los cojinetes de apoyo. El árbol de la corona posee en su parte superior una caja de bolas radial en combinación con una axial y en la inferior una caja de bolas radial.



Fig. 1.3 Vista externa y plano de la disposición de las ruedas cónicas y de los cojinetes de apoyo

1.4.2. Especificaciones para el montaje de los Reductores.

- 1. El conjunto del reductor del aparato de enfriamiento por aire, está compuesto por el reductor y el motor eléctrico.
- 2. Antes del montaje es necesario realizar la revisión técnica del reductor.



- El reductor se monta en su base y el apriete final se realiza después de realizar alineación de la rueda y paletas del ventilador, montadas en el eje vertical del reductor con respecto al reductor.
- Después del apriete de la base del reductor, comprobar la alineación del reductor, la cual se realiza alineando el motor eléctrico con respecto al reductor.
- La desalineación en el plano vertical entre la superficie diametral del semi-coupling del reductor con respecto al motor no debe ser mayor de 0.2mm,
- La distancia u holgura entre los semi-coupling debe de estar entre 2 y 6mm.
- Entre los semi-coupling puede haber un ángulo de inclinación hasta de 0º 15'.
- Para determinar el valor del ángulo de inclinación se mide el valor de C y
 B, con la diferencia, se determina el valor del ángulo.
- 9. La diferencia entre C y B no puede ser mayor de 1mm.

1.4.3. Especificaciones para el arranque y prueba de los Reductores.

- Antes del arranque, comprobar que el nivel de aceite esté en la marca superior. Engrasar los cojinetes radial y axial de la parte superior del eje vertical.
- La prueba de trabajo del reductor se efectúa con el objetivo de comprobar su capacidad de trabajo. Durante la prueba del reductor se comprueba la temperatura de los cojinetes, se comprueba que no existan ruidos extraños ni golpeteo. También se recomienda realizar la medición de la potencia que está consumiendo.



 La prueba del reductor en puesta en marcha se realiza durante 2hrs con un ángulo de inclinación de las paletas del ventilador de 10⁰ de inclinación.

1.4.4. Mantenimientos técnicos que se le efectúan a los Reductores.

- 1. Inspección técnica, cada 1 440 hrs -----2 Meses
- 2. Reparación Pequeña, cada 4 320 hrs------6 Meses
- 3. Reparación mediana, cada 8 640 hrs-----12 Meses
- 4. Reparación Capital, cada 25,000 hrs-----2 Años y 89 Días

1.4.5. Descripción de las operaciones en cada Mantenimiento Técnico

1.4.5.1. Inspección técnica.

- 1. Comprobar el nivel de aceite y en caso de ser necesario rellenar.
- 2. Engrasar los rodamientos de la parte superior del eje vertical.
- 3. Limpieza de los restos de grasa y suciedad de la parte externa del reductor.
- 4. Comprobar el trabajo del reductor y cerciorarse que no tenga ruidos extraños ni golpeteo.

1.4.5.2. Reparación pequeña

- 1. Realizar todos los trabajos de la inspección técnica.
- 2. Comprobar el apriete de todas las uniones roscadas.
- Comprobar y regular la posición y ajuste de los cojinetes eje conductor motriz.
- 4. Abrir la tapa del reductor y comprobar el estado del engranaje de la corona y el piñón.
- 5. Efectuar las mediciones de la holgura lateral entre los dientes del engranaje (entre el piñón y la corona) esta holgura es de (0.20-0.40)



comprobar el correcto engranaje, con la pintura azul que se efectúa una fina película en el piñón motriz y cuando se gira según la mancha que deja en el diente de la corona se comprueba la correcta posición de los pares.

- 6. Cambiar el aceite de lubricación.
- 7. Comprobar la alineación del reductor con el motor.
- Después de ejecutar las reparaciones pequeñas, se tiene que probar el trabajo del reductor durante 2 hrs.

1.4.5.3. Reparación mediana.

- 1. Desmontar del eje vertical la rueda del ventilador con las paletas.
- 2. Desacoplar el semi coupling y desmontar el reductor.
- 3. Realizar el desarme completo del reductor.
- 4. Comprobar el estado del engranaje del piñón y la corona, si es necesario cambiar los pares.
- 5. Comprobar los cojinetes y el sello del reductor, comprobar también el acoplamiento (coupling) si es necesario cambiarlos.
- 6. Armar el reductor.
- 7. Comprobar el reductor durante 8hrs. poner el ángulo de las paletas en 10⁰ y aumentarlo cada dos horas hasta el ángulo de trabajo de 20⁰, si no se cambian los pares se comprueba el trabajo del reductor durante dos horas con un ángulo de inclinación de las paletas del ventilador de 10⁰, se comprueba temperatura de los cojinetes, que no existan ruidos extraños y se comprueba el consumo eléctrico.
- 8. Después de realizar la reparación mediana, se tiene que probar el reductor durante 8 hrs.

1.4.5.4. Reparación capital.



- En la reparación capital, se efectúan todos los trabajos de la reparación mediana más la defectación y cambio de los componentes que sean necesarios.
- 2. Con la puesta en marcha de un nuevo reductor, y después de efectuar una reparación mediana y una capital (en caso de cambio de los pares de piñón y corona), las dos primeras revisiones técnicas que le toquen por planificación se deben realizar con un volumen de reparación pequeña.
- 3. Después de realizar la reparación capital, se tiene que probar el reductor durante 8 hrs. Las dos primeras horas de pruebas, el ángulo de inclinación de las paletas del ventilador debe de ser de 10⁰ y después ir aumentando el ángulo paulatinamente durante las otras 6 hrs restantes cada dos hrs hasta llegar al ángulo de inclinación de trabajo de 20⁰. Esto se efectúa en caso del cambio del par de piñón corona.

1.4.5.5. El desarme y la regulación del eje motriz del reductor.

El desarme y regulación del eje motriz del reductor se realiza en el siguiente orden:

- 1. Primeramente se desmonta el eje motriz del reductor. Posteriormente de quita le tuerca 1, la arandela 2, la camisa dentada3, el sello 4, quitar los tornillos de la tapa 5, quitar la tapa, la arandela de apoyo 6 y el cojinete 7.
- 2. Se hace necesario para regular el ajuste del eje motriz, regular la arandela de regulación, se realiza de la siguiente manera.
- Disminuir hasta el valor necesario la suma del grosor de las arandelas de regulación. Se recomienda preparar 8 arandelas de la siguiente dimensión (2.00—2.02), (2.05—2.07), (2.15-2.17), (2.25-2.27), (2.35— 2.37), (2.45—2.47), (2.55—2.57), (2.60—2.62). La selección del par de arandelas se puede efectuar cambiando la suma del grosor cada 0.05



mm. Después del montaje de los elementos el apriete de la tuerca de ajuste del piñón motriz se realiza con una fuerza de 20 - 25 kgf.

Cerciorarse de la correcta regulación y montaje de los cojinetes del eje motriz. El piñón motriz no puede tener juego axial al tacto. La fuerza necesaria para que gire el eje motriz debe de ser de 2.5—3 kgf (Fig. 1.4).



Fig. 1.4 Control de la fuerza necesaria para el giro.

1.4.5.6 Comprobación y regulación del ajuste de los cojinetes del eje motriz sin el desmontaje y desarme del reductor es necesario

- 1. Desacoplar el reductor del motor eléctrico, separar el motor eléctrico y quitar el semi-coupling.
- 2. Quitar el aceite del reductor.
- 3. Desmontar el eje conductor motriz del reductor.
- 4. El posterior trabajo realizarlo según punto 4.1, 4.2 y 4.3.

1.4.5.7 Regulación del engranaje entre los dientes del piñón y la corona.

- El engranaje cónico de los dientes del piñón y la corona es necesario regularlo de tal forma que engranen o hagan contacto en la distancia requerida a lo largo del diente y entre los dientes, siendo la holgura lateral entre los dientes de 0.20—0.40 mm.
- La holgura lateral entre los dientes se puede comprobar aproximadamente sin desarmar el reductor por el movimiento o desplazamiento angular del coupling, manteniendo fijo la rueda con las



paletas del ventilador con una holgura normal de engrane el movimiento o traslación libre del coupling debe de ser de 1—1.5 mm. Esta holgura lateral se comprueba con más exactitud con una plancha de plomo.

3. El correcto engranaje entre los dientes del piñón y la corona, se realiza dándole una fina película de pintura azul al piñón se rotan los pares, según quede la mancha en el diente de la corona se determina si el engranaje es el correcto. En un correcto engranaje la huella o mancha de pintura queda en el centro de la altura del diente hacia el extremo más fino como se observa en el siguiente dibujo.



Fig. 1.5 Especificaciones de la mancha de contacto.

4. La regulación de la posición del engranaje entre el piñón y la corona se efectúa con los laines horizontalmente y vertical con la tuerca que está en la parte superior del eje vertical la regulación se efectúa como se demuestra en la Tabla1.3.

Tabla 1.3 Pasos para la regulación del engranaje cónico de las ruedas dentadas					
Posición de	e la mancha				
de contacto en el diente			Esquema de		
del engranaje conducido.		Método para la regulación	regulación del		
Giro	Giro		engranaje		
normal	contrario				



			-
D	R	Correcta posición de engrane	
R	R	Con la posición de la huella de contacto en la parte ancha del diente, mover la rueda del eje conducido hacia la rueda conductora, si con esta acción la holgura lateral de los dientes es demasiado pequeña mover hacia fuera el piñón conductor.	i de la
-	A	Con la posición de la huella de contacto en la parte estrecha del diente, retirar o mover hacia abajo la rueda conducida de la conductora, si con esta acción la holgura lateral entre los dientes es demasiado grande, mover hacia dentro el piñón conductor.	I I I I
-D	R	Con la posición de la huella de contacto en la parte superior del diente mover la rueda conductora hacia la conducida, si la holgura lateral es poca, mover hacia abajo o retirar la rueda conducida	, IF





Con la posición de la huella de contacto en la parte inferior del diente, mover o retirar hacia fuera la rueda conductora de la conducida, si la holgura lateral es demasiado grande, mover la rueda conducida hacia arriba.



1.4.5.8 Tipos y cantidad de cojinetes de rodamientos del reductor.

Rolletes cónicos 7613y (árbol del piñón)1	
Rolletes cónicos 7610y (árbol del piñón)1	
Caja de bolas radial de simple hilera 224 (árbol de la corona)2	
Rodamiento axial 8324(árbol de la corona)1	

1.5. Algunas de las averías que se presentaron durante el funcionamiento de algunos ventiladores.

1.5.1 Avería en el ventilador A-107.

El día 25 de marzo del 2009 se ejecuta una revisión al ventilador A-107 y se detecta partido 3 remaches de la corona.

Resultado de inspección y defectación:

- Tres remaches de la corona partido.
- El resto de los remaches de fijación de la corona flojos.
- Corona y piñón en buen estado.
- Se decide dejarlo trabajando para crear las condiciones.

Trabajos realizados:



- El día 26 se cambia el reductor por uno nuevo con mantenimiento ejecutado.
- El día 27 se pone en servicio y no ha presentado problemas..

Recomendación:

• Planificar la recuperación de este reductor fabricando y montando nuevos los remaches de fijación de la corona.

1.5.2. Avería en el ventilador A-106.

El día 15 de abril del 2009 se ejecuta una revisión al ventilador A-106 ya que presentaba ruido durante su funcionamiento.

Resultado de inspección y defectación:

- Los remaches de la corona en buen estado.
- Corona en buen estado.
- Piñón con dientes partidos.
- Chaveta de la camisa de la corona machucada al igual que el chavetero en la camisa y el chavetero en el eje deformado.

Trabajos realizados:

- El día 21 se cambia el reductor por uno nuevo con mantenimiento ejecutado.
- El día 22 se pone en servicio y funciona en buenas condiciones.

Causa de la avería:

 No se precisa la causa, se reporta que la unión por chaveta falla por diversas posibles razones.

Recomendación:



- Investigar la causa de esta falla que ya es bastante típica de conjunto con pieza de repuesto y con la universidad.
- Planificar preparar la tecnología de recuperación y/o Mantenimiento de este reductor.

1.5.3. Avería en el ventilador A-107.

Este reductor se había cambiado por uno nuevo en marzo del 2009. El 10 de mayo de 2009 se detectan dificultades en el giro de la corona en el eje principal estático.

Resultado de inspección y defectación:

- Los remaches de la corona en buen estado.
- Corona en buen estado.
- Piñón con dientes partidos.
- Chaveta de la camisa de la corona machucada y el chavetero en el eje aplastado.

Trabajos realizados:

El día 11 se cambia el reductor por uno nuevo con mantenimiento ejecutado.

Causa de la avería:

Pendiente de investigar.

1.5.4. Avería en el ventilador A-106.

Esta avería se produce en mayo del 2009 per ya este reductor se había cambiado por uno reparado en la Sección 200 en el mes de abril de 2009.

Resultado de inspección y defectación:

• Los remaches de la corona en buen estado.



- Corona con roce por arriba de los dientes.
- Piñón con dientes maquinados completamente los cuales se introdujeron entre los rodillos del rollete trancándolo.
- Roce por contacto entre los acoplamientos del motor y partidos los tornillos de unión entre ellos.
- Tornillos de unión del cárter del árbol motriz partido en el cuerpo del reductor.

Trabajos realizados:

• Se cambió el reductor y se monto el A-111-2 reparado.

Causa de la avería:

La causa con mayor probabilidad es el continuo trabajo con los tornillos de unión del cárter con el reductor flojos.

Recomendación:

- Realizar inspecciones semanales a cada reductor.
- Planificar una intervención pequeña a cada reductor a partir del mes de Junio para revisión y diagnostico los reductores.

1.5.5. Avería en el ventilador A-111-2 .mayo-09

En mayo del 2009 trabajando bien, se saca para una reparación mediana por equivocación por horas de trabajo, ya que al que le tocaba era al A-111-1.

Resultado de inspección y defectación:

Rodamiento radial inferior careado y con ruido GPZ 224 (son 2 iguales uno inferior y otro superior)

Rodamientos radial superior y axial GPZ 8324 en perfecto estado.

Rolletes del eje motriz con algunas caries y oxidada las pistas.



Camisa de la corona con apriete en el eje pero con juego el cual se debe a fractura o deformación en los remaches que esta flojos.

Piñón y corona aceptables con buen contacto.

Chaveta de la camisa de la corona machucada al igual que el chavetero de la camisa no así el chavetero del árbol que está aceptable con buen ajuste de la chaveta.

Trabajos realizados:

Se lleva la camisa y se emite la recomendación No. 200 para:

- Modificar los chaveteros del árbol y de la camisa como sigue.
- Largo del chavetero ampliarlo de 100 hasta 125 mm.
- Ancho del chavetero ampliarlo de 21.7 hasta 24 mm.
- Altura total del chavetero ampliarla desde 12 a 14 mm.
- Fabricar chaveta nueva de acuerdo a las medidas del chavetero y según norma de diseño.

En realidad debido a la falla también en el Reductor A-106 lo que se hizo fue:

- Se monta otra corona que estaba en buen estado y se le amplió el chavetero que tenia ancho de 20 mm se llevo a 22 mm para usar la misma chaveta del A-111-2 que tenía buen ajuste con el árbol.
- Se monta otro eje motriz con su piñón de la 500 ya que al armarlo tenía dificultades en el giro.

Causa de la avería:

A pesar de no haber fallado ya tenía los síntomas, en este caso existía juego excesivo entre chavetero de la camisa y chaveta y además juego en el ajuste de los remaches por lo de continuar trabajando en estas condiciones inevitablemente se produciría la falla.



Algunas observaciones:

Según cálculos teóricos realizados las dimensiones de la chaveta y el chavetero por plano resisten las cargas de aplastamiento y de cizallamiento.

Las dimensiones reales de la chaveta en algunos casos, no coinciden con la de los planos.

Según plano el ajuste de la camisa es con apriete, el cual en la mayoría de los casos se pierde.

Análisis y recomendación.

- Analizar la variante de sustitución de la unión por remaches por unión por tornillos calibrados con tuercas y arandelas de seguridad.
- Ejecutar las modificaciones de la recomendación No. 200 si procede en cada caso.
- Continuar con las reparaciones medianas según plan y ejecutar las modificaciones propuestas en los casos que proceda.
- Continuar el análisis y estudio de las averías.

1.6 Resumen de las averías más importantes observadas e ilustración con las fotos del aspecto externo de las mismas.

1.6.1. Fractura de los Dientes del Piñón.

La fractura de los dientes del piñón, no es de las averías más frecuentes, y al parecer las ocurridas han surgido por otras causas relacionadas con otras averías que afectan el trabajo de las ruedas, como lo es por ejemplo, la fractura de los remaches o las insuficiencias en el ajuste prensado del manguito de sujeción (camisa) con relación al árbol. También puede haber ocurrido por la presencia del algún elemento metálico entre los dientes, como puede ser la



cabeza de un remache partido. En la Fig. 1.6 se muestra como ha aparecido esta falla.



Fig. 1.6 Vistas de Fracturas de los Dientes del Piñón

1.6.2 Fractura de los Remaches de sujeción de la corona al manguito.

Es una de las averías más frecuentes y puede ser la causa fundamental de las averías de los dientes del piñón. En la Fig. 1.7 se muestra como aparece esta avería.



Fig. 1.7 Corona montada en la camisa con remaches y corona en la cual se han partido los remaches

1.6.3 Aplastamiento del chavetero en el árbol en la unión camisa-árbol.

Esta avería ha ocurrido en reiteradas ocasiones y la hipótesis formulada y las propias fotos tomadas en las inspecciones, han detectado que ha existido gran holgura entre chaveta y chavetero, lo que es inadmisible en este tipo de uniones. En la Fig. 1.8 se muestra como ha ocurrido la avería, se aprecia como la chaveta


Capítulo I: Caracterización de los Ventiladores de los Enfriadores de Productos Ligeros, de sus Reductores Tipo 3ABG-610 IYE (3ABF-610ИЭ) y de las diferentes averías que se han producido en los mismos.

se ha encajado en el fondo del chavetero, señal esta que existía gran holgura y se inclinó. También se aprecia que existía evidentemente antes del aplastamiento una gran holgura lateral, que posibilitó la falla.



Fig. 1.8 Juego y aplastamiento entre chaveta y chavetero y encaje de la chaveta en su asiento.

1.6.4 Fractura del manguito en la zona del chavetero interior del mismo.

Este tipo de avería ha ocurrido en varias ocasiones. Se ha producido la fractura del manguito a través del espesor evidentemente producto de la acción de la chaveta al inclinarse. También ha ocurrido la fractura total del manguito. Estas averías se ilustran en la Fig. 1.9.



Fig. 1.9 Fractura del manguito en la zona del chavetero.

1.6.5 Fractura del cojinete de bolas radial rígido inferior.

El cojinete rígido radial de simple hilera inferior es indudablemente el cojinete de apoyo más cargado, pues es el que está más cerca de la corona, pero la falla que le ocurrió a este cojinete es extremadamente rara. Se produjo la rotura total



Capítulo I: Caracterización de los Ventiladores de los Enfriadores de Productos Ligeros, de sus Reductores Tipo 3ABG-610 IYE (3ABF-610ИЭ) y de las diferentes averías que se han producido en los mismos.

del separador y la fractura de los aros. Esta es una falla que indica que ese cojinete está excesivamente sobrecargado posiblemente por el efecto de rigidez al giro que será analizado en el presente trabajo. En la Fig. 1.10 se muestra la forma en que se manifestó esta avería. Se observa la rotura del separador y la fractura del aro interior.



Fig. 1.10 Fractura de la caja de bolas radial de simple hilera inferior.

1.6.6 Fractura del acoplamiento del motor con el árbol del piñón del reductor.

Esta fractura ha ocurrido sólo en una ocasión y al parecer se combinaron varios factores en la misma como pueden haber sido: Una sobrecarga dinámica violenta por causas que hay que analizar, con algún defecto en el material del acoplamiento, unido a la concentración de tensiones propias de los cambios de forma, ya que se cizalló completamente el acoplamiento por la zona de los orificios. En la Fig. 1.11 se muestra como se manifestó esta avería.



Capítulo I: Caracterización de los Ventiladores de los Enfriadores de Productos Ligeros, de sus Reductores Tipo 3ABG-610 IYE (3ABF-610ИЭ) y de las diferentes averías que se han producido en los mismos.



Fig. 1.11 Cizallamiento del acoplamiento del motor.

1.7 Conclusiones Parciales del Capítulo.

- Se profundizó en los aspectos constructivos y de funcionamiento de los Enfriadores de Productos Ligeros de la Refinería y en particular en lo relacionado con las averías producidas en los elementos de su transmisión de potencia.
- Se profundizó en las características técnicas de los Reductores Cónicos Helicoidales Modelo 3ABG-610 IYE del accionamiento de los ventiladores.
- Se identificaron todos los tipos de averías que se han producido en dichos Reductores Cónicos Helicoidales de la Transmisión de los Enfriadores de Productos Ligeros.
- Se considera que es posible con la aplicación correcta y minuciosa de la Metodología de Gestión de Vida, esclarecer las causas de las diferentes averías para poder rediseñar la transmisión eliminando las mismas.



CAPITULO II



CAPÍTULO II EVALUACIÓN DE LAS POSIBILIDADES DE FALLA DE LOS DIENTES DE LAS RUEDAS DE LA TRANSMISIÓN CÓNICA Y DEL ÁRBOL DE LA CORONA.

2.1 Datos del piñón y de la corona de la transmisión.

- Ambos son cónicos de dientes helicoidales.
- Número de dientes del piñón de ataque: 11.
- Número de dientes del la corona: 25.
- Módulo normal(mm): 9
- Anchura de los dientes (B): 38 mm
- Longitud Cónica (L): 122.91 mm
- Material de ambos: Acero 30XGT; profundidad de la capa cementada: 0.3 0.9 mm; Dureza de la superficie HRC 56 – 62 (piñón 62 HRC, corona 56 HRC); Dureza del núcleo en ambas ruedas HRC 35 – 45.

Acero 30XGT cementado y templado a 880 °C en aceite y enfriado en aceite a 520 °C. (Catálogo, 1965)

Resistencia máxima del núcleo $\sigma_u = 11000 \frac{kgf}{cm^2}$

Límite de fluencia $\sigma_f = 8500 \frac{kgf}{cm^2}$

- % de elongación = 10 %
- % del acero = 45 %

Resiliencia $A_k = 4.5 \frac{kgf - m}{cm^2}$



2.2 Cálculo de los torques en el eje del piñón y de la corona de la transmisión.

El torque máximo en el piñón de la transmisión depende de la potencia nominal del motor y de su velocidad angular y se calcula por la siguiente expresión.

$$M_{t_p} = 9550 \frac{N(kW)}{n(r / \min)} \cdot \frac{N - m}{1000 \frac{N}{kN}} \cdot 100 \frac{cm}{m}$$
$$M_{t_p} = 955 \frac{N(kW)}{n(r / \min)} \Leftrightarrow kN - cm$$
$$M_{t_p} = 955 \frac{30(kW)}{880(r / \min)} = 32.55 \ kN - cm$$

El torque en la corona se halla multiplicando este torque por la relación de transmisión del par de ruedas.

2.3 Cálculo de las fuerzas sobre la corona cónica.

Para calcular las fuerzas que actúan sobre la corona cónica se hace necesario calcular una serie de parámetros geométricos de la rueda y de la transmisión. De los parámetros de la corona dados en el Capítulo I se tiene que el diámetro de la corona depende de su número de dientes y del módulo. O sea:

 $d_c = z_c \cdot m$ $d_c = 25 \cdot 9$ $d_c = 225 mm$ $d_c = 22.5 cm$

El parámetro ψ =L/B de la transmisión se puede calcular pues se conocen las longitud cónica y el ancho de contacto entre los dientes B. O sea:

$$\psi_c = \frac{L}{B}$$
$$\psi_c = \frac{122.91 \, mm}{38 \, mm}$$
$$\psi_c = 3.23$$



Teniendo estos parámetros se pude calcular el diámetro medio de la corona, dimensión esta muy importante ya que aunque las fuerzas sobre el diente están distribuidas a través de todo el ancho del mismo, las fuerzas se consideran como concentradas precisamente a la altura del diámetro medio de la corona.

Según (Dobrovolski, 1991) el diámetro medio de la corona se calcula por la siguiente expresión:

$$d_{mc} = \left(1 - \frac{0.5}{\psi_c}\right) d_c$$
$$d_{mc} = \left(1 - \frac{0.5}{3.23}\right) 225$$
$$d_{mc} = 190.17 mm$$
$$d_{mc} = 19.017 cm$$

El ángulo del cono del piñón se calcula por la expresión:

$$Tan_{qp} = \frac{1}{i}$$

$$Tan_{qp} = \frac{1}{2.27}$$

$$\varphi_p = Tan^{-1} \left(\frac{i}{2.27}\right)$$

$$\varphi_p = 23.77^{\circ}$$

El ángulo del perfil es $\alpha = 20^{\circ}$ y el ángulo de la hélice de las ruedas $\beta_n = 35^{\circ}$. Con todos estos datos se pueden calcular las fuerzas sobre la corona. Para esto se tomó como referencia estos autores (Ivanov, 1991) (Iusilievich, 1988) (Chernavski, 1984). La fuerza tangencial por la expresión:



$$P_{T} = \frac{2M_{tc}}{d_{mc}}$$

$$P_{T} = \frac{2 \cdot 73.88 \ kN - cm}{19.017 \ cm}$$

$$P_{T} = 7.77 \ kN$$

La fuerza radial por la expresión:

$$P_{r} = \frac{P_{r}}{\cos\beta n} (Tan\alpha \cdot \cos\varphi p - sen\beta n \cdot sen\varphi p)$$
$$P_{r} = \frac{7.77kN}{0.81} (0.36 \cdot 0.91 - 0.57 \cdot 0.4)$$
$$P_{r} = 0.95 \ kN$$

Y la fuerza axial por la expresión:

$$P_{a} = \frac{P_{t}}{\cos\beta n} (Tan\alpha \cdot sen\varphi p - sen\beta n \cdot \cos\varphi p)$$
$$P_{a} = \frac{7.77 \ kN}{0.81} (0.36 \cdot 0.4 - 0.57 \cdot 0.91)$$
$$P_{a} = 6.35 \ kN$$

2.4 Evaluación de la resistencia a la fatiga superficial.

La condición de resistencia es:

$$\sigma_{\text{sup}} = \frac{1070}{(L - 0.5B)i} \sqrt{\frac{\sqrt{(i^2 + 1)^3}}{B}} \cdot Mt_c \cdot k_c \cdot k_d \leq [\sigma]_{\text{sup}}$$

En esta expresión, el coeficiente de concentración de carga k_c se determina de la correspondiente tabla del (Dobrovolski, 1991) para $Z_{eq.}$



$$Z_{eqp} = \frac{Z_p}{\cos \varphi_p \cdot \cos^3 \beta}$$
$$Z_{eqp} = \frac{11}{0.92 \cdot 0.55}$$
$$Z_{eqp} = 21.74$$

Para $\varphi_p = 23.77^{\circ}$ y $\beta = 35^{\circ}$ con $Z_p = 11$

$$Z_{eqc} = \frac{Z_c}{\cos \varphi_c \cdot \cos^3 \beta}$$
$$Z_{eqc} = \frac{25}{0.40 \cdot 0.55}$$
$$Z_{eqc} = 113.63$$

Para

$$\varphi_{c} = 90 - 23.77^{\circ}$$

$$\varphi_{c} = 66.23^{\circ}$$

$$A_{eq} = \frac{Z_{eqp} + Z_{eqc}}{2} \cdot m$$

$$A_{eq} = \frac{21.74 + 113.63}{2} \cdot 9 mm$$

$$A_{eq} = 609.16 mm$$

$$\psi = \frac{B}{A_{eq}}$$

$$\psi = \frac{38 mm}{609.16 mm}$$

 $\psi = 0.062$



$$\psi_p = \psi\left(\frac{i+1}{2}\right)$$
$$\psi_p = 0.062\left(\frac{2.27+1}{2}\right)$$
$$\psi_p = 0.10$$

Con el valor de ψ_p se entra a la Tabla del (Dobrovolski, 1991) de k_c para piñón en voladizo $k_c \cong 1.1$

El coeficiente k_d depende de la velocidad periférica de la rueda.

$$V = \frac{\pi \cdot d_{mc} \cdot n_{c}}{60000}$$

$$n_{c} = \frac{n}{i}$$

$$n_{c} = \frac{880}{2.27}$$

$$n_{c} = 387.7 \ r/m$$

$$V = \frac{3.1416 \cdot 190.17 \cdot 387.7}{60000}$$

$$V = 3.85 \ m/s$$

Tomando un grado de exactitud 8 en la fabricación de la corona, para tomar la condición más crítica. Para dureza HB>350 $k_d = 1.2$

Sustituyendo en la expresión

$$\sigma_{sup} = \frac{1070}{(12.29 \ cm - 0.5 \cdot 3.8 \ cm) \cdot 2.27} \sqrt{\frac{\sqrt{(2.27^2 \ cm + 1)^3}}{3.8 \ cm}} \cdot 7531.09 \ kgf - cm \cdot 1.1 \cdot 1.2$$

$$\sigma_{sup} = 9056.45 \ \frac{kgf}{cm^2}$$

$$\sigma_{sup} = 88.84 \ \frac{kN}{cm^2}$$



Esta tensión tiene que ser menor que la admisible. Según (Dobrovolski, 1991) cuando es desigual la dureza de la rueda y del piñón, la tensión admisible a la fatiga superficial del par se calcula como:

$$[\sigma]_{\sup} = \sqrt{\frac{[\sigma]_{\sup piñon}^2 + [\sigma]_{\sup corona}^2}{2}} \le 1.5[\sigma]_{\sup corona}$$

Donde $[\sigma]_{sup piñon}$ y $[\sigma]_{sup corona}$ son las tensiones por contacto admisibles para los dientes del piñón y de la rueda.

Para el piñón:

$$[\sigma]_{\sup pinon} = \sigma_{\sup pinon} \cdot k_r \cdot k_s \cdot k_a$$

 k_s = Coeficiente de calidad de la superficie.

Según (Dobrovolski, 1991) cuando se realiza un determinado período de asentamiento bajo carga k_s varía de 1.1 a 1.15 por lo tanto se tomará el valor medio de este rango.

 $k_s = 1.125$

k_r – coeficiente de régimen de carga.

Cuando se desea una vida prolongada en la transmisión se toma $k_r = 1$.

k_a – coeficiente que tiene en cuenta la viscosidad del aceite.

Según (Dobrovolski, 1991) los aceites con viscosidad cinemática entre 50 - 300 cSt se toma $k_a = 1$

 $\sigma_{\sup pi\tilde{n}on} = CR \cdot HRC$

CR – coeficiente que toma en cuenta la dureza d la superficie.

Para acero aleado, endurecido superficialmente con HRC = 62 CR = 280

$$\sigma_{\sup pi\bar{n}on} = 62 \cdot 280 = 17360 \frac{kgf}{cm^2}$$



$$[\sigma]_{\sup pinon} = 17360 \frac{kgf}{cm^2} \cdot 1 \cdot 1.125 \cdot 1$$

 $[\sigma]_{\sup pinon} = 19530 \frac{kgf}{cm^2}$

Para la corona de igual manera:

$$[\sigma]_{\sup corona} = \sigma_{\sup corona} \cdot k_r \cdot k_s \cdot k_a$$

$$\sigma_{\sup corona} = CR \cdot HRC$$

La corona tiene una dureza ligeramente más baja.

$$\sigma_{\sup corona} = 56 \cdot 280 = 15680 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^{2}}$$

$$[\sigma]_{\sup corona} = 15680 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^{2}} \cdot 1 \cdot 1.125 \cdot 1$$

$$[\sigma]_{\sup corona} = 17640 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^{2}}$$

$$[\sigma]_{\sup p} = \sqrt{\frac{[\sigma]_{\sup p \ pinon}^{2} + [\sigma]_{\sup \ corona}^{2}}{2}} \leq 1.5[\sigma]_{\sup \ corona}$$

$$[\sigma]_{\sup p} = \sqrt{\frac{\left(19530 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^{2}}\right)^{2} + \left(17640 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^{2}}\right)^{2}}{2}} \leq 1.5 \cdot 17640 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^{2}}$$

$$[\sigma]_{\sup p} = 18609 \cdot 0 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^{2}} \leq 26460 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^{2}}$$

$$[\sigma]_{\sup p} = 182 \cdot 55 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^{2}} \leq 259 \cdot 57 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^{2}}$$

$$\sigma_{\sup p} = 9056.45 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^{2}} < 18609 \cdot 0 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^{2}} = [\sigma]_{\sup p}$$



Como se puede apreciar la tensión de trabajo de la transmisión es 2.05 veces menor que la tensión admisible superficial de los materiales en contacto, por lo que se puede concluir que para las condiciones normales de explotación no existe el peligro de deterioro por fatiga superficial.

2.5 Evaluación de la resistencia a la fatiga por flexión.

La condición de resistencia a la fatiga por flexión es:

$$\sigma_{flex} = C \frac{L \cdot \sqrt{i^2 + 1} \cdot Mt_{eq} \cdot k_c \cdot k_d}{B \cdot m_n \cdot i \cdot y \cdot (L - 0.5B)^2} \leq [\sigma]_{flex}$$

El factor de forma del diente del piñón depende del número equivalente de dientes del piñón.

$$Z_{eqp} = \frac{Z_p}{\cos^3 \beta}$$
$$Z_{eqp} = \frac{11}{\cos^3 35}$$
$$Z_{eqp} = 31.42$$

De donde para $Z_{eqp} = 31.42$ y $\xi = 0$ y = 0.38

C depende del ángulo β de inclinación de los dientes y varía entre C = 0.5 a 0.75, para β = 8 a 45[°] Interpolando para β = 35[°] C =0.56

Sustituyendo en la expresión:

$$\sigma_{flex} = 0.56 \frac{12.29 \ cm \cdot \sqrt{2.27^2 + 1} \cdot 7531.09 \ kgf - cm \cdot 1.1 \cdot 1.2}{3.8 \ cm \cdot 0.9 \ cm \cdot 2.27 \cdot 0.38 \cdot (12.29 \ cm - 0.5 \cdot 3.8 \ cm)^2} \le [\sigma]_{flex}$$

 $\sigma_{flex} = 532.91 \frac{kgf}{cm^2}$



$$\sigma_{flex} = 5.22 \frac{kN}{cm^2}$$

La tensión admisible a la fatiga por flexión.

$$[\sigma]_{flex} = \frac{\sigma_0 \cdot k_r}{n' \cdot k\sigma}$$

n' - coeficiente del margen de seguridad.

Según (Dobrovolski, 1991)n'=2

 $k_r = 1$ (vida prolongada) $k_\sigma = 1.2$ (para aceros cementados)

$$\sigma_{0} = 0.5 \cdot \sigma_{u} \qquad \sigma_{u} = 110^{kgf} / mm^{2} \cdot 100^{mm^{2}} / cm^{2}$$
$$\sigma_{0} = 0.5 \cdot 11000^{kgf} / cm^{2} \qquad \sigma_{u} = 11000^{kgf} / cm^{2}$$

$$[\sigma]_{flex} = \frac{5500 \frac{kgf}{cm^2} \cdot 1}{2 \cdot 1.2}$$
$$[\sigma]_{flex} = 2291.66 \frac{kgf}{cm^2}$$
$$[\sigma]_{flex} = 22.48 \frac{kN}{cm^2}$$

Como se puede apreciar $\sigma_{flex} = 5.22 \frac{kN}{cm^2} < [\sigma]_{flex} = 22.48 \frac{kN}{cm^2}$ cumpliéndose la condición de resistencia, por lo que se comprueba que los dientes no fallan por fractura por fatiga en condiciones normales de explotación.

2.6. Evaluación de la posibilidad del deterioro por sobrecargas para el torque máximo dinámico del reductor.



2.6.1 Cálculo del torque dinámico máximo en la corona.

Este cálculo se realiza puesto que, la destrucción de la superficie de los dientes puede tener lugar a una acción momentánea (incluso de una vez) de la carga, si su magnitud es muy grande.

El torque máximo posible en la corona depende del posible coeficiente de carga dinámica de la instalación. Para poder determinar este coeficiente es preciso poder estimar o calcular las cargas dinámicas que se generan cuando este está operando durante el proceso. Según (Reshetov, 1985) para el caso de grandes masas rotatorias y cargas de choque como son: molinos, laminadores, etc.: $k_{din} = 2.5$ a 3 o más Según datos de AFBMA (Anti-friction Bearing Manufacturers Association), para el cálculo de los cojinetes de rotores en máquinas con choques moderados: $k_{din} = 1.5$ a 3 En el caso del Molino de la Planta de Plástico (Goytisolo, 2005) se calculó la carga dinámica y se toma un valor medio entre el mínimo posible k_{din} . Min. = 1 y el máximo calculado k_{din} . Max. = 10. En este trabajo se tomará también un valor medio un valor de $k_{din} = 5.5$ para realizar los cálculos siguientes.

 $Mt_{\max.c} = k_{din} \cdot Mt_c$ $Mt_{\max.c} = 5.5 \cdot 7531.09 \ kgf - cm$ $Mt_{\max.c} = 41420.9 \ kgf - cm$ $Mt_{\max.c} = 406.33kN - cm$

2.6.2. Evaluación de la posible fractura de la superficie por sobrecargas para el reductor.

La condición de resistencia para esta avería es:

$$\sigma_{\sup.\max} = \frac{1070}{(L-0.5B)i} \sqrt{\frac{\sqrt{(i^2+1)^3}}{B}} \cdot Mt_{\max.c} \cdot k_c \cdot k_d \leq [\sigma]_{\sup\lim}$$

La capacidad superficial límite según (Dobrovolski, 1991) es;



$$\begin{aligned} [\sigma]_{\text{sup} \text{lim}} &= 420 \cdot HRC \\ [\sigma]_{\text{sup} \text{lim}} &= 420 \cdot 56 = 23520 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \\ \sigma_{\text{sup} \text{max}} &= \frac{1070}{(12.29 \text{ } \text{cm} - 0.5 \cdot 3.8 \text{ } \text{cm}) \cdot 2.27} \sqrt{\frac{\sqrt{(2.27^2 + 1)^3}}{3.8 \text{cm}}} \cdot 41420.9 \text{ } \text{kgf} - \text{cm} \cdot 1.1 \cdot 1.2 \\ \sigma_{\text{sup} \text{max}} &= 21259.54 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \\ \sigma_{\text{sup} \text{max}} &= 208.55 \frac{\text{kN}}{\text{cm}^2} \\ \sigma_{\text{sup} \text{max}} &= 21259.54 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \leq [\sigma]_{\text{sup} \text{lim}} = 23520 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \\ \sigma_{\text{sup} \text{max}} &= 21259.54 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \leq [\sigma]_{\text{sup} \text{lim}} = 23520 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \end{aligned}$$

Como se puede apreciar la tensión superficial para torque máximo de trabajo de la transmisión es 1.1 veces menor que la tensión admisible superficial límite de los materiales en contacto, por lo que se puede concluir que no debe estar presente el deterioro superficial por sobrecargas.

2.6.3 Evaluación de la posible fractura por sobrecargas de los dientes del piñón.

La condición de resistencia a esta avería es:

$$\sigma_{flex_{\max}} = C \frac{L \cdot \sqrt{i^2 + 1} \cdot Mt_{\max PC} \cdot k_c \cdot k_d}{B \cdot m_n \cdot i \cdot y \cdot (L - 0.5B)^2} \le [\sigma]_{flex_{\min}}$$

$$[\sigma]_{flex \lim} = \frac{\sigma_u}{n' \cdot k_{\sigma}}$$
 Donde: $\sigma_u = 11000 \frac{kgf}{cm^2}$

n' - coeficiente del margen de seguridad varia entre 2.5 a 3. n' = 3



 k_{σ} - factor de concentración de tensiones en el pie del diente de las ruedas 1.2

$$\begin{split} [\sigma]_{flex} &= \frac{\sigma_u}{n' \cdot k_{\sigma}} \\ [\sigma]_{flex} &= \frac{11000^{kgf}/cm^2}{3 \cdot 1.2} \\ [\sigma]_{flex} &= 3055.55^{kgf}/cm^2 \\ [\sigma]_{flex} &= 29.97^{kN}/cm^2 \\ \sigma_{flex} &= 29.97^{kN}/cm^2 \\ \sigma_{flex} &= 0.56 \frac{12.29 \ cm \cdot \sqrt{2.27^2 + 1} \cdot 41420.9kgf - cm \cdot 1.1 \cdot 1.2}{3.8 \ cm \cdot 0.9 \ cm \cdot 2.27 \cdot 0.38 \cdot (12.29 \ cm - 0.5 \cdot 3.8 \ cm)^2} \\ \sigma_{flex} &= 2930.93^{kgf}/cm^2 \\ \sigma_{flex} &= 28.75 \frac{kN}{cm^2} \\ \sigma_{flex} &= 2930.93^{kgf}/cm^2 \le [\sigma]_{flex} &= 3055.55 \frac{kgf}{cm^2} \\ \sigma_{flex} &= 28.75 \frac{kN}{cm^2} \le [\sigma]_{flex} &= 3055.55 \frac{kgf}{cm^2} \\ \end{split}$$

Como podemos apreciar $\sigma_{flex_{max}} = 28.75 \frac{kN}{cm^2} \le [\sigma]_{flex_{lim}} = 29.97 \frac{kN}{cm^2}$

Cumpliéndose la condición de resistencia por lo que los dientes tampoco fallan por fractura por sobrecargas en los pies de los dientes, sin embargo como se puede apreciar la reserva de resistencia no es muy grande por lo que en una sobrecarga violenta pudiera ocurrir la fractura de los dientes. En la fractura de los dientes del piñón de los reductores de los ventiladores pueden haber existido dos posibles causas de la fractura de los dientes:



- 1. La primera que durante la fractura de alguno de los roblones, la cabeza del mismo se haya introducido entre los dientes y haya provocado la fractura.
- 2. Los obreros y técnicos de la propia Refinería plantean que durante el trabajo de los ventiladores se producen impactos considerables pues, cuando el ventilador está parado, las paletas del mismo giran en sentido contrario por la circulación espontánea del viento y cuando arranca en ese instante ocurre un impacto grande. En esas condiciones puede aparecer una primera grieta en el pie, que se desarrolla posteriormente por fisuración progresiva. Cuando se produce la fractura de un diente la situación se agudiza pues las cargas dinámicas se intensifican y pueden partirse otros dientes.
- 2.7. Análisis de la posible falla del árbol de la corona.

2.7.1. Esquema de análisis del árbol considerando la elasticidad angular de los cojinetes de rodamientos.

En el análisis de la posibilidad de fractura del árbol de la corona, se empleará un esquema de análisis más exacto que considera la rigidez al giro propio de los cojinetes de rodamientos. Los soportes de los árboles de las máquinas históricamente se han idealizado a través de tres esquemas de análisis típicos: el apoyo articulado móvil, el apoyo articulado fijo y el apoyo empotrado, sin embargo, estos esquemas idealizados se alejan en cierta medida de la realidad. Los apoyos articulados provocan en los mismos: fuerzas internas, tensiones, flechas y pendientes mucho mayores que los reales y los apoyos empotrados: fuerzas internas, tensiones, flechas y pendientes mucho mayores que las que existen en la realidad. Estas insuficiencias de los esquemas de análisis se han asimilado históricamente a través del controvertido factor de seguridad, encargado de llevar sobre su espalda todas las imprecisiones e incertidumbres de los cálculos. En el presente trabajo se describe una nueva metodología para el cálculo de árboles del reductor utilizando un esquema de análisis con empotramientos parcialmente elásticos, al considerar la rigidez angular de los cojinetes de rodamientos. Los esquemas de análisis de los apoyos rígidos clásicos



utilizados en los sistemas planos en la literatura de Mecánica Teórica se muestran en las Fig. 2.1. En la literatura técnica se utilizan otros apoyos articulados que consideran las propiedades elásticas de los apoyos. Estos modelos se muestran en las Fig. 2.2. En la literatura de Mecánica Teórica (Bedford A., Fower W., 2002) (Beer F.P., Jonhston E.R., 1984) (Merian, 2003) sólo se hace referencia a los apoyos rígidos clásicos, ningún autor hace referencia a otro tipo de apoyo que tenga rigidez intermedia entre los apoyos articulados y los empotrados.



a) Apoyo Articulado Rígido Móvil. b) Apoyo Articulado Rígido Fijo. c) Empotramiento Rígido





a) Móvil Elástico b) Fijo Elástico.

Fig. 2.2 Esquema de Análisis de los Apoyos Linealmente Elásticos

En la literatura de Mecánica de Materiales, la mayoría de los autores se refieren también exclusivamente a los apoyos rígidos clásicos, sin contemplar en ningún caso la elasticidad de los apoyos (Fitzgerald, 1996) (Fogiel, 1988) (Mott, 1996) (Spiegel, 1999) .Otro grupo de autores trata de alguna manera los apoyos elásticos mencionados anteriormente (Birger, 1966) (Feodosiev, 1985) (Pisarenko, 1989) y sólo en (Olsen, 1965) se menciona la posibilidad de que los empotramientos no sean perfectamente rígidos, pero sin profundizar en las cualidades ni en el modelo físico – matemático de este tipo de Esquema de Análisis y mucho menos en los procedimientos de cálculo. En la literatura de Diseño de Elementos de Máquinas los autores se refieren en mayor



medida a los aspectos vinculados con la rigidez de los apoyos y a los posibles Esquemas de Análisis al situar las reacciones en los mismos, así por ejemplo: (Wilson, 1997) al referirse a las reacciones en los elementos sometidos a flexión, señala que los soportes son usualmente idealizados con el objetivo de simplificar el análisis y añade que el soporte simple consiste en una fuerza concentrada resultante como reacción. Este tipo de soporte es utilizado para representar: cajas de bolas, rolletes, cojinetes de deslizamiento y otros soportes que permiten alguna rotación o pendiente en el plano durante la deformación por flexión. "Si el soporte de la viga no permite movimiento relativo a lo largo del eje de la misma, entonces surgirá una restricción adicional que provocará una fuerza axial como resultado de dicha restricción". Este efecto axial se desprecia siempre en los problemas de Diseño de Máquinas y continúa diciendo: "El apoyo empotrado, proporciona cómo reacciones una fuerza y un momento que no permiten rotación alguna en el plano de la deflexión del elemento. La pendiente de la curva elástica del elemento es cero en el apoyo empotrado, los que son utilizados para representar soportes muy rígidos". Cuando se refiere a las reacciones en los cojinetes en el diseño de árboles, explica que: "generalmente los mismos están soportados por dos cojinetes, como regla, los cuales son considerados como soportes simples o simples apoyos". Al construir diagramas de momentos flectores, tanto en elementos sometidos a flexión como en el diseño de árboles, sólo se refiere a los apoyos clásicos y sus reacciones correspondientes. Los autores que abordan el Diseño por el Método Elementos Finitos (MEF) (Hawkers, 1989) (Volmir, 1986) (Wilson, 1997) de los emplean diferentes tipos de elementos que se diferencian por su forma, a través de las posiciones relativas de sus nodos y por los grados de libertad, es decir por las posibles direcciones del movimiento de cada nodo, eligiendo adecuadamente estos elementos en las zonas de apoyo es posible modelar apoyos con diferente rigideces y lograr una mayor aproximación a la realidad que en los clásicos apoyos articulados y empotrados. Esta cualidad del Método de los Elementos Finitos puede ser utilizada en la práctica para lograr aproximaciones más exactas. El Colectivo de Mecánica Aplicada de la Universidad de Cienfuegos ha definido un Nuevo Tipo de Apoyo Elástico: El Empotramiento Elástico (Fig. 2.3 a) y el Empotramiento Parcialmente Elástico (Fig. 2.3



b) y ha determinado experimentalmente (Goytisolo R. , Diseño de Elementos de Máquinas, 2006) (Hidalgo Meizoso, 2009) el coeficiente de rigidez de los cojinetes de rodamientos más comunes al ser utilizados como apoyos en árboles. Una caja de bolas radial de doble hilera autoalineante se comporta a la flexión como una articulación rígida, sin embargo, una caja de bolas radial rígida de simple hilera se comporta como un empotramiento parcialmente elástico con un coeficiente de rigidez $\varphi = 0,346$.



a) Empotramiento Elástico b) Empotramiento Parcialmente Elástico. Fig. 2.3 Empotramientos Elásticos.

En el presente capítulo se calculará el árbol del reductor considerando la elasticidad angular de los cojinetes de rodamiento.

2.7.2 Esquema de análisis del árbol de la corona con empotramiento parcialmente elásticos en los apoyos.

El esquema de análisis del reductor con empotramiento parcialmente elástico en los apoyos es el siguiente:







Fig. 2.4 Esquema de análisis del árbol del reductor con empotramientos parcialmente elástico en los apoyos. a) Plano y-z b) Plano x-z

La representación simplificada de un apoyo parcialmente elástico es como se muestra en la Fig. 2.4 compuesta por un apoyo articulado rígido y un muelle de torsión que representa la rigidez del apoyo al giro. Se trabajaran los dos planos por separado y se aplicará el principio de la superposición.

2.7.3 Solución del sistema hiperestático en el plano y-z.

Para resolver un sistema hiperestático con empotramiento parcialmente elásticos se hace necesario resolver primero el sistema con empotramiento rígido para poder hallar los momentos en los empotramientos parcialmente elásticos, ya que el momento en estos es una fracción del momento en el empotramiento rígido. Esta fracción es el coeficiente de rigidez del apoyo φ que depende del tipo de cojinete que se trate. El esquema de análisis y el sistema equivalente del árbol en el plano y-z será:





Fig. 2.5 Esquema de análisis en el plano y-z con empotramientos rígidos y su sistema equivalente

Para la solución se aplicará el Método de las Fuerzas. El sistema tiene dos grados de hiperestaticidad o sea dos ecuaciones canónicas, las ecuaciones canónicas son:

$$\begin{split} &\delta_{11}X_1+\delta_{12}X_2+\delta_{1p}=0\\ &\delta_{21}X_1+\delta_{22}X_2+\delta_{2p}=0 \end{split}$$

Los diagramas unitarios de las incógnitas y los diagramas de la carga son:





Fig.2.6 Diagrama unitarios de las incógnitas y diagramas de las cargas en el Plano y –z. Los coeficientes de las incógnitas serán:

$$\delta_{11} = \frac{l}{3EI}$$
$$\delta_{12} = \frac{l}{6EI}$$
$$\delta_{2.2} = \frac{l}{3EI}$$
$$\delta_{1p} = \delta_{1Pr} + \delta_{1Mr}$$



$$\delta_{1Pr} = -\frac{P_r \cdot l}{24 \cdot EI} (l + A_2)$$

$$\delta_{1Mr} = -\frac{Mc}{6 \cdot l^2 \cdot EI} \Big[A_1^2 (2A_2 - l) - 2A_2^3 \Big]$$

$$\delta_{1P} = -\frac{P_r \cdot l}{24 \cdot EI} (l + A_2) + \frac{M_c}{6 \cdot l^2 \cdot EI} \Big[A_1^2 (2A_2 - l) - 2A_2^3 \Big]$$

$$\begin{split} \delta_{2P} &= \delta_{2Pr} + \delta_{2Mr} \\ \delta_{2Pr} &= -\frac{P_r \cdot l}{24 \cdot EI} (l + A_1) \\ \delta_{2Mr} &= \frac{M_c}{6 \cdot EI} \Big[2 \cdot A_1^3 - A_2^2 \cdot l - 2A_1 \cdot A_2^2 \Big] \\ \delta_{2P} &= -\frac{P_r \cdot l}{24 \cdot EI} (l + A_1) + \frac{M_r \cdot A_1}{6 \cdot l^2 \cdot EI} \Big(2A_1^3 - A_2^2 \cdot l - 2A_1 \cdot A_2^2 \Big) \end{split}$$

Las ecuaciones canónicas quedarán como sigue:

$$\frac{l}{3 \cdot EI} \cdot X_{1} + \frac{l}{6 \cdot EI} X_{2} = \frac{P_{r} \cdot l}{24 \cdot EI} (l + A_{2}) + \frac{M_{r}}{6 \cdot l^{2} \cdot EI} \Big[2A_{1}^{2} \cdot A_{2} - A_{1}^{2} \cdot l - 2A_{2}^{3} \Big]$$

$$2X_{1} + X_{2} = \frac{P_{r}}{4} (l + A_{2}) + \frac{M_{r}}{l^{3}} \Big[2A_{1}^{2} \cdot A_{2} - A_{1}^{2} \cdot l - 2A_{2}^{3} \Big] \qquad ecuación (I)$$

$$\frac{l}{6 \cdot EI} \cdot X_{1} + \frac{l}{3 \cdot EI} X_{2} = \frac{P_{r} \cdot l}{24 \cdot EI} (l + A_{1}) + \frac{M_{r}}{6 \cdot l^{2} \cdot EI} \Big[2A_{1}^{3} - A_{2}^{2} \cdot l - 2A_{1} \cdot A_{2}^{2} \Big]$$

$$X_{1} + 2X_{2} = \frac{P_{r}}{4} (l + A_{1}) + \frac{M_{r}}{l^{3}} \Big[2A_{1}^{3} - A_{2}^{2} \cdot l - 2A_{1} \cdot A_{2}^{3} \Big] \qquad ecuación (II)$$

Trabajando en la primera ecuación:



$$2X_{1} + X_{2} = \frac{P_{r}}{4}(l + A_{2}) + \frac{M_{r}}{l^{3}}(2A_{1}^{2} \cdot A_{2} - A_{1}^{2} \cdot l - 2A_{2}^{3})$$

$$2X_{1} + X_{2} = \frac{0.95 \ kN}{4}(68.5 \ cm + 17.97 \ cm) + \frac{73.88 \ kN - cm}{68.5^{3} \ cm} \cdot (2 \cdot 50.525^{2} \ cm \cdot 17.97 \ cm - 50.525^{2} \ cm \cdot 68.5 \ cm - 2 \cdot 17.97^{3} \ cm)$$

$$2X_{1} + X_{2} = -1.257 \ kN - cm$$

Trabajando en la segunda ecuación:

$$\frac{l}{6 \cdot EI} \cdot X_{1} + \frac{l}{3 \cdot EI} X_{2} = \frac{P_{r} \cdot l}{24 \cdot EI} (l + A_{1}) + \frac{M_{r}}{6 \cdot l^{2} \cdot EI} \Big[2A_{1}^{3} - A_{2}^{2} \cdot l - 2A_{1} \cdot A_{2}^{2} \Big]$$

$$X_{1} + 2X_{2} = \frac{P_{r}}{4} (l + A_{1}) + \frac{M_{r}}{l^{3}} \Big[2A_{1}^{3} - A_{2}^{2} \cdot l - 2A_{1} \cdot A_{2}^{3} \Big]$$

$$X_{1} + 2X_{2} = \frac{0.95}{4} (68.5 \ cm + 50.525 \ cm) + \frac{73.88 \ kN - cm}{68.5^{3} \ cm} \cdot \Big[2 \cdot 50.525^{3} \ cm - 17.97^{2} \ cm \cdot 68.5 \ cm - 2 \cdot 50.525 \ cm \cdot 17.97^{3} \ cm \Big]$$

$$X_{1} + 2X_{2} = 74.976 \ kN - cm$$

Multiplicando por (-2) la primera ecuación y sumando ambas se llega al resultado de $\,X_1^{}\,$ y $\,X_2^{}\,$

$$2X_{1} + X_{2} = -1.257 \ kN - cm \qquad /\cdot -2$$

$$X_{1} + 2X_{2} = 74.976 \ kN - cm$$

$$-4X_{1} - 2X_{2} = 2.514 \ kN - cm$$

$$X_{1} + 2X_{2} = 74.956 \ kN - cm$$

$$-3X_{1} = 77.47 \ kN - cm$$

$$X_{1} = -25.82 \ kN - cm$$

Sustituyendo $X_1 = -25.82 \ kN - cm$ en la ecuación (*II*) obtenemos que:

 $X_{1} + 2X_{2} = 74.956 \ kN - cm$ $- 25.82 \ kN - cm + 2X_{2} = 74.956 \ kN - cm$ $X_{2} = 50.398 \ kN - cm$



Conocidas los momentos de reacción en los empotramientos rígidos A y B podemos calcular los Momentos concentrados que surgen en los mismos considerados como empotramientos parcialmente elásticos. La combinación de cojinetes de rodamientos existente en el apoyo A, o sea, una caja de bolas radial de simple hilera con una caja de bolas axial de simple hilera no ha sido investigada experimentalmente (Goytisolo, 2005) (Hidalgo Meizoso, 2009) pero se considerara que esta combinación es rígida al giro y que se comporta desde el punto de vista de su rigidez al giro como una caja de bolas radial rígida de doble hilera, que si ha sido investigada en los trabajos anteriores. El coeficiente de rigidez al giro de este cojinete es elevado, $\varphi_A = 0,6$. De donde el momento en ese empotramiento parcialmente elástico será:

 $M_{A} = \varphi_{A} \cdot X_{1}$ $M_{A} = 0.6 \cdot -25.82 \ kN - cm$ $M_{A} = 15.492 \ kN - cm$

La caja de bolas radial rígida de simple hilera posee un coeficiente de rigidez al giro (Goytisolo, 2005) (Hidalgo Meizoso, 2009) igual a φ_B = 0,346. De donde:

 $M_{B} = \varphi_{B} \cdot X_{2}$ $M_{B} = 0.346 \cdot 50.398 \, kN - cm$ $M_{B} = 17.43 \, kN - cm$

Con estos momentos ya calculados se puede plantear el sistema real de cargas reales del árbol de la corona:





Fig.2.7 Esquema real de carga sobre el árbol de la corona

El sistema de cargas del árbol es isostático y las reacciones A_y y B_y se hayan del equilibrio.

$$\begin{split} \sum M_{A} &= 0 \\ M_{A} + M_{C} + P_{R} \cdot a_{1} + M_{B} - B_{Y} \cdot L = 0 \\ B_{y} &= \frac{P_{r} \cdot A_{1} + M_{A} + M_{C} + M_{B}}{l} \\ B_{y} &= \frac{0.95 \, kN \cdot 50.525 \, cm + 15.492 \, kN - cm + 73.88 \, kN - cm + 17.43 \, kN - cm}{68.495 \, cm} \\ B_{y} &= 2.26 \, kN \\ \sum M_{B} &= 0 \\ M_{A} - A_{Y} \cdot L + M_{C} - P_{R} \cdot a_{2} + M_{B} = 0 \\ A_{y} &= \frac{M_{A} + M_{C} + M_{B} - (P_{r} \cdot a_{2})}{l} \\ A_{y} &= \frac{15.492 \, kN - cm + 73.88 \, kN - cm + 17.43 \, kN - cm - (0.95 \, kN \cdot 50.525) \, cm}{68.495 \, cm} \\ A_{y} &= 1.31 \, kN \end{split}$$

Teniendo todas las cargas y reacciones se pueden construir los diagramas de fuerzas de cortante y de momentos flectores en el Plano y-z. En la Fig. 2.8 se muestran estos diagramas.





Fig. 2.8 Diagrama de cortante (Q) y momento flector (Mf) en el plano y-z.

2.7.4. Solución del sistema hiperestático en el plano x-z.

El sistema hiperestático en el plano x-z se soluciona de la misma manera que en el plano y-z. Para resolver el sistema hiperestático con empotramiento parcialmente elásticos se hace necesario resolver primero el sistema con empotramiento rígido para poder hallar los momentos en los empotramientos parcialmente elásticos, ya que el momento en estos es una fracción del momento en el empotramiento rígido.





Fig. 2.9 Esquema de análisis en el plano x-z con empotramientos rígidos y su sistema equivalente.

Para la solución se aplica el Método de las Fuerzas. El sistema, igual que en el plano yz, tiene dos grados de hiperestaticidad, o sea, dos ecuaciones canónicas.

$$\begin{split} \delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \delta_{1p} &= 0 \\ \delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \delta_{2p} &= 0 \end{split}$$

Los diagramas unitarios de las incógnitas y los diagramas de las cargas son:





Fig. 2.10 Diagrama unitario de las incógnitas y diagrama de las cargas externas en el plano x-z.

Los coeficientes de las incógnitas son:

$$\delta_{11} = \frac{l}{3EI}$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} \frac{l}{6EI}$$

$$\delta_{22} = \frac{l}{3EI}$$

$$\delta_{1p} = \delta_{1PT}$$

$$\delta_{1PT} = -\frac{P_T \cdot l}{24EI} (l + A_2)$$

$$\delta_{1p} = -\frac{P_T \cdot l}{24EI} (l + A_2)$$



$$\delta_{2p} = \delta_{2PT} = -\frac{P_T \cdot l}{24EI} (l + A_1)$$
$$\delta_{2p} = -\frac{P_T \cdot l}{24EI} (l + A_1)$$

Las ecuaciones canónicas quedan como sigue:

$$\frac{l}{3EI}X_1 + \frac{l}{6EI}X_2 = \frac{P_T \cdot l}{24EI}(l + A_2)$$

$$2X_1 + X_2 = \frac{P_T}{4}(l + A_2) \qquad ecuación(I)$$

$$\frac{l}{6EI}X_1 + \frac{l}{3EI}X_2 = \frac{P_T \cdot l}{24EI}(l + A_1)$$

$$X_1 + 2X_2 = \frac{P_T}{4}(l + A_1) \qquad ecuación(II)$$

Trabajando en la primera ecuación.

$$2X_{1} + X_{2} = \frac{P_{T}}{4} (l + A_{2})$$

$$2X_{1} + X_{2} = \frac{7.77 \ kN}{4} (68.5 + 17.975)$$

$$2X_{1} + X_{2} = 167.977 \ kN - cm$$

Trabajando en la segunda ecuación.

$$X_{1} + 2X_{2} = \frac{P_{T}}{4} (l + A_{1})$$

$$X_{1} + 2X_{2} = \frac{7.77 \ kN}{4} (68.5 \ cm + 50.525 \ cm)$$

$$X_{1} + 2X_{2} = 231.206 \ kN - cm$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones.



$$2X_{1} + X_{2} = 167.977 \quad \cdot -2$$

$$X_{1} + 2X_{2} = 231.206$$

$$-4X_{1} - 2X_{2} = -335.954$$

$$X_{1} + 2X_{2} = 231.206$$

$$-3X_{1} = -104.748$$

$$X_{1} = 34.916 \ kN - cm$$

Sustituyendo X_1 en (II)

$$X_{1} + 2X_{2} = 231.206 \ kN - cm$$

34.916 kN - cm + 2X₂ = 231.206 kN - cm
$$X_{2} = \frac{231.206 \ kN - cm - 34.916 \ kN - cm}{2}$$

$$X_{2} = 98.145 \ kN - cm$$

Conocidas las reacciones X_1 y X_2 se pueden hallar los momentos que surgen en los empotramientos parcialmente elásticos que representan los cojinetes de rodamientos.

$$M_{A} = \varphi_{A} \cdot X_{1}$$

$$M_{A} = 0.6 \cdot 34.916 \ kN - cm$$

$$M_{A} = 20,95 \ kN - cm$$

$$M_{B} = \varphi_{B} \cdot X_{2}$$

$$M_{B} = 0.346 \cdot 98.145 \ kN - cm$$

 $M_{B} = 33.958 \ kN - cm$

Se puede plantear el esquema real de cargas y construir los diagramas de fuerza de cortante y momento flector para este plano x-z.



$$\begin{split} \sum M_{A} &= 0 \\ -M_{A} + P_{T} \cdot A_{1} + B_{y} \cdot l + M_{B} &= 0 \\ B_{y} &= \frac{M_{A} - P_{T} \cdot A_{1} - M_{B}}{l} \\ B_{y} &= \frac{20.949 \ kN - cm - 7.77 \ kN \cdot 50.525 \ cm - 33.958 \ kN - cm}{68.5 \ cm} \\ B_{y} &= 5.91 \ kN \\ \\ \sum M_{B} &= 0 \\ A_{y} \cdot l - M_{A} - P_{T} \cdot A_{2} + M_{B} &= 0 \\ A_{y} &= \frac{M_{A} + P_{T} \cdot A_{2} - M_{B}}{l} \\ A_{y} &= \frac{20.949 \ kN - cm + 7.77 \ kN \cdot 17.97 \ cm - 33.958 \ cm}{68.5 \ cm} \end{split}$$

$$A_{v} = 1.848 \ kN$$



Fig. 2.11 Diagrama de cortante (Q) y momento flector (Mf) en el plano x-z.



2.7.5 Construcción del diagrama de momentos flectores resultante.



Fig. 2.12 Diagrama de momento flector en los planos y-z y x-z para hallar los momentos flectores resultantes.

En la Fig. 2.12 se han ubicado los diagramas de momentos flectores en los planos y-z y x-z en el mismo diagrama para hallar los momentos flectores en determinados puntos y



hallar entonces los momentos flectores resultantes. Para ello se establecieron proporciones entre los diversos triángulos semejantes de los diagramas.

$M_{c.Y-Z} = 25.347 \ kN$
$M_{d1.YZ}$ _ $M_{g.Y-Z}$
$Z_3 = 17.97 - Z_3$
23.18517.43
$Z_3 = 17.97 - Z_3$
$Z_3 = 10.258 cm$
$M_{d.X-Z}$ $M_{e.X-Z}$
$Z_7 Z_4$
$\frac{72.421}{M_{e.X-Z}}$

$$\overline{7.712} = \overline{1.976} \qquad \overline{12.234} = \overline{1.976}$$

$$M_{f.Y-Z} = 4.465 \ cm \qquad M_{e.X-Z} = 11.697 \ cm$$

$$\begin{array}{ll} Z_5 = 17.97 - Z_3 & & Z_4 = Z_5 - Z_6 \\ Z_5 = 17.97 - 10.258 & & Z_4 = 7.712 - 5.736 \\ Z_5 = 7.712 \ cm & & Z_4 = 1.976 \ cm \end{array}$$

El cálculo de los momentos flectores resultantes se realizó por la siguiente ecuación:

$$Mf_{R} = \sqrt{Mf_{X-Z}^{2} + Mf_{Y-Z}^{2}}$$

Los valores de los momentos flectores en los planos x-z y y-z y el momento flector resultante correspondiente aparece en la Tabla 2.1, para diferentes valores de z.


lat	Tabla 2.1 Momentos Flectores Resultantes.						
Z (cm)	Mf X-Z (kN-cm)	Mf Y-Z (kN-cm)	Mfr (kN-cm)				
26,3	20,949	15,942	26,325				
57,47	36,21	25,347	44,2				
76,825	72,421	50,695	88,401				
76,825	72,421	23,185	76,042				
87,08	11,697	0	11,697				
89,05	0	4,465	4,465				
95	33,958	17,43	38,170				

A continuación se muestra que parte del momento flector resultante soporta el árbol y cuanto soporta el manguito de sujeción.

$$M_{fr} = M_{fa} + M_{fm} \qquad I_{m} = \frac{\pi \cdot (D^{4} - d^{4})}{64} - \frac{b \cdot t(d - t)^{2}}{4} \\ M_{fm} = M_{fa} \cdot \frac{E_{m} \cdot I_{m}}{E_{a} \cdot I_{a}} \qquad I_{a} = \frac{\pi \cdot d^{4}}{64} - \frac{b \cdot t(d - t)^{2}}{4} \\ M_{fa} = \frac{M_{fr}}{\left(1 + \frac{E_{m} \cdot I_{m}}{E_{a} \cdot I_{a}}\right)}$$

Tabla 2.2 Momentos flectores resultantes en el árbol y en el manguito de sujeción								
Mfr (kN-cm)	IC (cm ⁴)	la (cm4)	D (cm)	d (cm)	b (cm)	t (cm)	Mfa (kN-cm)	Mfm (kN-cm)
88,401	443,492	237,386	11	8,5	2	0,6	30,821	57,580
76,042	443,492	237,386	11	8,5	2	0,6	26,512	49,530
11,697	443,492	237,386	11	8,5	2	0,6	4,078	7,619
4,465	443,492	237,386	11	8,5	2	0,6	1,557	2,908
38,17	742,528	237,386	12	8,5	2	0,6	9,247	28,923

2.7.6 Cálculo de las tensiones normales de flexión en las diferentes secciones del árbol y de los factores de seguridad estático con relación a la fluencia y a la fatiga por flexión.

Las tensiones normales de flexión se calculan por la Ecuación de Navier para la distancia y_{max,} siguiente: $\sigma = \frac{Mf_R}{W}$.El módulo de la sección W depende de la geometría de la sección.





Fig. 2.13 Sección de un árbol, a) árbol macizo, b) árbol con chavetero.

Para la sección a)
$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$
 y para la sección b) $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t(d-t)^2}{2d}$

Tabla 2.3 Tensiones normales de flexión en las distintas secciones del árbol						
Z (cm)	W (cm3)	b (cm)	t (cm)	d (cm)	σ (kN/cm2)	
26,3	84,503	1,2	0,45	9,6	0,312	
57,47	98,174			10	0,450	
76,825	98,174			10	0,314	
76,825	98,174			10	0,270	
87,08	55,886	2	0,6	8,5	0,073	
89,05	55,886	2	0,6	8,5	0,028	
95	60,291	2	0,6	8,5	0,153	

El factor de seguridad estático con relación a la fluencia es un indicador de la capacidad de sobrecarga del árbol sin que aparezcan deformaciones plásticas y se calcula por la expresión:

$$n_{est.} = \frac{\sigma_f}{\sigma}$$

Los resultados del cálculo se dan en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4. Factor de Seguridad estático a la flexión en las diferentes secciones del árbol.					
Z (cm) Of (kN/cm2) Oreg (kN/cm2) Nest					
26,3	25,3	0,312	81,213		
57,47	25,3	0,450	56,195		
76,825	25,3	0,314	80,589		
76,825	25,3	0,270	93,687		
87,08	25,3	0,073	346,707		
89,05	25,3	0,028	908,272		
95	25,3	0,153	164,962		

El ciclo de las tensiones normales en el árbol es simétrico y el factor de seguridad a la fatiga del mismo se calcula por la siguiente expresión:



$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon \cdot \beta}{k_{\sigma} \cdot \sigma_{a}}$$

Los resultados del cálculo se dan en la Tabla 2.5

Tabla 2.5 Factores de seguridad a la fatiga por flexión en las secciones más características del árbol.										
Z (cm) d (cm) β qT αT ε kT kσ (kN/cm2) (kN/cm2) nσ								nσ		
26,3	9,6	0,76	0,58	1,8	0,59	1,464	1,773	24,525	0,312	19,876
40,5	10	0,75	0,61	2,1	0,58	1,671	2,118	24,525	0,314	16,039
81	11	0,75	0,61	2,15	0,57	1,702	2,169	24,525	0,073	66,211
88	8,5	0,8	0,61	2,33	0,56	1,811	2,352	24,525	0,028	166,825
95	8,5	0,8	0,61	2,33	0,56	1,811	2,352	24,525	0,153	30,530

2.7.7 Cálculo de las tensiones tangenciales de torsión en las diferentes secciones del árbol y de los factores de seguridad estático con relación a la fluencia y a la fatiga.

Las tensiones tangenciales en las distintas secciones del árbol se calculan por la

ecuación siguiente: $\tau = \frac{Mt_c}{W_t}$ Donde, los módulos de la sección a torsión son:

Para la sección a) $W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$ y para la sección b) $W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t(d-t)^2}{2d}$ a) b

Fig. 2.14 Sección de un árbol, a) árbol macizo, b) árbol con chavetero.

Los resultados se dan en la Tabla 2.6.



Tabla2.6 Tensiones tangenciales de torsión en las distintas secciones del árbol						
Z (cm)	Wt (cm3)	b (cm)	t (cm)	d (cm)	т (kN/cm2)	
0	50,2656			8	1,470	
6,5	116	2	0,6	8,5	0,637	
14,5	152,895			9,2	0,483	
19,25	173	1,2	0,5	9,5	0,427	
26,3	171,362	1,2	0,45	9,6	0,431	
40,5	196,25			10	0,376	
81	120,522			85	0,613	
88,695	116,116	2	0,6	85	0,318	

El valor de la tensión tangencial en el último punto analizado en la tabla (que corresponde a la mitad de la longitud del manguito de sujeción) es más pequeño que el penúltimo pues a pesar de tener menor diámetro esa sección y un chavetero que reduce el módulo, el momento torsor que transmite esa sección es la mitad del momento torsor que transmite el árbol en el resto de su longitud, pues la otra mitad la transmite el manguito de sujeción de la corona.

El factor de seguridad estático a la torsión se calcula por la expresión: $n_T = \frac{\tau_f}{\tau_{\text{max}}}$

Tabla2.7 Factor de seguridad a la torsión en las diferentes secciones del árbol					
Z (cm) Tf (kN/cm2) TMax (kN/cm2) NT					
0	21,18	1,47	14,408		
6,5	21,18	0,637	33,250		
14,5	21,18	0,483	43,851		
19,25	21,18	0,427	49,602		
26,3	21,18	0,431	49,142		
40,5	21,18	0,376	56,330		
81	21,18	0,613	34,551		
88,695	21,18	0,318	66,604		

El ciclo de la torsión es de tensiones constantes, r = 1, de aquí que los factores de seguridad estáticos calculados en la Tabla anterior son idénticos a los de fatiga.

2.7.8 Cálculo del factor de seguridad resultante a la fatiga.

Teniendo los factores de seguridad a la fatiga a la flexión y a la torsión se puede calcular el factor de seguridad resultante a la fatiga. El factor de seguridad resultante a



la fatiga se calcula por la siguiente expresión: $n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n^2_{\sigma} + n^2_{\tau}}}$ Los resultados del

cálculo se dan en la Tabla 2.8.

Tabla 2.8 Factores de seguridad a la fatiga resultante					
Z (cm)	nτ	nσ	n		
0	14,408		14,408		
6,5	33,25		33,25		
14,5	43,851		43,851		
19,25	49,602		49,602		
26,3	49,142	19,876	18,426		
40,5	56,33	16,039	15,426		
81	74,84	66,211	49,590		
88,695	66,604	166,825	61,856		
95		30,530	30.530		





Fig.2.14 Diagrama resumen de los factores de seguridad a la fatiga en las diferentes secciones del árbol.



2.8 Conclusiones Parciales del Capítulo II.

- La comprobación de la resistencia a la fatiga superficial de los dientes del reductor confirma que bajo el régimen estable de operación típico del ventilador no debe ocurrir la misma. El factor de seguridad es mayor que 2 por lo que la picadura no debe nunca ocurrir. De hecho no está presente en ninguna de las averías observadas.
- 2. Algo similar ocurre con la resistencia a la fatiga de los pies de los dientes. La resistencia desde este punto de vista está garantizada con una reserva de resistencia muy elevada, de aquí que se pueda concluir que la fractura de los dientes del piñón sólo ha podido ocurrir por sobrecargas.
- 3. Desde el punto de vista de las sobrecargas se confirma que la capacidad superficial de soportar sobrecargas de los dientes de las ruedas del reductor está muy limitada, la reserva adicional de resistencia es muy pequeña, por lo que podría ocurrir la fractura de la superficie si la sobrecarga es muy violenta.
- La capacidad de los dientes de soportar sobrecargas a flexión es también limitada, lo que permite afirmar que las averías surgen no por fractura por fatiga, sino evidentemente por sobrecargas.
- 5. En la fractura de los dientes del piñón de los reductores de los ventiladores pueden haber existido dos posibles causas de sobrecargas que provocaron la fractura de los dientes:
 - La primera que durante la fractura de alguno de los remaches, la cabeza del mismo se haya introducido entre los dientes y haya provocado la fractura.
 - Los obreros y técnicos de la propia Refinería plantean que durante el trabajo de los ventiladores se producen impactos considerables pues, cuando el ventilador está parado, las paletas del mismo giran en sentido contrario por la circulación espontánea del viento y cuando arranca en ese instante ocurre un impacto grande. En esas condiciones puede aparecer una primera grieta en el pie, que se desarrolla posteriormente por fisuración progresiva. Cuando



se produce la fractura de un diente la situación se agudiza pues las cargas dinámicas se intensifican y pueden partirse otros dientes.

- 6. La resistencia del árbol a las sobrecargas está garantizada, el árbol presenta un factor de seguridad estático a la flexión superior a 56 y a la torsión mayor que 14. De aquí que aunque se produzca una sobrecarga violenta podrán fallar otros elementos, pero no el árbol.
- 7. La resistencia a la fatiga del árbol también está garantizada, el mínimo factor de seguridad observado es de 14.4.



CAPITULO III



CAPÍTULO III EVALUACIÓN DE LAS POSIBILIDADES DE DETERIORO DE LA UNIÓN REMACHADA DE LA CORONA, DE LA UNIÓN POR CHAVETA DEL CUBO DE UNIÓN DE LA CORONA CON EL ÁRBOL Y DEL ACOPLAMIENTO DEL MOTOR.

3.1 Fuerzas sobre la corona.

Las fuerzas sobre la corona fueron calculadas en el capítulo anterior. Estas fuerzas son:

La fuerza tangencial:

$$P_{T} = \frac{2M_{tc}}{d_{mc}}$$

$$P_{T} = \frac{2 \cdot 73.88 \ kN - cm}{19.017 \ cm} = 7.77 \ kN$$

La fuerza radial:

$$P_r = \frac{P_t}{\cos\beta n} (Tan\alpha \cdot \cos\varphi p - sen\beta n \cdot sen\varphi p)$$
$$P_r = \frac{7.77kN}{0.81} (0.36 \cdot 0.91 - 0.57 \cdot 0.4) = 0.95 kN$$

Y la fuerza axial:

$$P_{a} = \frac{P_{t}}{\cos\beta n} (Tan\alpha \cdot sen\varphi p - sen\beta n \cdot \cos\varphi p)$$
$$P_{a} = \frac{7.77 \ kN}{0.81} (0.36 \cdot 0.4 - 0.57 \cdot 0.91) = 6.35 \ kN$$

3.2 Análisis de las posibilidades de falla de la unión remachada entre la corona y el manguito de sujeción.

Las uniones remachadas se pueden ejecutar en caliente o en frío. La unión de la corona del reductor con su manguito de fijación al árbol de la corona de los ventiladores de los enfriadores de productos ligeros de la Refinería de Petróleo "Camilo Cienfuegos" se



ejecuta en caliente. El remache se calienta entre 900 o 1000 °C y se introduce en los agujeros previamente elaborados en las piezas a unir, sujetándose por la cabeza (Fig. 3.1 a) y posteriormente se recalca el otro extremo formando la segunda cabeza (Fig. 3.1 b). Al enfriarse el remache se contrae comprimiendo las piezas que se unen, las fuerzas de fricción que surgen entre las superficies de las piezas garantizan en parte la transmisión del torque en la unión.



Fig. 3.1 – Proceso de remachado en caliente.

En este tipo de unión remachada en caliente, hay que tener en cuenta que al contraerse el remache durante el enfriamiento después de colocado, surge una fuerza de compresión del remache sobre las piezas de la unión que representa la fuerza normal entre las piezas que en presencia de la fricción crea una fuerza de fricción capaz, como se dijo, de transmitir parte de las fuerzas transversales de la torsión. Pero al mismo tiempo esta fuerza de compresión sobre las piezas implica una fuerza de tracción sobre los remaches. La tensión de tracción σ que surge en el remache durante su enfriamiento depende de la temperatura que tenga el remache una vez que se ha iniciado el contacto íntimo entre las piezas. En (Dobrovolski, 1991) se plantea que si las piezas no se deformaran por compresión durante el enfriamiento, las tensiones de tracción en el remache se pueden calcular por la siguiente expresión.

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot A} = l \cdot \alpha \cdot \Delta t$$

Pero $\sigma = \frac{N}{A}$, de donde : $\sigma = E \cdot \alpha \cdot \Delta t$

 Δt = Diferencia de temperatura entre el remache y el ambiente en °C.

 α = Coeficiente de dilatación lineal del acero en °C⁻¹



E = Módulo de elasticidad normal del acero en kN/cm².

Es fácil comprender que basta que el remache después de colocado en su posición quede a una temperatura de 130 ° C, o sea un $\Delta t = 100^{\circ}$ C con relación a la temperatura ambiente $t_a = 30^{\circ}c$ para que la tensión en la caña del roblón alcance la tensión de fluencia.

Según (Pisarenko, 1989) para el acero grado 20

$$\alpha = 12 \cdot 10^{-60} \mathrm{c}^{-1}$$

$$\sigma_{f} = 25 \frac{kgf}{mm^{2}} = 24.5 \frac{kN}{cm^{2}}$$

$$\sigma_{u} = 42 \frac{kgf}{mm^{2}} = 41.2 \frac{kN}{cm^{2}}$$

$$\sigma_{0} = 21 \frac{kgf}{mm^{2}} = 20.6 \frac{kN}{cm^{2}}$$

$$E = 2.02 \cdot 10^{4} \frac{kgf}{mm^{2}} = 1.98 \cdot 10^{4} \frac{kN}{cm^{2}}$$

Para este material, al enfriarse la caña del roblón desde con una diferencia de temperatura de $\Delta t = 100^{\circ}$ C con relación a la ambiente, surgen tensiones longitudinales, cuya magnitud, suponiendo que las piezas unidas no se deformen absolutamente será:

$$\sigma = E \cdot \alpha \cdot \Delta t$$

$$\sigma = 1.98 \cdot 10^4 \cdot 12.75 \cdot 10^{-6^0} C^{-1} \cdot 100^0 C$$

$$\sigma = 25.24 \frac{kN}{cm^2}$$

Esta tensión, como se aprecia es mayor que la fluencia del acero grado 20, lo que es muy peligroso en los roblones que trabajan a tracción, cuando la carga exterior actúa a lo largo del eje, ya que en presencia de la concentración de tensiones que normalmente surge entre la cabeza y el cuerpo del roblón, la tensión pudiera crecer tanto que puede alcanzar el límite de resistencia del acero y provocar la fractura de la caña incluso durante el ensamble de la unión, o al menos la aparición de grietas entre cabeza y cuerpo que puedan dar origen a una falla por fatiga. Esta tensión no tiene gran



incidencia si las cargas sobre la unión son simplemente cargas transversales que provocan cortante en el remache, pero no tracción (Dobrovolski, 1991). La unión de la corona con el manguito de sujeción soporta un sistema complejo de cargas que provocan sobre la caña del roblón tracción y cortante. En la Fig. 3.2 se muestran las dimensiones del roblón y una foto del mismo donde se puede ver que el radio del redondeo entre la cabeza y el cuerpo del roblón es extremadamente pequeño (r < 0,1 mm)



Fig. 3.2 Dimensiones y aspecto externo del roblón.

El factor teórico de concentración de tensiones para la transición entre cabeza y cuerpo del roblón puede obtenerse de la gráfica de valores de α_{σ} dada por (Roylance, 1966) sin embargo, esta gráfica sólo da los valores de α_{σ} para valores de r/d $\ge 0,04$, en el caso de los remaches analizados r/d $\approx 0,01/10 = 0.01$, por lo que fue necesario ajustar las curvas dadas por (Roylance, 1966) para poder extrapolar los valores para el valor de r/d real del roblón. La ecuación obtenida en la correlación lineal múltiple realizada se muestra a continuación y la curva ploteada en la zona desde r/d = 0 hasta r/d = 0,1 se muestra en la Fig. 3.3

 $\begin{aligned} \alpha_{\sigma} = & 1,38684 + 1,32067^{\cdot}(D/d) - 158505^{\cdot}r/d + & 14,3981^{\cdot}(D/d)^{\cdot}(r/d) - \\ & 0,0457022^{\cdot}(r/d)^2 + & 37,6725^{\cdot}(D/d)^{\cdot}(r/d)^2 \end{aligned}$





Fig. 3.3 Ajuste de α_{σ} contra r/d para los roblones.

Para r/d = 0,01 se tiene que α_{σ} = 3,2, para este valor y σ_{u} = 41,4 kgf/mm² en (Fernandez, 1983) se obtiene que q_{σ} = 0,5 y k_{σ} = 1 + q_{σ} (α_{σ} - 1) = 2,1. El factor real de concentración de tensiones puede hacer que las tensiones se dupliquen localmente en la sección de transición de la cabeza al cuerpo, o sea, σ_{max} = $k_{\sigma} \cdot \sigma$ = 2,1 · 25,24 = 53 kN/cm² > σ_{u} = 41,2 kN/cm² y aunque la situación no sea tan crítica pues la concentración de tensiones se va suavizando cuando se producen deformaciones plásticas todo este proceso puede crear una pequeña microgrieta en esa zona que pueda incubar posteriormente un proceso de fatiga.

Se verá a continuación que ocurre en los remaches bajo la acción de las cargas que actúan sobre la corona. En la Fig. 3.4 se muestra la unión remachada entre la corona y el manguito de sujeción de ésta al árbol, con las fuerzas que actúan sobre la corona y las fuerzas sobre los remaches en el plano y-z. Al actuar las fuerzas la corona tiende a inclinarse y se apoya en el punto superior O_1 .





Fig. 3.4 Esquema de las fuerzas actuantes sobre la corona y los remaches en el plano y-z.

La designación de las fuerzas y las dimensiones asociadas son las siguientes.

La sumatoria de momentos con relación al punto o es:

$$\sum M_{O1} = N_1 \cdot h_1 + 2N_a \cdot h_2 + 2N_b \cdot h_3 + 2N_c \cdot h_4 + 2N_d \cdot h_5 + 2N_e \cdot h_6 + N_7 \cdot h_7 - P_a \cdot h_7 + P_r \cdot e = 0$$

Por proporcionalidad en los triángulos que se forman al inclinarse la corona respecto a O₁, se obtiene:



$$\frac{\Delta l_1}{h_1} = \frac{\Delta l_2}{h_2} \qquad \qquad N_a = \frac{h_2}{h_1} \cdot N_1 \qquad \qquad N_d = \frac{h_5}{h_1} \cdot N_1$$
$$\Delta l_2 = \frac{h_2}{h_1} \Delta l_1 \qquad \qquad N_b = \frac{h_3}{h_1} \cdot N_1 \qquad \qquad N_e = \frac{h_6}{h_1} \cdot N_1$$
$$\frac{N_I \cdot l_2}{E \cdot A} = \frac{h_2}{h_1} \cdot \frac{N_1 \cdot l_1}{E \cdot A} \qquad \qquad N_c = \frac{h_4}{h_1} \cdot N_1$$

Sustituyendo en la sumatoria de momentos.

$$\begin{split} \sum \mathbf{M}_{O1} &= N_1 \cdot h_1 + 2 \left(\frac{h_2}{h_1} \cdot N_1 \right) \cdot h_2 + 2 \left(\frac{h_3}{h_1} \cdot N_1 \right) \cdot h_3 + 2 \left(\frac{h_4}{h_1} \cdot N_1 \right) \cdot h_4 + 2 \left(\frac{h_5}{h_1} \cdot N_1 \right) \cdot h_5 + \\ & 2 \left(\frac{h_6}{h_1} \cdot N_1 \right) \cdot h_6 + \left(\frac{h_7}{h_1} \cdot N_1 \right) \cdot h_7 - P_a h + P_r \cdot e = 0 \\ \\ N_1 &= \left[\frac{P_a h - P_r \cdot e}{h_1 + 2 \left(\frac{h_2}{h_1} \right) \cdot h_2 + 2 \left(\frac{h_3}{h_1} \right) \cdot h_3 + 2 \left(\frac{h_4}{h_1} \right) \cdot h_4 + 2 \left(\frac{h_5}{h_1} \right) \cdot h_5 + 2 \left(\frac{h_6}{h_1} \right) \cdot h_6 + \left(\frac{h_7}{h_1} \right) \cdot h_7 \right] \\ \\ N_1 &= \left[\frac{6.35 \ kN \cdot 1.9 \ cm - 0.95 \ kN \cdot 3.17 \ cm}{1 + 2 \left(1.88^2 \right) + 2 \left(4.3^2 \right) + 2 \left(7.6^2 \right) + 2 \left(10.92 \right) + 2 \left(13.3^2 \right) + \left(14.2^2 \right) \right] \\ \\ N_1 &= \frac{9.05 \ kN - cm}{953.6 \ cm} \end{split}$$

 $N_1 = 0.0094 \ kN$

Sustituyendo este valor en las ecuaciones de proporcionalidad se hallan las restantes fuerzas:



$N_{\star} = \frac{h_2}{h_1} \cdot N_1$	$N_d = \frac{h_5}{h_1} \cdot N_1$
$N_{\star} = \frac{1.88 cm}{1 cm} \cdot 0.0094 kN$	$N_d = \frac{10.9 \text{ cm}}{1 \text{ cm}} \cdot 0.0094 \text{ kN}$
$N_{\star} = 0.017 kN$	$N_d = 0.102 \ kN$
$N_{b} = \frac{h_{3}}{h_{1}} \cdot N_{1}$ $N_{b} = \frac{4.3 cm}{1 cm} \cdot 0.0094 kN$ $N_{b} = 0.04 kN$	$N_e = \frac{h_6}{h_1} \cdot N_1$ $N_e = \frac{13.3 \ cm}{1 \ cm} * 0.0094 \ kN$
$N_{\epsilon} = \frac{h_{\epsilon}}{h_{1}} \cdot N_{1}$	$N_e = 0.125 kN$
$N_e = \frac{7.6 cm}{1 cm} \cdot 0.0094 kN$	$N_7 = \frac{h_7}{h_1} \cdot N_1$
$N_e = 0.071 kN$	$N_7 = \frac{14.2\ cm}{1\ cm} \cdot 0.0094\ kN$
	$N_{\gamma} = 0.135 kN$

Bajo la acción de la fuerza P_T , sucede lo mismo pero la corona se tiende a apoyar en un punto O_2 , colocado en la misma posición que O_1 , pero en el plano horizontal.

Por proporcionalidad en los triángulos que se forman al inclinarse la corona, se obtiene:

La designación de las fuerzas y las dimensiones asociadas en este caso son las siguientes.

$N_9 = N_{11} = N_f$	$b_1 = 1 cm$	$b_5 = 10.9 \ cm$
$N_8 = N_{12} = N_g$	$b_2 = 1.88 cm$	$b_6 = 13.3 cm$
$N_7 = N_1 = N_h$	$b_3 = 4.3 cm$	$b_7 = 14.2 \ cm$
$N_6 = N_2 = N_i$	$b_{A} = 7.6 cm$	$b = 1.9 \ cm$
$N_{5} = N_{3} = N_{i}$	+	



Por proporcionalidad en los triángulos que se forman al inclinarse la corona respecto a O₂:

$$N_{f} = \frac{b_{2}}{b_{1}} \cdot N_{10} \qquad N_{i} = \frac{b_{5}}{b_{1}} \cdot N_{10}$$
$$N_{g} = \frac{b_{3}}{b_{1}} \cdot N_{10} \qquad N_{j} = \frac{b_{6}}{b_{1}} \cdot N_{10}$$
$$N_{h} = \frac{b_{4}}{b_{1}} \cdot N_{10} \qquad N_{7} = \frac{b_{7}}{b_{1}} \cdot N_{10}$$

Por sumatoria de momentos respecto a O₂, se tiene que.

$$\sum M_{o2} = (N_{10} \cdot b_1) + 2(N_f \cdot b_2) + 2(N_g \cdot b_3) + 2(N_h \cdot b_4) + 2(N_i \cdot b_5) + 2(N_i \cdot b_6) + N_7 \cdot b_7 - Pt \cdot e = 0$$

Sustituyendo las ecuaciones de proporcionalidad en la de momento:

$$\sum M_{o2} = N_{10} \cdot b_1 + 2\left(\frac{b_2}{b_1} \cdot N_{10} \cdot b_2\right) + 2\left(\frac{b_3}{b_7} \cdot N_{10} \cdot b_3\right) + 2\left(\frac{b_4}{b_7} \cdot N_{10} \cdot b_4\right) + 2\left(\frac{b_5}{b_7} \cdot N_{10} \cdot b_5\right) + 2\left(\frac{b_6}{b_7} \cdot N_{10} \cdot b_6\right) + \frac{b_7}{b_1} \cdot N_{10} - P_t \cdot e = 0$$

$$\sum M_{o2} = N_{10} \begin{bmatrix} b_1 + 2\left(\frac{b_2}{b_1} \cdot b_2\right) + 2\left(\frac{b_3}{b_1} \cdot b_3\right) + 2\left(\frac{b_4}{b_1} \cdot b_4\right) + 2\left(\frac{b_5}{b_1} \cdot b_5\right) \\ + 2\left(\frac{b_6}{b_1} \cdot b_6\right) + \frac{b_7}{b_1} N_{10} \cdot b_7 \end{bmatrix} = P_t \cdot e$$



$$\sum M_{o2} = N_{10} \begin{bmatrix} 1 \ cm + 2\left(\frac{1.88 \ cm}{1 \ cm} \cdot 1.88 \ cm\right) + 2\left(\frac{4.3 \ cm}{1} \cdot 4.3 \ cm\right) + \\ 2\left(\frac{7.6 \ cm}{1} \cdot 7.6 \ cm\right) + 2\left(\frac{10.9 \ cm}{1} \cdot 10.9 \ cm\right) + \\ 2\left(\frac{13.3 \ cm}{1} \cdot 13.3 \ cm\right) + \frac{b_7}{b_1} N_{10} \cdot 14.2 \end{bmatrix} = 7.77 \cdot 3.17$$

$$N_{10} = 0.026 \ kN$$

Sustituyendo este valor en las ecuaciones de proporcionalidad se obtienen las restantes fuerzas.

 $N_f = \frac{b_2}{b_1} \cdot N_{10}$ $N_i = \frac{b_5}{b} \cdot 0.026$ $N_f = \frac{1.88}{1} \cdot 0.026$ $N_i = \frac{10.9}{1} \cdot 0.026$ $N_{r} = 0.048 \ kN$ $N_{i} = 0.283 kN$ $N_j = \frac{b_i}{b_i} \cdot N_{10}$ $N_{\rm g} = \frac{b_3}{b_1} \cdot N_{10}$ $N_{j} = \frac{13.3}{1} \cdot 0.026$ $N_{\rm g}=\frac{4.3}{1}\cdot 0.026$ $N_{i} = 0.345 kN$ $N_s = 0.112 \ kN$ $N_{\rm A}=\frac{b_4}{b_1}\cdot N_{10}$ $N_7 = \frac{b_7}{b_1} \cdot N_{10}$ $N_{h} = \frac{7.6}{1} \cdot 0.026$ $N_7 = \frac{14.2}{1} \cdot 0.026$ $N_7 = 0.37 \ kN$ $N_{\star} = 0.197 \ kN$

Sumando las fuerzas de ambos planos se obtienen las fuerzas sobre todos los remaches y se precisa el remache más cargado y el menos cargado, tal como se muestra en la Fig. 3.5.





Fig. 3.5 Fuerzas resultantes sobre los remaches de la tendencia al giro en ambos planos.

Teniendo estas fuerzas se pueden calcular las tensiones de tracción en el remacha más cargado y en el menos cargado:

$$\sigma_{\min} = \frac{N_{\min}}{A} \qquad \sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{4 \cdot N_{\min}}{\pi \cdot d^2} \qquad \sigma_{\max} = \frac{4 \cdot N_{\max}}{\pi \cdot d^2}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{4 \cdot 0.088 \ kN}{3.1416 \cdot (1)^2} \qquad \sigma_{\max} = \frac{4 \cdot 0.447 \ kN}{3.1416 \cdot (1)^2}$$

$$\sigma_{\min} = 0.112 \ \frac{kN}{cm^2} \qquad \sigma_{\max} = 0.57 \ \frac{kN}{cm^2}$$

79



Sumando estas tensiones con las térmicas.

$$\sigma_{\min t} = \sigma_{remache} + \sigma_{temp} \qquad \sigma_{\max t} = \sigma_{remache} + \sigma_{temp}$$

$$\sigma_{\min t} = 0.11 \frac{kN}{cm^2} + 25,24 \frac{kN}{cm^2} \qquad \sigma_{\max t} = 0.57 \frac{kN}{cm^2} + 25,24 \frac{kN}{cm^2}$$

$$\sigma_{\min t} = 25,35 \frac{kN}{cm^2} \qquad \sigma_{\max t} = 25,81 \frac{kN}{cm^2}$$

La razón de asimetría resultante de la combinación de las tensiones térmicas y las de la carga.

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$
$$r = \frac{\frac{25,35 \text{ kN}}{cm^2}}{\frac{25,81 \text{ kN}}{cm^2}}$$
$$r = 0.98$$

La razón de asimetría r_s del diagrama de límites de fatiga.

$$r_{s} = 1 - \frac{\sigma_{0}(\sigma_{u} - \sigma_{f})}{\sigma_{f}(\sigma_{u} - \sigma_{0})}$$

$$r_{s} = 1 - \frac{20.6 \, kN/cm^{2} \left(41.2 \, kN/cm^{2} - 24.5 \, kN/cm^{2}\right)}{24.5 \, kN/cm^{2} \left(41.2 \, kN/cm^{2} - 20.6 \, kN/cm^{2}\right)} \varsigma$$

$$r_{s} = 1 - \frac{344.02}{504.7}$$

$$r_{s} = 0.318$$

Como se aprecia al superponerse las tensiones bajo carga y las térmicas, la razón de asimetría del ciclo es mucho mayor que r_s , casi igual a 1 y no existe posibilidad de falla por fatiga. Se verá a continuación que sucede si la tensión excede la fluencia. En este caso la caña del roblón se deformara plásticamente considerablemente e indudablemente la corona se inclinará se pierde la pretensión inicial dada por la temperatura, pues el remache sufre la relajación y se afloja la corona. Esta situación sería muy peligrosa para la unión y ya es muy difícil que pueda resistir.



Teniendo en cuenta que los roblones se fabrican de acero de bajo carbono se adoptará, para el análisis, el modelo elástico – plástico como el más adecuado. Si se utiliza el modelo elasto–plástico del material se hace necesario obtener las propiedades elasto– plásticas del material en la zona plástica. Consideremos que el modelo del acero es el que se muestra en la Fig. 3.6



Fig. 3.6. Modelo elasto – plástico del material.

Del diagrama se tiene que: $\tan \alpha = E$

De donde: $\varepsilon_f = \frac{\sigma_f}{E}$ y $\tan \beta = E_k = \frac{BC}{AC} = \frac{\sigma_u - \sigma_f}{\varepsilon_u - \varepsilon_f}$

Pero: $\mathcal{E}_u = \mathcal{E}_u^p + \mathcal{E}_u^e$

Si se conoce el % de elongación se puede calcular \mathcal{E}_{u}^{p} ya que: $\delta = \mathcal{E}_{u}^{p}.100$

$$\varepsilon_u^p = \frac{\delta}{100}$$

La deformación \mathcal{E}_{u}^{e} se puede calcular por la relación: $\tan \alpha$

$$\tan \alpha = E = \frac{\sigma_u}{\varepsilon_u^e}$$

De donde:



$$\varepsilon_u^e = \frac{\sigma_u}{E}$$

Sustituyendo se tiene que: $E_k = \frac{\sigma_u - \sigma_f}{\frac{\delta}{100} + \frac{\sigma_u - \sigma_f}{E}}$

El módulo de Young de la zona plástica E_{K} se puede calcular si se poseen las siguientes propiedades del acero: σ_{u} – Resistencia máxima en MPa o kN/cm², σ_{f} – Límite de fluencia en MPa o kN/cm², E – Módulo de elasticidad en MPa o kN/cm² y el % de elongación δ . Para el acero 20, según (Pisarenko, 1989) δ = 25 %. Para el acero 20 el Módulo de Young de la zona plástica será:



Fig. 3.7 Largo de los roblones e inclinación si el material supera la fluencia.

Una vez que el roblón alcanza la fluencia el alargamiento del roblón se produce en la zona plástica y se puede calcular con el Módulo de Young de la zona plástica, o sea:



$$\Delta l = \frac{N_{\text{max}} \cdot l}{E \cdot A}$$
$$\Delta l = \frac{0.57 \text{ kN} \cdot 4.1 \text{ cm}}{66.8 \text{ kN/cm}^2 \cdot 0.785 \text{ cm}^2}$$
$$\Delta l = 0.045 \text{ cm}$$

Y se puede calcular el ángulo de inclinación de la corona:

$$\tan \alpha_0 = \frac{\Delta l}{h}$$
$$\tan \alpha_0 = \frac{0.034 \ cm}{14.2 \ cm}$$
$$\tan \alpha_0 = 0.0024 \ rad$$

Para ángulos muy pequeños $\alpha \cong \tan \alpha$. Si se conoce el ángulo de inclinación se puede calcular la magnitud de la tensión de flexión que se origina en el roblón al inclinarse la corona. Según (Dobrovolski, 1991)

$$\sigma_{flex} = \frac{1}{2} E \cdot \alpha_0 \cdot \frac{d}{l}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{1}{2} \cdot 1.98 \cdot 10^4 \frac{kN}{cm^2} \cdot 0.0024 \cdot 0.24$$

$$\sigma_{flex} = 5.7 \frac{kN}{cm^2}$$

Y se pueden calcular las tensiones resultantes de la superposición con las tensiones normales de las cargas, se considerará que cuando el remache está soportando su carga mínima está en su posición inferior y prácticamente no se alarga por la flexión.

$$\sigma_{\max} = \sigma_{flex} + \sigma_{N\max}$$

$$\sigma_{\max} = 5.7 \frac{kN}{cm^2} + 0.57 \frac{kN}{cm^2}$$

$$\sigma_{\max} = 6.24 \frac{kN}{cm^2}$$

83



$$\sigma_{m} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{m} = \frac{6.24 \frac{kN}{cm^{2}} + 0.112 \frac{kN}{cm^{2}}}{2}$$

$$\sigma_{m} = 3.12 \frac{kN}{cm^{2}}$$

$$\sigma_{a} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_{a} = \frac{6.24 \frac{kN}{cm^{2}} - 0.112 \frac{kN}{cm^{2}}}{2}$$

$$\sigma_{a} = 3.06 \frac{kN}{cm^{2}}$$

La tensión amplitud es prácticamente igual a la media. Para simplificar los cálculos se consideraran iguales, o sea, r = 0, que es un ciclo más crítico. El factor de seguridad se puede calcular por la expresión (Goytisolo R., Diseño de Elementos de Máquinas, 1973)

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon \cdot \beta}{k_{\sigma} \cdot \sigma_{a}}$$

El límite de fatiga σ_{-1} = 0,43 σ_{u} = 0,43 · 41,2 = 17,7 kN/cm²

El factor de tamaño para d 0 10 mm, ϵ = 1, el factor de estado de la superficie para σ_u = 41,2 kN/cm² y torneado β = 0,85 (Fernandez, 1983) y el k_o = 2,1

Sustituyendo se obtiene.

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon \cdot \beta}{k_{\sigma} \cdot \sigma_a} = \frac{17,7 \cdot 1,0 \cdot 0,85}{2,1 \cdot 3,12} = 2,3$$

El factor de seguridad a la fatiga por flexión es bueno. Existen pocas probabilidades de fallo del cuerpo de los roblones por fatiga, pero hay que aclarar que si los remaches se deforman plásticamente y la corona se afloja, todo el sistema trabajará en condiciones donde las cargas de tensiones se pueden elevar y provocar la fractura por fatiga.



Si el ensamblaje de los remaches fuera en frío, no existiría la tensión térmica y la razón de asimetría de las cargas si da menor que r_s , o sea:

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$
$$r = \frac{0.11 \, \frac{kN}{cm^2}}{0.57 \, \frac{kN}{cm^2}}$$
$$r = 0.193$$

Y existe teóricamente posibilidad de falla por fatiga, lo que sucede que las tensiones son en ese caso muy pequeñas, no existen las tensiones de flexión y la probabilidad de fallo por fatiga es nula.

Se verá a continuación que sucede si se incorpora el cortante en los remaches. La fuerza de cortante en los remaches partiendo de que la fricción no contribuya en nada y todo el cortante lo transmitan los cuerpos de los roblones. La fuerza de cortante en un remache será.

$$\sum F = Q \cdot R \cdot Z \cdot \psi = M_t$$

 ψ = Coeficiente de irregularidad de la transmisión de la carga en los elementos. Toma en cuenta que no todos los elementos trasmiten la carga por igual. Se considera que solo el 75% de ellos son los que transmiten (Dobrovolski, 1991).

R = Radio de ubicación de los remaches en cm.

- Z = Número de remaches.
- M_t = Momento Torsor en kN-cm.
- Q = Fuerza de cortante en kN.

Despejando Q para M_T = 73, 88 kN-cm, R = 6,6 cm, z = 12 y ψ = 0,75, se obtiene:



$$Q = \frac{M_t}{R \cdot Z \cdot \psi}$$
$$Q = \frac{73.88kN - cm}{6.6 \ cm \cdot 12 \cdot 0.75}$$
$$Q = 1.24 \ kN$$

La tensión permisible a cortante en los remaches se puede tomar, según (Dobrovolski,

1991) como:
$$[\tau] = 1200 \frac{Kgf}{cm^2} = 11.77 \frac{kN}{cm^2}$$

La tensión de cortante en los remaches.

$$\tau = \frac{Q}{A} \le [\tau] \qquad A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$\tau = \frac{1.24 \ kN}{0.78 \ cm^2} \qquad A = \frac{3.1416 \cdot 1^2 \ cm}{4}$$

$$\tau = 1.59 \ \frac{kN}{cm^2} \le 11.77 \ \frac{kN}{cm^2} \qquad A = 0.78 \ cm^2$$

No existe posibilidad de falla por cortante. La posibilidad de falla por combinación de tensiones normales y tangenciales según la Cuarta Hipótesis de Resistencia

La tensión permisible a la tracción para acero 20 en los remaches se puede tomar,

según (Dobrovolski, 1991) como: $[\sigma]_r = 1800 \frac{Kgf}{cm^2} = 17.65 \frac{kN}{cm^2}$.

La Condición de Resistencia según la Cuarta Hipótesis de Resistencia para el estado tensional de tracción y cortante simultáneo en el momento en que alcanzó la fluencia y se inclinó la corona por las cargas es:

$$\sigma_{eq.max} = \sqrt{(\sigma)^2_{max} + 3(\tau)^2} \le [\sigma]_r$$

$$\sigma_{eq.max} = \sqrt{(25.81 \ kN/_{cm^2})^2 + 3(1.59 \ kN/_{cm^2})^2} \le 17.65 \ kN/_{cm^2}$$

$$\sigma_{eq.max} = 25.956 \ kN/_{cm^2} \ge 17.65 \ kN/_{cm^2}$$

86



Como se aprecia la reserva de resistencia a la combinación de tensiones es nula y la fractura puede aparecer en cualquier sobrecarga. Hay que añadir que si el ensamblaje fuera en frio o en caliente pero con un control estricto de la temperatura del roblón la probabilidad de falla sería mucho menor.

3.3 Análisis de la avería por aplastamiento entre la unión del chavetero del árbol y el manguito de sujeción de la corona.

Se considerara una unión por chaveta en la que por error de fabricación existe una holgura entre chaveta y chavetero



Fig. 3.8 Unión por chaveta con una holgura lateral Δ .

Para que la unión resista el aplastamiento tendrá que cumplirse que $P \le h_{cont.} \cdot l \cdot [\sigma]_{apl.}$

Pero:
$$P = \frac{2M_{tc}}{d}$$

Combinando ambas ecuaciones, se obtiene la $[h_{cont}]$ mínima permisible.

$$[h_{cont}] \ge \frac{2M_{tc}}{d \cdot l \cdot [\sigma]_{apl.}}$$

87



La tensión permisible al aplastamiento según (Dobrovolski, 1991) si las superficies no tienen tratamiento térmico y existen buenas condiciones de explotación $[\sigma]_{apl.} = 8 a \, 12 \frac{kN}{cm^2}$

En el caso que se está estudiando no existe tratamiento térmico (de hecho la unión se aplasta) y existen cargas dinámicas violentas, para lo que se tomará el menor valor de

$$[\sigma]_{apl.} = 8 \frac{kN}{cm^2}$$

$$[h_{cont}] \ge \frac{2 \cdot 73.88 \ kN/cm^2}{8.5 \ cm \cdot 10.0 \ cm \cdot 8 \ kN/cm^2}$$
$$[h_{cont}] \ge 0.217 \ cm$$

Se hace necesario establecer qué relación existe entre el área de contacto real, la carga y la holgura Δ .

Analicemos la siguiente situación, si existe una holgura Δ la chaveta se puede inclinar un ángulo θ hasta hacer contacto con el chavetero, tal como se muestra en la Fig. 3.8. El contacto entre chaveta y chavetero comienza en el punto O['] cuando la chaveta se ha inclinado un ángulo θ . Una vez que entran en contacto comienzan a deformarse las superficies, primero elásticamente y después plásticamente y en todo ese proceso de deformación va creciendo $h_{contacto}$. En un instante cualquiera de este proceso se pueden establecer las siguientes relaciones:

$$\tan\theta' = \frac{\Delta}{\frac{h}{2} - h_{cont.}} \tag{1}$$

También se cumple que:

$$\tan\theta' = \frac{\Delta l_c}{h_{cont.}} \tag{2}$$

Y de la ley de Hooke se puede plantear que



$$\frac{\Delta l_c}{2} = \frac{P \cdot l}{E \cdot A_{cont}} = \frac{P \cdot l}{E \cdot h_{cont.} \cdot l} = \frac{P}{E \cdot h_{cont.}}$$
(3)

Se toma como deformación $\frac{\Delta l}{2}$ ya que la fuerza *P* provoca tensiones de compresión que no se distribuyen uniformemente a través de toda el área de contacto, si no en forma triangular y el área del triangulo es la mitad del diagrama rectangular uniforme.

Sustituyendo la ecuación (3) en la ecuación (2) e igualando con (1)

$$\frac{\Delta}{\frac{h}{2} - h_{cont.}} = \frac{2P}{E \cdot h^2_{cont}}$$

Procesando se obtiene:

$$h^{2}_{cont.} + \left(\frac{2P}{E \cdot \Delta}\right) \cdot h_{cont} - \frac{P \cdot h}{E \cdot \Delta} = 0$$

Resolviendo esta ecuación:

$$X = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$
$$h_{cont} = -\frac{2P}{E \cdot \Delta} + \sqrt{\left(\frac{2P}{E \cdot \Delta}\right)^2 - 4 \cdot 1 \cdot \left(\frac{-P \cdot h}{E \cdot \Delta}\right)^2}$$
$$h_{cont.} = -\frac{2P}{E \cdot \Delta} + \sqrt{\left(\frac{2P}{E \cdot \Delta}\right)^2 + \frac{4 \cdot P \cdot h}{E \cdot \Delta}}$$

Y como $P = \frac{2M_{tc}}{d}$

$$h_{cont.} = \sqrt{\left(\frac{4M_{tc}}{E \cdot d \cdot \Delta}\right)^2 + \frac{8M_{tc} \cdot h}{E \cdot d \cdot \Delta}} - \frac{4 \cdot M_{tc}}{E \cdot d \cdot \Delta}$$

Entre chaveta y chavetero (Orlov, 1985) recomienda utilizar un ajuste por interferencia, mientras que (Reshetov, 1985) recomienda ajuste indeterminado, pero nunca ajuste



con juego. A continuación se variará Δ y para obtener $h_{cont.}$ con la ecuación anterior. Los datos necesarios para realizar los cálculos son

Tabla 3.1 Datos necesarios para la construcción de la cur∨a h _{cont.} v.s. ∆					
$M_{TC} (kN-cm)$	h(cm)	$E\left(kN_{cm^{2}}\right)$	d (cm)	$\Delta(cm)$	
73.88	1.2	$2 \cdot 10^4$	8.5	Varía	

- M_{TC} = Momento torsor de la corona en kN-cm.
- h = Altura de la chaveta en cm.
- E = Módulo de elasticidad del acero kN/cm².
- d = Diámetro del árbol en cm.
- $\Delta = Clarencia en cm$

Variando los valores de Δ de 0.01cm hasta 0.7 cm se obtuvieron los resultados que se muestran en la Tabla 3.2 y en la gráfica mostrada en la Fig. 3.9. Como se aprecia si la holgura lateral de la chaveta es mayor que 0.071 cm, o sea 0,71 mm, el área de contacto entre chaveta y chavetero es menor que la necesaria para soportar la carga. En la Fig. 1.8 se aprecia claramente que la holgura lateral puede haber alcanzado valores incluso superiores a este.

Tabla 3.2 Resultados del cálculo de h _{oont.} v.s. ∆							
Clarencia	Altura de contacto	Clarencia	Altura de contacto	Clarencia	Altura de contacto		
∆ (cm)	h _{copt.} (cm)	∆ (cm)	h _{copt.} (cm)	∆ (cm)	h _{cont.} (cm)		
0,01	0,495	0,065	0,228	0,075	0,214		
0,02	0,378	0,066	0,226	0,08	0,208		
0,03	0,319	0,067	0,225	0,09	0,197		
0,04	0,282	0,068	0,223	0,1	0,188		
0,05	0,256	0,069	0,222	0,2	0,136		
0,06	0,236	0,07	0,221	0,3	0,112		
0,061	0,235	0,071	0,219	0,4	0,098		
0,062	0,233	0,072	0,218	0,5	0,088		
0,063	0,231	0,073	0,216	0,6	0,081		
0,064	0,230	0,074	0,215	0,7	0,075		





Fig. 3.9 Gráfico altura de contacto $h_{cont.}$ v.s. clarencia Δ para chaveta inclinada

3.4. Análisis de la avería por fractura en la unión del chavetero del manguito de sujeción de la corona.

Puede suceder que la chaveta con una holgura lateral Δ se incline y haga contacto con la parte superior del chavetero del manguito, antes de hacer contacto con el lateral del chavetero del árbol.



Fig. 3.10 Contacto de la chaveta inclinada con la parte superior del chavetero del cubo



El ángulo θ'' de inclinación de la chaveta para el cual hace contacto en la parte superior del chavetero del cubo se puede calcular por la expresión. La holgura superior entre chaveta y chavetero es según la norma es de 0,1 mm.

$$sen\theta'' = \frac{\Delta'}{b}$$

$$sen\theta'' = \frac{0.1}{20}$$

$$sen\theta'' = 0.005$$

$$\theta'' = sen^{-1}0.005$$

$$\theta'' = 0.286^{0}$$

Si la chaveta se inclina se puede calcular el ángulo para que, con una holgura lateral Δ la chaveta entre en contacto lateralmente con el punto o.

$$\tan \theta' = \frac{\Delta}{\frac{h}{2}}$$
$$\Delta = \frac{h}{2} \cdot \tan \theta'$$
$$\Delta = \frac{12}{2} \tan 0.286$$
$$\Delta = 0.0299 \ mm$$

Esta holgura es muy pequeña evidentemente primero hace contacto con el chavetero en la zona interior del casquillo. Si hace contacto primero arriba puede perfectamente romper por cizallamiento el casquillo del hierro fundido. En la Fig. 3.11 se muestra la chaveta haciendo contacto arriba y las fuerzas que actúan.





Fig. 3.11 Chaveta en contacto con la parte superior del chavetero en el interior del manguito y fuerzas que actúan en esas condiciones

Del equilibrio de momentos con respecto al punto A se puede obtener la fuerza de cortante Q.

$$\sum M_{A} = Q(b \cdot \cos \theta^{"} - h \cdot sen \theta^{"}) - P \cdot \frac{h}{2} = 0$$

$$Q = \frac{P \cdot \frac{h}{2}}{(b \cdot \cos \theta^{"} - h \cdot sen \theta^{"})}$$

$$Q = \frac{M_{TC} \cdot h}{d \cdot (b \cdot \cos \theta^{"} - h \cdot sen \theta^{"})}$$

$$Q = \frac{73.88 \ kN - cm \cdot 1.2 \ cm}{8.5 \ cm(2 \ cm \cdot 0.99 - 1.2 \ cm \cdot 0.0049)}$$

$$Q = 44.909 \ kN$$

La fuerza Q en condiciones estáticas será Q = 44.909 kN y en condiciones dinámicas es necesario estimar el coeficiente de carga dinámica. Según (Reshetov, 1985) para el caso de acoplamientos con grandes masas rotatorias y cargas de choque como son: molinos, laminadores, etc. k_{din} = 2.5 a 3 o más. Según datos de AFBMA (Anti-friction Bearing Manufacturers Association en (Shigley-Mischke, 1997) para el cálculo de los cojinetes de rotores en máquinas con choques moderados: k_{din} = 1.5 a 3 En el Trabajo del Molino de la Planta de Plástico (Goytisolo, 2004) se calcula la carga dinámica y se



toma un valor medio entre el mínimo posible kdin min = 1 y el máximo calculado k_{din} _{max} = 10. En este trabajo se toma un valor de k_{din min} = 5.5 para realizar los cálculos siguientes.

 $\begin{aligned} Q_{din} &= Q \cdot k_{din} \\ Q_{din} &= 44.909 \; kN \cdot 5.5 \\ Q_{din} &= 247 \; kN \end{aligned}$

En el contacto chaveta casquillo se puede calcular aproximadamente la tensión tangencial que provoca, en el tramo correspondiente a la longitud l de la chaveta, la fuerza Q. Se considerará una sola área de cortante, pues en la Fig. 1,9 de la derecha, se ve que la rotura comienza sólo por un área.



Fig. 3.12 Contacto chaveta - chavetero en su parte superior.

$$\tau \cong \frac{Q}{A_c} \cong \frac{Q}{2 \cdot s \cdot l}$$

Según la nueva formulación matemática de la Teoría de Mohr (Goytisolo, 2005). Para el estado tensional de cortante para la condición límite es:

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \sigma_3 \left(\frac{1-\varphi}{\varphi}\right) = \sigma_{ut}$$

Pero para la rotura frágil $\varphi = 1$ la expresión se reduce a: $\sigma_1 = \sigma_{ut}$

Para que el casquillo se rompa bajo el estado tensional de cortante para $\sigma_1 = \tau = \sigma_{ut}$

La fuerza $Q_{\rm lim}$ que provocaría la rotura del casquillo es:



$$Q_{\text{lim}} = s \cdot l \cdot \sigma_{ut}$$

Para el hierro fundido gris corriente se puede tomar (Pisarenko, 1989)

$$\sigma_{ut} = 12 \frac{kgf}{mm^2} = 12 \cdot \frac{9.81 N}{1 kgf} \cdot \frac{100}{1000} = 11.77 \frac{kN}{cm^2}$$

$$Q_{\text{lim}} = 1.25 \ cm \cdot 14.5 \ cm \cdot 11.77 \ \frac{kN}{cm^2}$$

 $Q_{\text{lim}} = 213.331 \ kN$

Esta carga es inferior a la que se puede originar en esa sección por una sobrecarga, o sea, esa avería es perfectamente posible y sólo si la chaveta se inclina producto de una holgura lateral grande.

3.5 Evaluación de las posibilidades de ocurrencia de la Avería del Acoplamiento del Motor.

3.5.1 Cálculo del Momento Torsor del Motor.

En esta imagen se puede observar como ocurrió la falla del acoplamiento del motor.



Fig. 3.13 Avería por cizallamiento del acoplamiento del motor.


$$M_{T.Motor} = 9550 \frac{N(kW)}{n(r/\min)} \cdot \frac{N-m}{1000 \frac{N}{kN}} \cdot 100 \frac{cm}{m}$$
$$M_{T.Motor} = 955 \frac{N(kW)}{n(r/\min)} \Leftrightarrow kN - cm$$
$$M_{T.Motor} = 955 \frac{30(kW)}{880(r/\min)} = 32.55 \ kN - cm$$

3.5.2. Cálculo del momento torsor que provoca el cizallamiento estático del acoplamiento por sobrecarga.

$$M_{tor.sc} = Q \cdot R$$

La fuerza de cortante necesaria para provocar el cizallamiento instantáneo por sobrecargas es

$$Q_{s,c} = A \cdot \tau_{u}$$

$$A = (2 \cdot \pi \cdot R - 10d_{t}) \cdot S$$

$$Q_{s,c} = (2 \cdot \pi \cdot R - 10d_{t})S \cdot \tau_{u}$$

$$M_{tor.sc} = (2 \cdot \pi \cdot R - 10d_{t})S \cdot \tau_{u} \cdot R$$

$$\tau_{u} \approx 0.6 \cdot \sigma_{u}$$

$$\tau_{u} \approx 2520 \frac{Kgf}{cm^{2}}$$

$$\tau_{u} \approx 24.721 \frac{kN}{cm^{2}}$$

$$M_{tor.sc} = (2 \cdot 3.14 \cdot 8.5 \ cm - 10 \cdot 3.6 \ cm) \cdot 4.5 \ cm \cdot 24.721 \frac{kN}{cm^{2}} \cdot 8.5 \ cm$$

$$M_{tor.sc} = 16434.149 \ kN - cm$$



3.5.3. Cálculo de Kdin necesario para esta avería ocurra por sobrecarga instantánea.

$$K_{din.sc} = \frac{M_{tor.sc}}{M_{tor.motor}}$$
$$K_{din.sc} = \frac{16434.149 \text{ kN} - cm}{32.55 \text{ kN} - cm}$$
$$K_{din.sc} = 504.88$$

Este valor de $K_{din.sc}$ es ilógico pues es excesivamente grande, tiene que producirse otros fenómenos que faciliten la avería.

3.5.4. Calculando el torque necesario que provoca la falla por fatiga casi instantánea.

Considerando Ciclo intermitente (arranques y paradas frecuentes) y condiciones tan criticas que la fatiga se produce rápidamente $n_{\tau} = 1$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau} \cdot \tau_{a}}{\varepsilon \cdot \beta} + \left(\frac{2(\tau_{-1} - \tau_{0})}{\tau_{0}}\right) \cdot \tau_{a}}$$

$$\tau_{a} = \tau_{m} = \frac{\tau_{\max}}{2}$$

$$\tau_{-1} = \frac{k_{\tau} \cdot \tau_{\max}}{2 \cdot \varepsilon \cdot \beta} + \left(\frac{2(\tau_{-1} - \tau_{0})}{\tau_{0}}\right) \cdot \frac{\tau_{\max}}{2}$$

Despejando $\tau_{\rm max.}$

$$\tau_{\max} = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{k_{\tau}}{2 \cdot \varepsilon \cdot \beta} + \left(\frac{2(\tau_{-1} - \tau_0)}{2\tau_0}\right)\right)}$$



El factor de tamaño ε se obtiene en dependencia del acero y de la dimensión característica del elemento. En este caso la dimensión característica por la avería del acoplamiento es el espesor de la pared s = 45 mm. De (Feodosiev, 1985) para acero al carbono con concentrador (curva 2) y s = 45 mm, $\varepsilon = 0.75$

El factor de superficie, según (Feodosiev, 1985), para superficie con acabado similar al laminado y $\sigma_u = 4200 \frac{kgf}{cm^2}$, $\beta \approx 0.75$

El factor de concentración de tensiones para el caso de una placa con orificios según (Pisarenko, 1989) $k_{\sigma} = 1.8$. Para hallar k_{τ} se utilizará la recomendación de (Dobrovolski, 1991) que

 $k\tau = 1 + 0.6(k_{\sigma} - 1)$ $k\tau = 1 + 0.6(1.8 - 1)$ $k\tau = 1.48$

Según (Dobrovolski, 1991)

$$\tau_{-1} = 0.22 \cdot \sigma_{u} = 0.22 \cdot 4200 = 840 \frac{kgf}{cm^{2}} = 8.24 \frac{kN}{cm^{2}}$$

$$\tau_{0} = 0.3 \cdot \sigma_{u} = 0.3 \cdot 4200 = 1260 \frac{kgf}{cm^{2}} = 12.36 \frac{kN}{cm^{2}}$$

Despejando $\tau_{\rm max}$ y sustituyendo

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{k_{\tau}}{2 \cdot \varepsilon \cdot \beta} + \left(\frac{2(\tau_{-1} - \tau_{0})}{2\tau_{0}}\right)\right)} \\ \tau_{\max} &= \frac{\frac{8.24 \ kN}{cm^{2}}}{\left(\frac{1.48}{2 \cdot 0.75 \cdot 0.75} + \left(\frac{2(8.24 \ kN}{cm^{2}} - 12.36 \ kN}{2 \cdot 12.36 \ kN}\right)\right)} \end{aligned}$$



$$\tau_{\max} = \frac{\frac{8.24 \text{ kN}/\text{cm}^2}{1.32 - 0.33}}{\tau_{\max} = 8,32 \text{ kN}/\text{cm}^2}$$

De la tensión de fractura en la sección de falla, despejando $Q_{\rm max}$

$$Q_{\max} = \tau_{\max} (2 \cdot \pi \cdot R - 10d) \cdot S$$

$$Q_{\max} = 8,32 \cdot (2 \cdot 3.14 \cdot 8.5 - 10 \cdot 3.6) \cdot 4.5$$

$$Q_{\max} = 650,7 \ kN$$

$$Mt_{fatiga} = Q_{\max} \cdot d$$

$$Mt_{fatiga} = 650,7 \ kN \cdot 8.5 \ cm$$

 $Mt_{fatiga} = 5\,530\,kN - cm$

3.5.5. Cálculo del coeficiente de carga dinámica a la fatiga.

$$k_{din.fatiga} = \frac{Mt_{fatiga}}{Mt_{estático}}$$
$$k_{din.fatiga} = \frac{5530 \, kN - cm}{32,55 \, kN - cm}$$
$$k_{din.fatiga} = 170$$

- El factor de carga dinámica es grande, pero es un valor posible, evidentemente es una falla que ocurre combinando la sobrecarga y la fatiga. De acuerdo con la experiencia de la empresa cuando el ventilador arranca las paletas del ventilador por acción del aire ambiente pueden estar girando en dirección contraria lo que implica que al arrancar el ventilador se produce un impacto con grandes diferencias de velocidades que hacen posible coeficientes de cargas dinámicas de ese orden.
- Pueden haber influido además otros fenómenos, por ejemplo no necesariamente la carga se esta distribuyendo uniformemente entre todos los tornillos y puede ser que exista tensiones locales que aceleran el proceso de fatiga.



 También puede ocurrir lo siguiente, los orificios tienen una superficie cónica, donde se aprieta el buje de goma Si algún tornillo esta excesivamente apretado se generan presiones en la superficie cónica que complican el estado tensional ya puede provocar tensiones normales. Estos factores unidos a la presencia de una primera grieta o defecto pueden provocar el cizallamiento sin que necesariamente el k_{din} sea tan grande.

3.6. Conclusiones Parciales del Capítulo.

- 1. Durante el ensamblaje en caliente de la unión remachado que une la corona con el manguito de sujeción se producen tensiones normales mayores que la fluencia del acero grado 20, lo que es muy peligroso en los roblones que trabajan a tracción, cuando la carga exterior actúa a lo largo del eje, ya que en presencia de la concentración de tensiones que normalmente surge entre la cabeza y el cuerpo del roblón, la tensión pudiera crecer tanto que puede alcanzar el límite de resistencia del acero y provocar la fractura de la caña incluso durante el ensamble de la unión, o al menos la aparición de grietas entre cabeza y cuerpo que puedan dar origen a una falla por fatiga.
- 2. El radio del redondeo de la transición cabeza cuerpo de los roblones es tan pequeño que provoca un factor real de concentración de tensiones mayor que dos. Este factor de concentración de tensiones puede hacer que las tensiones se dupliquen localmente en la sección de transición de la cabeza al cuerpo, o sea, $\sigma_{max} = k_{\sigma} \cdot \sigma = 2,1 \cdot 25,24 = 53 \text{ kN/cm}^2 > \sigma_u = 41,2 \text{ kN/cm}^2$ y aunque la situación no llegara a ser sea tan crítica, pues la concentración de tensiones se va suavizando, cuando se producen deformaciones plásticas todo este proceso puede crear una pequeñas microgrietas o fisuras en esa zona que pueda incubar posteriormente un proceso de fatiga.
- Después que el remache alcanza la fluencia la superficie de asiento de la corona con el manguito se inclina producto de la considerable deformación de los remaches, no obstante en esas condiciones, el factor de seguridad a la fatiga



por flexión es bueno. Existen pocas probabilidades de fallo del cuerpo de los roblones por fatiga, pero hay que aclarar que si los remaches se deforman plásticamente y la corona se afloja, todo el sistema trabajará en condiciones donde las cargas de tensiones se pueden elevar y provocar la fractura por fatiga.

- 4. Si el remache se coloca en frió no existe posibilidad alguna de falla por fatiga, pero las tensiones de cortante deben transmitirlas los remaches a través de su cuerpo pues la fuerza de ficción entre las caras de la corona y el manguito no existiría y los remaches debían estar entonces ajustados a los orificios.
- 5. Tanto la falla por aplastamiento de la chaveta como la falla por fractura del chavetero del manguito de sujeción de la corona pueden ocurrir perfectamente si la chaveta se coloca con una holgura lateral, lo que hace que esta se incline y reduce el área de contacto con el chavetero del árbol o puede apoyarse en la parte superior del chavetero del cubo y provocar su fractura.
- 6. En el caso del cizallamiento del acoplamiento del motor, el factor de carga dinámica necesario para provocar la avería es grande, pero posible, evidentemente es una falla que ocurre combinando la sobrecarga y la fatiga. De acuerdo con la experiencia de la empresa cuando el ventilador arranca las paletas del ventilador por acción del aire ambiente pueden estar girando en dirección contraria lo que implica que al arrancar el ventilador se produce un impacto con grandes diferencias de velocidades que hacen posible coeficientes de cargas dinámicas de ese orden.
- 7. Pueden haber influido además otros fenómenos, por ejemplo no necesariamente la carga se está distribuyendo uniformemente entre todos los tornillos y puede ser que exista tensiones locales que aceleran el proceso de fatiga.
- 8. También puede ocurrir lo siguiente, los orificios tienen una superficie cónica, donde se aprieta el buje de goma Si algún tornillo está excesivamente apretado se generan presiones en la superficie cónica que complican el estado tensional ya puede provocar tensiones normales. Estos factores unidos a la presencia de



una primera grieta o defecto pueden provocar el cizallamiento sin que necesariamente el k_{din} sea tan grande.



Conclusiones.

CONCLUSIONES.

Conclusiones.



CONCLUSIONES GENERALES.

- Se profundizó en los aspectos constructivos y de funcionamiento de los Enfriadores de Productos Ligeros de la Refinería y en particular en lo relacionado con las averías producidas en los elementos de los Reductores Cónicos Helicoidales Modelo 3ABG-610 IYE de su accionamiento.
- 2. Se identificaron todos los tipos de averías que se han producido en los Reductores Cónicos Helicoidales de la Transmisión de los Enfriadores de Productos Ligeros, se tomaron todas las evidencias que permitieran, utilizando las herramientas necesarias de la Metodología de Gestión de Vida, esclarecer las causas que las provocaron.
- 3. La comprobación de la resistencia de los dientes del reductor confirma que bajo el régimen estable de operación típico del ventilador no deben ocurrir avería de ningún tipo. En la fractura observada de los dientes del piñón de los reductores de los ventiladores pueden haber existir dos posibles causas de sobrecargas que provocaron la fractura de los dientes:
- La primera que durante la fractura de alguno de los remaches, la cabeza del mismo se haya introducido entre los dientes y haya provocado la fractura.
- Los obreros y técnicos de la propia Refinería plantean que durante el trabajo de los ventiladores se producen impactos considerables pues, cuando el ventilador está parado, las paletas del mismo giran en sentido contrario por la circulación espontanea del viento y cuando arranca en ese instante ocurre un impacto grande. En eses condiciones puede aparecer una primera grieta en el pie, que se desarrolla posteriormente por fisuración progresiva. Cuando se produce la fractura de un diente la



situación se agudiza pues las cargas dinámicas se intensifican y pueden partirse otros dientes.

- 4. La resistencia del árbol a las sobrecargas está garantizada, el árbol presenta un factor de seguridad estático a la flexión superior a 56 y a la torsión mayor que 14. De aquí que aunque se produzca una sobrecarga violenta podrán fallar otros elementos, pero no el árbol.
- 5. La resistencia a la fatiga del árbol también está garantizada, el mínimo factor de seguridad observado es de 14.
- 6. Durante el ensamblaje en caliente de la unión remachado que une la corona con el manguito de sujeción se producen tensiones normales mayores que la fluencia del acero grado 20, lo que es muy peligroso en los roblones que trabajan a tracción, cuando la carga exterior actúa a lo largo del eje, ya que en presencia de la concentración de tensiones que normalmente surge entre la cabeza y el cuerpo del roblón, la tensión pudiera crecer tanto que puede alcanzar el límite de resistencia del acero y provocar la fractura de la caña incluso durante el ensamble de la unión, o al menos la aparición de grietas entre cabeza y cuerpo que puedan dar origen a una falla por fatiga.
- 7. El radio del redondeo de la transición cabeza cuerpo de los roblones es tan pequeño que provoca un factor real de concentración de tensiones mayor que dos. Este factor de concentración de tensiones puede hacer que las tensiones se dupliquen localmente en la sección de transición de la cabeza al cuerpo, o sea, $\sigma_{max} = k_{\sigma} \cdot \sigma = 2,1 \cdot 25,24 = 53 \text{ kN/cm}^2 > \sigma_u = 41,2 \text{ kN/cm}^2$ y aunque la situación no llegara a ser sea tan crítica, pues la concentración de tensiones se va suavizando, cuando se producen



deformaciones plásticas todo este proceso puede crear una pequeñas microgrietas o fisuras en esa zona que pueda incubar posteriormente un proceso de fatiga.

- 8. Después que el remache alcanza la fluencia la superficie de asiento de la corona con el manguito se inclina producto de la considerable deformación de los remaches, no obstante en esas condiciones, el factor de seguridad a la fatiga por flexión es bueno. Existen pocas probabilidades de fallo del cuerpo de los roblones por fatiga, pero hay que aclarar que si los remaches se deforman plásticamente y la corona se afloja, todo el sistema trabajará en condiciones donde las cargas de tensiones se pueden elevar y provocar la fractura por fatiga.
- 9. Si el remache se coloca en frio no existe posibilidad alguna de falla por fatiga, pero las tensiones de cortante deben transmitirlas los remaches a través de su cuerpo pues la fuerza de ficción entre las caras de la corona y el manguito no existiría y los remaches debían estar entonces ajustados a los orificios.
- 10. Tanto la falla por aplastamiento de la chaveta como la falla por fractura del chavetero del manguito de sujeción de la corona pueden ocurrir perfectamente si la chaveta se coloca con una holgura lateral, lo que hace que esta se incline y reduce el área de contacto con el chavetero del árbol o puede apoyarse en la parte superior del chavetero del cubo y provocar su fractura.
- 11. En el caso del cizallamiento del acoplamiento del motor, el factor de carga dinámica necesario para provocar la avería es grande, pero posible, evidentemente es una falla que ocurre combinando la sobrecarga y la

Conclusiones.



fatiga. De acuerdo con la experiencia de la empresa cuando el ventilador arranca las paletas del ventilador por acción del aire ambiente pueden estar girando en dirección contraria lo que implica que al arrancar el ventilador se produce un impacto con grandes diferencias de velocidades que hacen posible coeficientes de cargas dinámicas de ese orden. Pueden haber influido además otros fenómenos, por ejemplo no necesariamente la carga se está distribuyendo uniformemente entre todos los tornillos y puede ser que exista tensiones locales que aceleran el proceso de fatiga. También puede ocurrir lo siguiente, los orificios tienen una superficie cónica, donde se aprieta el buje de goma Si algún tornillo está excesivamente apretado se generan presiones en la superficie cónica que complican el estado tensional ya puede provocar tensiones normales. Estos factores unidos a la presencia de una primera grieta o defecto pueden provocar el cizallamiento sin que necesariamente el k_{din} sea tan grande.



Recomendaciones.

RECOMENDACIONES



RECOMENDACIONES.

- Se recomienda rediseñar el árbol del Reductor de manera que la unión de la corona con su sujeción sea por una unión roscada pretensada, eliminando en lo absoluto la posibilidad que se afloje la unión.
- 2. Eliminar el manguito de sujeción de la corona, fijando directamente la corona a una brida practicada en el árbol.
- 3. Observar permanentemente el adecuado ajuste entre chavetas y chaveteros.
- 4. Cambiar la caja de bolas radial de simple hilera del lado de la corona por una de serie más pesada.



Referencias Bibliográficas.

REFERENCIAS

BIBLIOGRAFICAS



Referencias Bibliográficas.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- Bedford A., Fower W. (2002). *Engineering Mechanics*. New Jersey: prentice Hall: Third Edition.
- Beer F.P., Jonhston E.R. (1984). *Mecánica Vectorial para Ingenieros. 2T.* México: Mc Graw-Hill.
- Birger, I. S. (1966). Cálculo de resistencia d piezas de Máquinas. Moscú: Mashinostroenie.
- Catálogo, I. (1965). Metallurgist 's Handbook Parte I. Moscú: Promsyrioimport.
- Dobrovolski, V. (1991). Elementos de máquinas. Moscú: MIR.
- Feodosiev, V. I. (1985). Resistencia de Materiales. Moscú: MIR.
- Fitzgerald, F. (1996). Mecánica de Materiales. Máxico: Alfaomega S.A.
- Fogiel, M. (1988). Problem solver in Strength of Materials and Mechanics of Solids. New Jersey: REA.
- Goytisolo, R. (Cienfuegos 2005). Análisis y soluión de la Avería del molino de la Planta de Plástico Mixto de Cienfuegos. *Revista Ingeniería Mecánica*., 51-58.
- Hawkes, B. (1989). Cadcam. Madrid: Paraninfo S.A.
- Hidalgo Meizoso, C. (2009). Estudio teórico y experimental del coeficiente de rigidez de los apoyos en árboles con diferentes tipos de cojinetes de rodamientos. .
- Iusilievich, G. (1988). Elementos de Máquinas. Moscú: Mashinostroenie.
- Ivanov, M. N. (1991). Elementos de Máquinas. Moscú: Vichaya Schkola.
- Lanza, J. (2010). Rediceño de la estructura soporte de los difusores de los enfriadores por aire de producto ligero pertenecientes a la Refineria Camilo Cienfuegos. Cienfuegos.
- Merian, J. (2003). Mecánica. La Habana: E.R.
- Mott, R. (1996). *Resistencia de Materiales Aplicada*. México: Printice-Hall Hispanoamericana S.A. 3. E.D.
- Olsen, G. (1965). *Elements of Mechanics of materials*. La Habana: Editorial de la Asociación de estudiantes de Ingeniería.
- Orlov, P. (1985). Ingeniería de diseño 2. Moscú: MIR.
- Pisarenko, G. (1989). Manual de resistencia de materiales. Moscí: MIR.
- Reshetov, D. (1985). Elementos de Máquina. La Habana: Editorial Pueblo y Educación.



Referencias Bibliográficas.

Roylance, T. (1966). Engineering Desing. Great Britain: Pergamon Press.

- Spiegel, L. L. (1999). *Applied Statics and Strength of Materials Third Edition*. New Jersey: Prentice Hall.
- Volmir, A. (1986). Problemas de Resistencia de Materiales. Moscú: MIR.

Wilson, C. (1997). Computer Integred Maschine Design. New Jersey: Prentice Hall.



ANEXOS.



ANEXOS.

















