



TRABAJO DE DIPLOMA

Análisis de las Causas de la Falla por Fatiga de los Dientes del Piñón del Molino de Crudo de la Empresa de Cemento “Cienfuegos S.A.”

Autor: Nicodemus Lorenzo Tarapasade

**Tutores: Dr. Rafael Goytisoló Espinosa
M.Sc. Juan Gabriel Noa Águila**

**Junio 2007
“Año 49 de la Revolución”**

CURSO 2006 - 2007

RESUMEN

El trabajo constituye una Investigación para esclarecer las causas de la avería consistente en la fractura de dos dientes del piñón de la Transmisión Final del Molino de Crudo No 2 de la Empresa Cementos Cienfuegos S.A.

En el Primer Capitulo se caracteriza el molino, su explotación desde su puesta en marcha hasta la fecha de la avería.

En el Segundo Capitulo se evalúa resistencia a la fatiga de los dientes donde se muestra que la fractura por fatiga de los dientes es posible en condiciones de desalineaciones que provoca una macha de contacto parcial.

En el tercer capitulo se confirman los resultados anteriores mediante la Aplicación de la Mecánica de la Fractura Lineal Elástica y la Mecánica de la Fractura Subcritica.

INDICE.

	Resumen	
	Introducción	1
CAPITULO I	CARACTERIZACION DEL MOLINO DE CRUDO DE LA LINEA No. 2	5
1.1	Antecedentes.	5
1.2	Esquemas y datos técnicos de la transmisión del molino.	6
1.2.1	Esquema de la transmisión	6
1.2.2	Datos de los elementos de la transmisión.	6
1.2.3	Material del árbol – piñón.	9
1.3	Particularidades del montaje y alineación de los engranes de los Molinos de Crudo.	9
1.4.	Comportamiento de las vibraciones y de la mancha de contacto durante la puesta en marcha del molino.	20
1.5.	Caracterización de los dientes.	30
1.6.	Conclusión del Capitulo.	31
CAPITULO II	EVALUACION DE LA RESISTENCIA A LA FRACTURA POR FATIGUA DE LOS DIENTES DEL PINON DEL MOLINODE CRUDO No. 2.	32
2.1	Calculo de las tensiones Volumétricas en los Dientes para Prevenir la Fractura según Dobrovolski (Norma GOST).	32
2.2	Modelo a emplear para el cálculo del factor de forma del diente tomando en cuenta la fricción y la corrección.	35
2.3.	Determinación del coeficiente de fricción de los engranes cilíndricos de dientes rectos.	41
2.4	El factor de concentración de tensiones en las transmisiones por engranes cilíndricos de dientes rectos.	45
2.4.1	Coeficiente de concentración de tensiones dado por Dobrovolski.	45
2.4.2	Coeficiente de concentración de tensiones dado por Dolan – Broghamer.	46
2.4.3	Otros Coeficientes de concentración de tensiones encontrados en la literatura para dientes de engranajes.	48
2.4.4	Expresión del Coeficiente de concentración de tensiones que toman en cuenta la influencia de la corrección en el factor de forma.	48
2.5.	Calculo del Factor de Seguridad a la Fatigua por flexión de los	

	piñones de la Transmisión del Molino de Crudo.	49
2.5.1	Potencia transmitida por el reductor final.	49
2.5.2	Velocidad de giro del Árbol – Piñón.	50
2.5.3	Fuerzas sobre el árbol provocadas por el acoplamiento dentado.	50
2.5.4	Calculo del Factor de Seguridad a la Fatiga por flexión de los dientes del piñón según la Norma GOST.	51
2.5.5	Calculo del Factor de Seguridad a la Fatiga por flexión de los dientes del piñón según la Norma AGMA.	58
2.5.6	Consideraciones acerca de la causa de la desalineación del piñón de las elevadas vibraciones, de la reducción de la mancha de contacto y como consecuencia de la Fractura por Fatiga de los dientes del piñón... Conclusión del Capitulo.	62
CAPITULO III.	APLICACION DE LA MECANICA DE LA FRACTURA EN LA EVALUACION DE LA RESISTENCIA A LA FATIGA DE LOS DIENTES DEL PINON.	65
3.1.	Tenacidad a la Fractura del Material de los Piñones.	65
3.2	Caracterización del estado tensional en la zona de las grietas de fatiga del diente y Modelo empleado para su estudio según la Mecánica de la Fractura.	65
3.3.	Aplicación de la Mecánica de la fractura Lineal Elástica en la obtención de las Curvas de Resistencia Residual y los Tamaños críticos de las Grietas.	66
3.4.	Aplicación de la Mecánica de la fractura subcritica en la Evaluación del Crecimiento de las grietas para el caso de una Grieta de Cuarto de Elipse bajo el Estado Uniaxial de Tensiones.	68
3.5.	Aplicación de la Mecánica de la fractura subcritica en la Evaluación del Crecimiento de las grietas para el caso de una Grieta de Cuarto de Elipse bajo el Estado Tensional Compleja en el pie de los dientes.	69
3.6	Conclusiones del capitulo.	76
	CONCLUSIONES.	77
	RECOMENDACIONES.	79
	REFERENCIAS BIBLIOGRAFICA.	80
	BIBLIOGRAFIA.	82

INTRODUCCIÓN

Los molinos de crudo de la antigua Fábrica de Cemento “Karl Marx”, fueron fabricados en la antigua RDA por la firma VEB ZAB Dessau Veb Sket Magdeburg en el año 1976. Se montaron en las líneas en los años 1979 a 1980 con fecha de puesta en marcha: 16 de febrero de 1980.

Estos equipos están destinados para la molturación de materiales tales como: caliza, marga y arcilla requeridos en la producción de cemento y consta de un cuerpo o tambor cilíndrico 9, con revestimiento interior de placas de blindaje que constituye la cámara de molturación, dos grupos de apoyo integrados por los “trunium” de entrada 10 y de salida 7 y sus respectivos cojinetes de deslizamiento con tejas de fricción de 180° y sus pedestales y por el sistema de transmisión de potencia del tipo de doble accionamiento periférico compuestos por los respectivos motores eléctricos 1, embrague 2, reductores planetarios 3, árboles de transmisión 5 con sus acoplamientos dentados de transmisión 4 y el reductor final cilíndrico de dientes rectos bifurcado con dos piñones 6 y una catalina 8. Consta además de dos estaciones de lubricación para los puntos de apoyo, una para los reductores planetarios del accionamiento y otra para el reductor final de la transmisión. El esquema de la transmisión se muestra en la Figura 1.

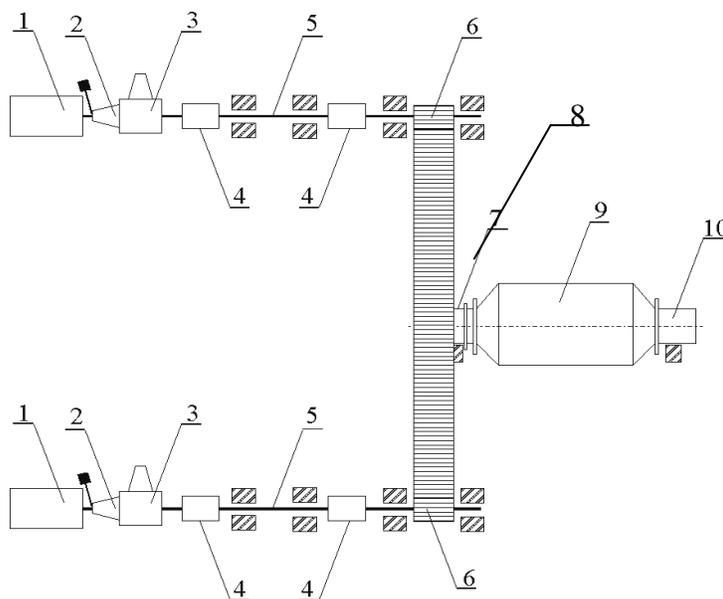


Fig.1. Partes componentes del molino de crudo original.

1 - Motores eléctricos, 2 - Embragues, 3 - Reductores planetarios, 4 - Acoplamientos dentados, 5 - Árboles de transmisión, 6 - Piñones del reductor final, 7 - Trunium de salida, 8 - Catalina, 9 - Tambor del molino, 10 - Trunium de entrada.

La actual Empresa Mixta "Cementos Cienfuegos S.A." surgió a partir de la antigua Fábrica de Cementos "Karl Marx" sobre la base de negociaciones que se iniciaron en el año 2000 con la parte extranjera y a mediados del año 2001 se inició la inversión consistente en una rehabilitación general de la antigua Empresa de Cementos "Karl Marx" y el montaje de equipamiento prácticamente nuevo en la Línea No. 3. Estas inversiones abarcaron también la rehabilitación de la Línea No. 2 y en particular del Molino de Crudo Objeto de Estudio del presente trabajo. Los objetivos de la rehabilitación del Molino de Crudo eran por un lado elevar la eficiencia del mismo y por otro elevar su confiabilidad. Este Trabajo fue realizado por varias Empresas Contratistas, la Empresa Geominera Pinar fue la que ejecutó el mayor por ciento de los trabajos de rehabilitación del Molino. Las comprobaciones, rectificaciones y ajuste del "trunium" de salida los ejecutó la Empresa GECA Cienfuegos Cementos Cienfuegos S.A.

Durante la rehabilitación se ejecutaron los siguientes trabajos técnicos:

- Cambio de los árboles de transmisión con acoplamientos dentados originales que transmitían la potencia desde ambos motores hasta el árbol piñón del reductor final por otros también con acoplamientos dentados del tipo Flexident, pero estos últimos diseñados por la Firma CMD Transmissions –Engrenages & Reducteurs.
- Se invirtió la catalina de la transmisión final cariada y desgastada por uno de los flancos para que trabajara por el flanco contrario. Esta operación se había realizado anteriormente en la Empresa en el año 1995 pero en el Molino No. 1.
- Se cambió el "trunium" de entrada del Molino por uno fabricado por la Firma KHD Humboldt Wedag AG.
- Se cambió también el "trunium" de salida.
- Se cambiaron 12 hiladas del Molino por "lainers" con un nuevo diseño, suministrados por la Firma Magotteaux.
- Se cambió el blindaje de las paredes de entrada y de salida en el interior del molino por placas suministradas por la Firma Magotteaux.
- Cambio del Sello de Salida del Molino por una propuesta realizada por la Firma KHD Humboldt Wedag AG.
- Reparación de la Doble Péndulo de entrada del material al Molino.

- Reparación de los Reductores.
- Cambio de los Motores Auxiliares.
- Rehabilitación de los cuatro sistemas hidráulicos de baja y alta presión de los dos Cojinetes Hidrostáticos de los puntos de apoyo del Molino.
- Rehabilitación de las Doble Péndulos de alimentación al Molino.

En el mes de noviembre del 2004 comienza a trabajar el molino después de concluida la rehabilitación. En esa ocasión se hicieron las correspondientes mediciones de vibraciones y los trabajos de ajuste recomendados por la Firma KHD Humboldt Wedag AG. Durante todo el mes de Noviembre y Diciembre se fueron haciendo mediciones y correcciones en el ajuste de los piñones de la transmisión final del Molino, hasta que comenzó a operar normalmente.

A finales del año 2005 se produjo la fractura de varios dientes del piñón del reductor final de la transmisión del Molino, lo que provocó la detención de esta línea con las consiguientes pérdidas económicas. La observación del aspecto externo de la fractura permitió definir que se trataba de una falla clásica de fatiga. Este piñón es solidario al árbol y es una pieza que pesa varias toneladas. Ante esta **Situación Problemática** la Dirección de la Empresa solicitó los Servicios del CEDON de la Universidad de Cienfuegos para esclarecer las causas de la falla y establecer las recomendaciones necesarias para su solución. Durante la investigación preliminar realizada se formuló la **Hipótesis** de que la causas fundamentales de la falla podían ser dos: 1. La presencia de cargas suplementarias sobre el árbol a causa de la presencia de los acoplamientos dentados que transmiten la carga del motor a este reductor. 2. Problemas de desalineación del piñón con relación a la catalina no totalmente resueltos durante el montaje y ajuste del molino.

Esas cargas suplementarias de los acoplamientos fueron precisamente la causa de la avería del árbol de ese propio piñón del Molino en el año 1997. En esa ocasión el grado de deterioro de los dientes del acoplamiento era tal que la carga se concentraba en unos pocos dientes provocando enormes fuerzas suplementarias sobre el árbol que en condiciones normales debían ser mucho mas pequeñas.

Ante esta Situación Problemática y formulada la Hipótesis mencionada se desarrolló entonces una investigación cuyos **Objetivo General** fue:

Esclarecer las causas de la falla de los dientes del piñón del reductor final de la transmisión del Molino de Crudo y establecer recomendaciones para la eliminación o reducción de las mismas.

En el presente trabajo se esbozan los aspectos fundamentales de la investigación realizada.

CAPITULO I: Caracterización del Molino de Crudo de la Línea No. 2 de la Empresa Cementos Cienfuegos S.A. y de la avería de los dientes del Piñón.

1.1. Antecedentes.

Los Molinos de Crudo de la antigua Fábrica de Cemento “Karl Marx”, fueron fabricados en la antigua RDA por la firma VEB ZAB Dessan Veb Sket Magdeburg en el año 1976. Se montaron en las líneas en los años 1979 a 1980 con fecha de puesta en marcha: 16 de febrero de 1980. Según los expedientes de los molinos en varias ocasiones desde su puesta en marcha fue necesario cambiar el lubricante del reductor final de alguno de los molinos, y según testimonios de los técnicos de la fábrica, la causa fue por contaminación con agua y harina y durante su explotación se produjeron otras averías tales como: falla por cizallamiento de un grupo de los tornillos del acoplamiento del “trunium” de salida con el cuerpo del molino, avería de alguno de los reductores planetarios, grietas de fatiga en el “trunium” de salida, desgaste y picadura de las catalinas que motivaron que fuera necesario invertirla, fractura por fatiga del árbol – piñón del reductor final y otras averías pero el dentado de los piñones nunca constituyó una preocupación seria para la Empresa pues su comportamiento en general fue bastante eficiente y confiable.

A mediados del año 2001 se inició la inversión realizada por la nueva Empresa Mixta Cementos Cienfuegos S.A.” consistente en una rehabilitación general de la antigua Empresa de Cementos “Karl Marx” y el montaje de equipamiento prácticamente nuevo en la Línea No. 3. Estas inversiones abarcaron también la rehabilitación de la Línea No. 2 y en particular del Molino de Crudo Objeto de Estudio del presente trabajo. Los objetivos de la rehabilitación del Molino de Crudo eran por un lado elevar la eficiencia del mismo y por otro elevar su confiabilidad. Este Trabajo fue realizado por varias Empresas Contratistas, la Empresa Geominera Pinar fue la que ejecutó el mayor por ciento de los trabajos de rehabilitación del Molino. Las comprobaciones, rectificaciones y ajuste del “trunium” de salida los ejecutó la Empresa GECA Cienfuegos Cementos Cienfuegos S.A.

Durante la rehabilitación se ejecutaron los siguientes trabajos técnicos:

- Cambio de los árboles de transmisión con acoplamientos dentados originales que transmitían la potencia desde ambos motores hasta el árbol piñón del reductor final por otros también con acoplamientos dentados del tipo Flexident, pero estos últimos diseñados por la

Firma CMD Transmissions –
Engrenages & Reducteurs.

⊗ Se invirtió la catalina de la transmisión final carriada y desgastada por uno de los flancos para que trabajara por el flanco contrario. Esta operación se había realizado anteriormente en la Empresa en el año 1995 pero en el Molino No. 1.

⊗ Se cambió el “trunium” de entrada del Molino por uno

fabricado por la Firma KHD Humboldt Wedag AG.

- ❖ Se cambió también el "trunium" de salida.
- ❖ Se cambiaron 12 hiladas del Molino por "lainers" con un nuevo diseño, suministrados por la Firma Magotteaux.
- ❖ Se cambió el blindaje de las paredes de entrada y de salida en el interior del molino por placas suministradas por la Firma Magotteaux.

- ⊗ Cambio del Sello de Salida del Molino por una propuesta realizada por la Firma KHD Humboldt Wedag AG.
- ⊗ Reparación de la Doble Péndulo de entrada del material al Molino.
- ⊗ Reparación de los Reductores.
- ⊗ Cambio de los Motores Auxiliares.
- ⊗ Rehabilitación de los cuatro sistemas hidráulicos de baja y

alta presión de los dos Cojinetes Hidrostáticos de los puntos de apoyo del Molino.

⦿ Rehabilitación de las Doble Péndulos de alimentación al Molino.

En el mes de noviembre del 2004 comienza a trabajar el molino después de concluida la rehabilitación.

1.2. Esquema y datos técnicos de la transmisión del Molino.

1.2.1. Esquema de la transmisión.

El esquema de la transmisión del Molino de la Línea No. 2 se muestra en la Fig. 1.1 donde se señala la posición específica de los árboles - piñones en los cuales se produjo la falla del dentado, así como la de los árboles de transmisión con sus respectivos acoplamientos dentados.

1.2.2. Datos de los elementos de la transmisión.

Datos de los motores eléctricos.

- Marca: Ercole Marelli.
- Tipo: Asíncrono trifásico NPA 560 L8
- Clase: F
- Potencia: $N_m = 900 \text{ kW}$
- Velocidad de giro: $n_m = 890 \text{ r/min.}$
- Voltaje nominal: $V_n = 6 \text{ 000 v}$
- Corriente nominal a plena carga: $I_n = 109 \text{ A}$

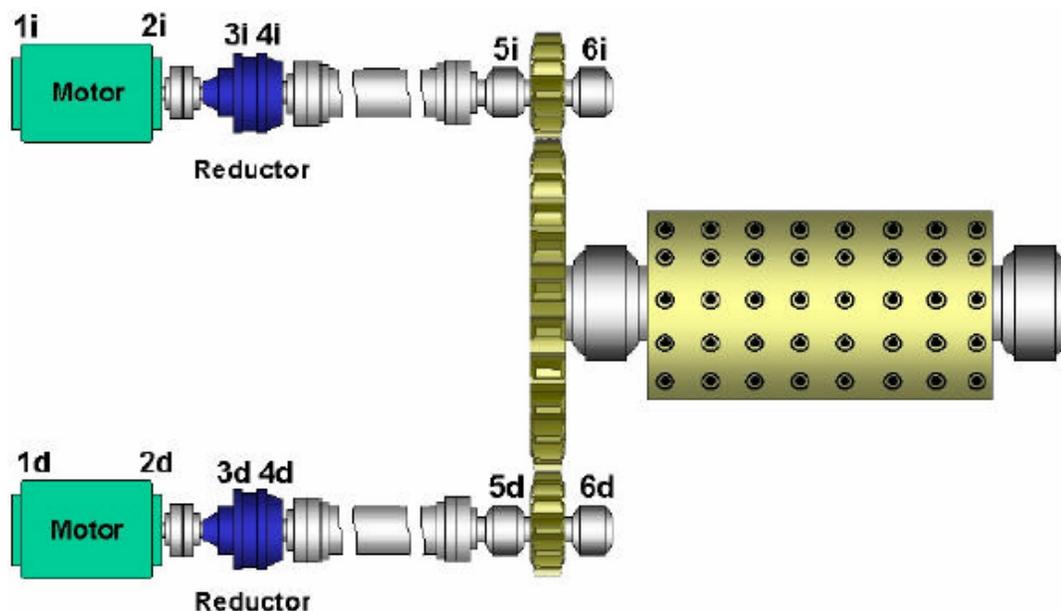


Fig. 1.1 Partes componentes de la transmisión del molino de crudo y ubicación de los piñones Objetos de Estudio del presente trabajo.

- 1- Motores eléctricos, 2 - Embragues, 3 - Reductores, 4 - Árboles de transmisión,
5 y 6 – Puntos de apoyo de los árboles –piñones del reductor final

Datos de los reductores.

- Potencia nominal: $N_p = 1\ 000\ Kw.$
- Relación de transmisión: $U_p = 9$

Datos del reductor final.

Datos generales del reductor.

- Tipo: Cilíndrico bifurcado de dientes rectos.
- Módulo: $m = 20\ mm$
- Ancho de trabajo: $B_w = 600\ mm$
- Distancia entre centros: $A_w = 2\ 590\ mm$
- Angulo del perfil: $\alpha = 20^\circ$

Datos de los piñones.

- Números de dientes: $Z_p = 35$
- Diámetro de la circunferencia primitiva: $d_p = 700\ mm$
- Material: Acero 30 Cr Mo V 9G

Datos de la catalina.

- Números de dientes: $Z_c = 224$
- Diámetro circunferencia primitiva: $d_c = 4\ 480\ mm$
- Material: Acero bajo carbono fundido, dureza $HB\ 267$

Datos de los acoplamientos dentados.

En la Fig. 1.2 se muestra la esquema con las dimensiones fundamentales de una de las mitades de los acoplamientos dentados del árbol de transmisión compuesta por el acoplamiento interior (1) y el acoplamiento exterior (2) En los planos disponibles en la Empresa de estas piezas, no se especifica el material de los mismos ni se aclara el tratamiento térmico. ^[1]

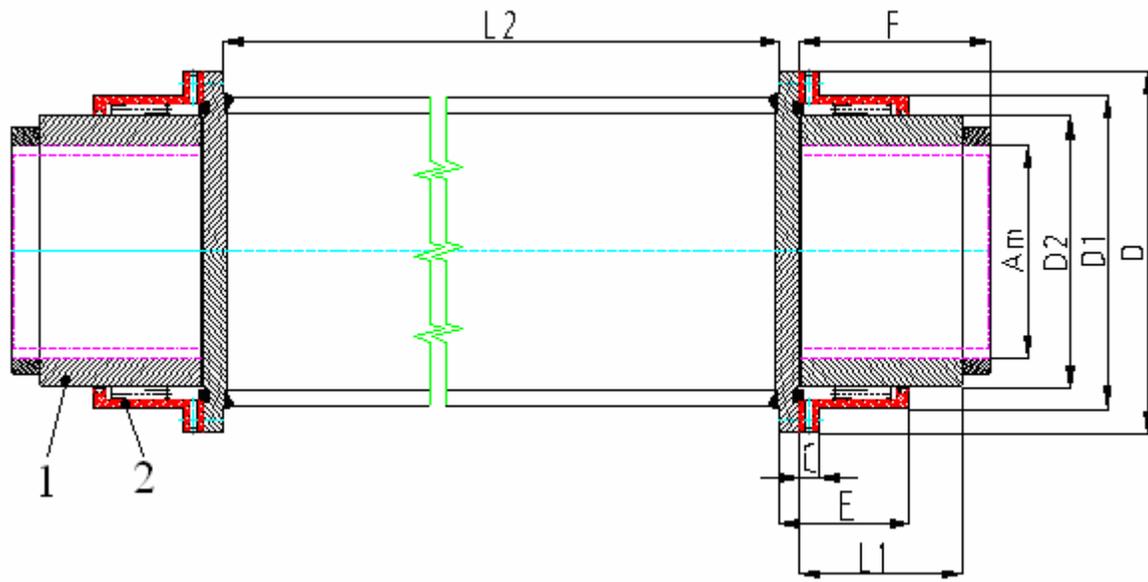


Fig. 1.2 Esquema de los Acoplamientos Dentados.

Los datos del dentado de los acoplamientos interior y exterior se muestran en la Tabla 1.1

Tabla 1.1 Datos de los acoplamientos dentados.

Parámetro	Símbolo	Magnitud
<i>Torque Nominal (Nm.)</i>		16 5000
Dimensiones (mm.)	<i>Am</i>	250
	<i>B</i>	310
	<i>C</i>	30
	<i>D</i>	498
	<i>D1</i>	432
	<i>D2</i>	374
	<i>E</i>	139
	<i>F</i>	343
	<i>L1</i>	315
	<i>L2</i>	5 010
<i>Peso (Kgf)</i>		616
<i>Velocidad Máxima. (rpm)</i>		2 700
<i>Cantidad de Grasa.(Kg.)</i>		4

1.2.3. Material del árbol - piñón.

En el plano del árbol – piñón se especifica el material del árbol que es igual al material del piñón ya que este es integral al árbol, o sea, acero 30 Cr Mo V 9G cuya resistencia máxima según la documentación técnica del molino está entre 735 a 882 MPa en dependencia del

tratamiento térmico con Resistencia Máxima: $\sigma_u = 735$ a 882 MPa, Límite de Fluencia, se decidió considerar una resistencia media: $\sigma_u = 810$ MPa, Límite de Fluencia: $\sigma_f = 588$ MPa y Resiliencia del orden de: $a_k = 8 \text{ kgf} - \text{m} / \text{cm}^2$ [2]

1.3. Particularidades del montaje y alineación de los engranes de los Molinos de Crudo.

El objetivo de este epígrafe es destacar las particularidades del montaje, puesta en servicio y al mantenimiento de las transmisiones de los Molinos de Crudo con el fin de obtener en las condiciones normales de utilización y una buena fiabilidad durante toda la vida operacional de los mismos. En el mismo se insiste particularmente en la gran importancia que representan

la aplicación correcta de los procedimientos que se describirán a continuación. Toda falta o negligencia de estas prescripciones pueden conducir a un deterioro rápido de los engranajes, comprometiendo la duración de vida y provocando al límite roturas repentinas de los dientes y por consecuencia la interrupción inmediata de la instalación.

La Transmisión Final Bifurcada de los Molinos de Crudo esta compuesta por una corona que puede ser montada y ensamblada de diferentes maneras, según la aplicación deseada por ejemplo: con brida de fijación sobre placas tangenciales sobre bloques o soportes diversos. Sea cual sea el tipo de montaje realizado los objetivos a alcanzar son los mismos:

1. Los elementos que componen la corona deben de ser ensamblados con las caras de unión bien aplicadas, alineadas y apretadas. La corona así constituida debe de ser ajustada y centrada para que el diámetro primitivo del dentado gire concéntrico con el eje de rotación del Molino. y de su brida de fijación, de manera que se obtenga un alabeo mínimo.
2. Los piñones deben estar posicionados con relación a la corona de manera que se obtenga un juego correcto entre los flancos de los dientes y un contacto satisfactorio en las condiciones normales de funcionamiento. Si necesario se deberá estimar durante el montaje las deformaciones y (o) dilataciones que se producirán en funcionamiento.
3. Los dentados deben estar suficientemente engrasados por un lubricante apropiado y protegidos eficazmente para evitar la introducción de polvos u otras materias que pueden dañar los perfiles de los dientes en contacto.
4. Los cimientos soportes de apoyo y las estructuras deberán haber sido concebidos y contruidos para soportar las cargas que resulten de las fuerzas transmitidas por los dientes en funcionamiento y para asegurar con el tiempo la estabilidad de la alineación a fin de preservar el buen contacto de los dentados.

Para la instalación en situ es necesario consultar los indicadores específicos que figuran en las hojas de control y recepción transmitidas al cliente a la entrega del Molino.

◆ **Montaje de las Coronas Fijadas por Brida.**

Para el montaje de las Coronas Fijadas por Brida a los Molinos se deben respetar las siguientes reglas específicas:

1. Si varias coronas idénticas están en la obra en espera de montaje, identificar primero los elementos de una misma corona. Tomar nota de la identificación de cada elemento, así como de las marcas de referencia de las caras de unión correspondientes
2. Limpiar perfectamente las superficies mecanizadas de la Corona para eliminar el barniz protector. Inspeccionar con cuidado las caras de unión y los bordes de los pernos para detectar y eliminar se es necesario, marcas eventuales de golpes. Proceder de la misma manera con la Brida de fijación del Molino.

3. Controlar el alabeo de la cara de la Brinda del Molino sobre la cual será aplicada la corona. Marcar sobre la periferia de la brida del Molino los diferentes valores obtenidos de manera a hacer coincidir estas señales con las ya marcadas sobre la brida de la corona.
4. Comparar el diámetro exterior de la brida del molino con el diámetro de centraje de la corona.
5. Definir el procedimiento de montaje sea ensamblar a parte las dos medias coronas e instalar seguidamente el conjunto sobre el molino o si esta operación no se puede hacer a causa del peso, dimensiones, etc.... montar los elementos individualmente sobre la brida del molino.
6. Inmovilizar el molino para situar el primer elemento de la corona. Consultar con el constructor del molino para informarse del mejor método de montaje que toma en cuenta el importante desequilibrio que puede producirse, cuando solo una parte de la corona es montada. Es preferible, si la grúa lo permite montar los elementos en posición de medio día.
7. Es necesario evitar el dañar los dientes de la corona con los cables metálicos, cadenas etc.... levantar el elemento para desplazarlo y descenderlo sobre los gatos. Reglar la posición para hacer corresponder los agujeros de la bridas de fijación. En este estado de la operación poner y apretar algunos pernos de fijación.
8. Soltar y girar el molino. Inmovilizar el molino en posición antes de montar el elemento siguiente. Situar el elemento y apretar ligeramente los pernos de la brida de fijación. Antes de poner en contacto las caras de unión, según las señales, colocar el pesador de centraje correspondiente en su alojamiento. Los elementos se alinearan progresivamente a medida que se vayan uniendo mediante los pernos de ensambladura. Apretar y bloquear las tuercas de los pernos. En este estado del montaje los pernos de la brida de fijación deben estar ligeramente apretados.
9. Después de apretar definitivamente las caras de unión y ligeramente apretados los pernos de la brida de fijación, sacar los gatos. El alabeo y la concentricidad de la corona pueden entonces ser controlados. El reglaje completo estará entonces terminado.

10. El descentrado de las coronas pequeñas puede recuperarse con la ayuda de los gatos. En este caso, los gatos deben de ser desatornillados de la brida del molino, y los pernos de la brida de fijación desapretados en los lugares donde el movimiento sea necesario. Una corona grande debido a su peso puede ser difícil de levantar y puede dañar el gato. En este caso, por medio de la rotación del molino poner el punto máximo del descentrado a mediodía, y ajustar los gatos para obtener la corrección necesaria. Los pernos de la brida de fijación deben de ser entonces desapretados para permitir a la corona descansar sobre los gatos por efectos de su propio peso. Los gatos pueden ser utilizados para mover la corona hacia las posiciones de las 9 o de las 3 horas del reloj. Según la necesidad. Antes de controlar de nuevo la concentricidad cada gato debe ser desatornillado y los pernos de la brida de fijación ligeramente apretados. Si es necesario, repetir esta operación hasta obtener la tolerancia admisible indicada.

11. Si el valor total del alabeo, diferencia algebraica entre los dos lados máximo y mínimo, excede la tolerancia admisible indicada, se puede corregir introduciendo calas entre la corona y la brida de fijación del molino (como lo indica la Fig. 1.10.) Tomando los diferentes valores del alabeo, se puede determinar el espesor de la cala, en cada punto de referencia, con relación al punto bajo.

El espesor de la cala para las posiciones intermedias, puede obtenerse, por interpolación lineal. Un conjunto de calas, cuya forma se muestra la Fig. 1.3 deberá estar preparado para ser colocado bajo cada perno. La cala podrá abarcar varios pernos en los lugares donde el espesor necesario es constante. La geometría del molino y de la corona, al nivel de la brida de fijación, dictará la mejor posición de la calas.

12. Cuando la concentricidad y el alabeo de la corona son correctas apretar al par los pernos de la brida de fijación y destornillar los gatos.

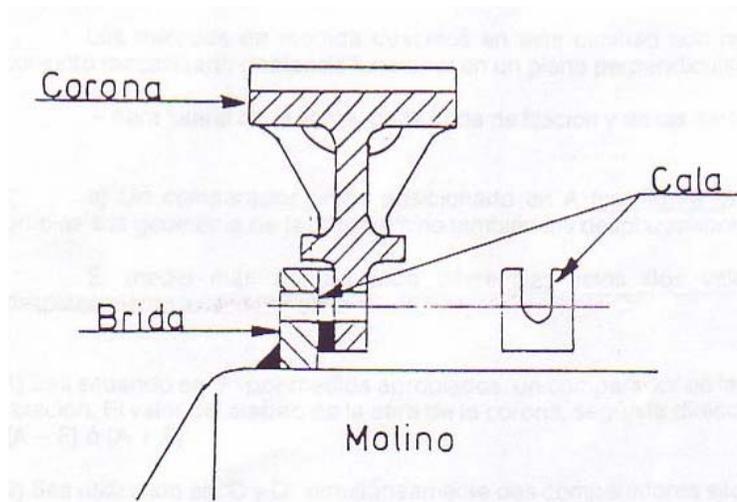


Fig. 1.3 colocación de calas en la corona.

La corona debe de ser ensamblada con el Molino de tal manera, que el diámetro primitivo del dentado sea concéntrico al eje de rotación del mismo. El centraje se efectúa midiendo el alabeo y la concentricidad de la llanta de la corona.

Es importante asegurarse que todos los reglajes del molino han sido efectuados en los puntos susceptibles de modificar la posición de la brida de fijación de la corona, antes de proceder el control final del alabeo y de la concentricidad.

◆ Control de la Concentricidad.

Elegir como diámetro de referencia las superficies mecanizadas para este efecto y situados de cada lado de la llanta. Los comparadores deben de ser instalados en los lugares apropiados para efectuar las medidas en los puntos de referencia indicados.

Seleccionar un comparador que permita una lectura cómoda y capaz de indicar la diferencia de concentricidad máxima. Hacer girar lentamente la corona y tomar los valores obtenidos en cada punto de referencia, teniendo cuidado de interpretar correctamente la lectura en el comparador.

Asegurarse de la estabilidad en las mismas señales de las medidas a efectuar, por lo menos, con dos giros completos de la corona. Si la diferencia de concentricidad es superior al valor admisible indicado, la posición de la corona debe de ser ajustada como fue indicado en el apartado sobre el montaje de las coronas fijadas por bridas.

Los valores de concentricidad para las coronas de gran anchura serán tomados simultáneamente de cada lado de la llanta. La diferencia entre las dos cotas en el mismo punto indicará la deformación de la llanta.

◆ **Control del Alabeo.**

Los métodos de medida del alabeo descritos en este capítulo son relativos al alabeo de cualquier cara del conjunto mecanizado debiendo funcionar en un plano perpendicular al eje de rotación, por ejemplo: Cara lateral de la llanta, de la brida de fijación y de las caras del cojinete de apoyo del molino.

- a) Una comparador único posicionado en "A" (ver Fig. 1.4) no solamente indica las desviaciones propias de la geometría de la corona sino también los desplazamientos axiales del molino.

El medio mas seguro para diferenciar estos dos valores es de tomar separadamente el desplazamiento axial del molino.

- 1) Se situará en "F" un comparador en la extremidad del gorrón y sobre su eje de rotación. El valor del alabeo de la cara de la corona, según la dirección de los desplazamientos, será igual a $(A - F)$ ó $(A + F)$.
- 2) Si se utilizan en C y D simultáneamente dos comparadores situados sobre la cara del gorrón. El desplazamiento axial del molino (E) será dado por $(C + D)/2$. El valor del alabeo de la cara de la corona será entonces igual a $(A + E)$ o $(A - E)$ según sean los desplazamientos.

Otro método corrientemente utilizado consiste a tomar simultáneamente el valor del alabeo con dos comparadores. Uno posicionado en "A" y otro diametralmente opuesto en "B". Las agujas de los comparadores indicando el número 0, en el primer punto de referencia. El alabeo tomado en los otros puntos es igual a $(A - B)/2$.

Este método está seriamente limitado, porque no permite detectar ciertos alabeos en particular en el caso de conjuntos constituidos por las ensambladuras de varios elementos. Por lo tanto, este método no es recomendado.

Si el molino es girado por medio de un torno con cables metálicos enrollados alrededor de la virola, la deformación que se provoca puede afectar las medidas. En este caso, aflojar los cables antes de efectuar las mediciones.

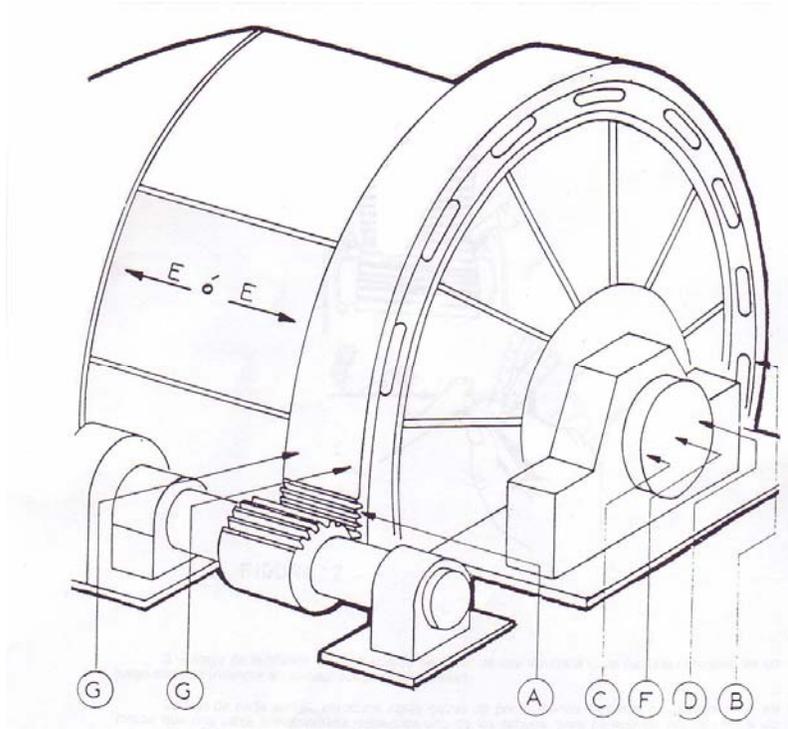


Fig. 1.4 Posición de los Comparadores para el Control del Alabeo.

◆ Montaje de los Piñones.

Durante el montaje de los piñones se deben seguir las siguientes orientaciones.

1. Las placas de asiento serán implantadas conformemente a las recomendaciones del constructor del molino con el fin de obtener una posición y un nivel correctos.
2. Limpiar con cuidado la superficie de las placas de asiento y de los apoyos. Si es necesario rebajarlas, para obtener superficies perfectamente llanas. Posicionar el piñón y sus apoyos sobre las placas de asiento de manera que se pueda alinear lateralmente el dentado del piñón con el de la corona. Engranar el dentado del piñón con el de la corona al máximo. Con la ayuda de galgas de espesor, tomar el juego entre flancos de dientes en ambos extremos de los dientes engranados (Tal como se indica en la Fig. 1.5)

A partir de las cotas, determinar el valor del desplazamiento en altura de un apoyo, con relación al otro para igualar los juegos en cada extremidad de un mismo flanco.

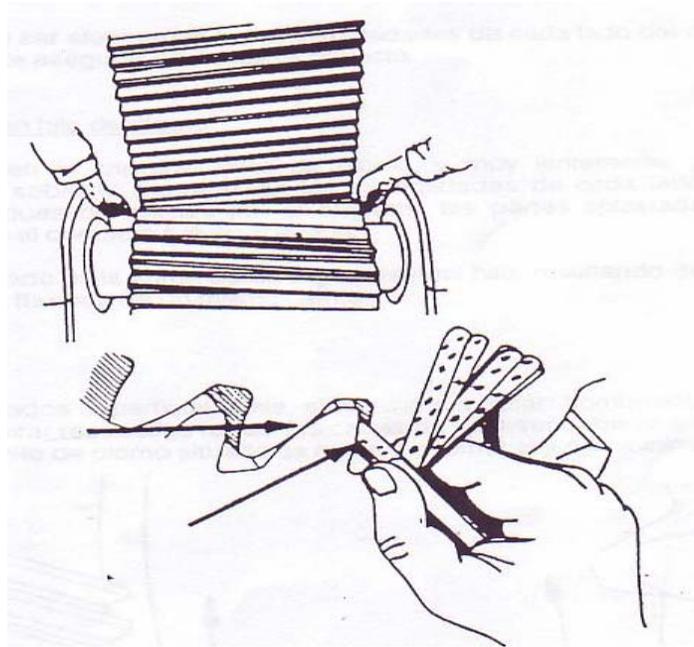


Fig. 1.5 Medición del juego lateral a ambos lados del piñón.

3. Alejar de la corona los dos apoyos del piñón de una distancia igual hasta la obtención de un juego lateral correcto.

Debajo de cada apoyo, introducir varias calas de por lo menos $1,25\text{ mm}$ de espesor total, así mismo que una calza suplementaria debajo de uno de los apoyos para permitir un reglaje vertical adecuado. Las calas permitirán bajar los apoyos si es necesario en el momento de efectuar los reglajes de alineación. Apretar los pernos de fijación de los apoyos. Finalmente, pasar a la operación de alineación del piñón.

◆ Medida del juego entre los dientes.

Para una duración de vida óptima, los dentados de la corona y del piñón deben engranar con un juego correcto. Este juego puede ser medido de varias maneras:

- a) Medida del juego con galgas de espesor variable.

Este método es generalmente el más utilizado. Consiste en medir los juegos al engrane, entre los flancos de dientes con las galgas de espesor (ver Fig. 1.12). Para ello es necesario girar el piñón, para colocar un diente de este en contacto sobre un

flanco del diente de la corona. El valor del juego es entonces obtenido, introduciendo las galgas de espesor entre los flancos de dientes opuestos a los flancos en contacto. Las medidas deben de ser efectuadas en las extremidades de cada lado del dentado, y sus valores rigurosamente idénticos a fin de asegurar un contacto correcto.

b) Medida del juego con hilo de plomo.

Se puede introducir en el engrane, hilos de plomo, y muy lentamente girar los engranajes. Disponer los hilos de plomo sobre el dentado en las extremidades de cada lado del engranaje como se indica en la Fig. 1.6. Después de pasar el hilo entre los dientes engranados las partes aplastadas de los hilos serán medidas en los lugares donde el contacto fue establecido. El juego total del dentado es la suma de los espesores del hilo, resultando de las partes aplastadas en el mismo lugar de los dos flancos de un mismo diente. Si los dientes están bombeados a cada lado en las extremidades, con el fin de evitar resultados falsos, las galgas de espesor deberán ser introducidas más allá del bombeo longitudinal y el hilo de plomo situado de manera que se pueda apreciar el juego mínimo.

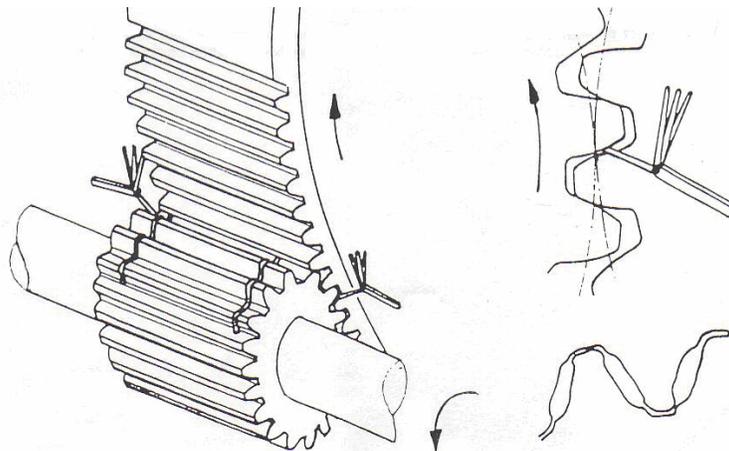


Fig. 1.6 Colocación de hilos de plomo para medir el juego lateral

c) Medición del juego con un comparador

En ciertas instalaciones el engrane así como las extremidades laterales de los dentados son inaccesibles, debido a la proximidad de las carcasas de protección y de los bordes de los apoyos del piñón, impidiendo así la introducción de las galgas de espesor. En estas condiciones, el juego puede evaluarse poniendo un comparador sobre un diente del piñón y balanceándolo hacia delante y hacia atrás

para establecer el contacto sobre los dos flancos. El valor del juego resulta de la indicación total del comparador. Los juegos de funcionamiento están indicados sobre los planos de ejecución de los engranajes.

Es necesario destacar sobre el hecho de que las condiciones al montaje pueden ser diferentes de las condiciones de funcionamiento y que es necesario tomarlo en cuenta en el momento del reglaje (modificaciones geométricas del sistema producto de deformaciones bajo cargas, efectos de la temperatura, etc.).

d) Efectos térmicos sobre la geometría de la corona

El calor generado en el proceso de fricción entre los dentados y por el calor disipado desde el propio molino sobre el cual se encuentra instalada la corona, conducirá los engranajes a funcionar a temperaturas superiores a la temperatura ambiente.

Por otra parte los cimientos de hormigón armado que sostienen a los diferentes órganos del conjunto obedecen a cambios de temperatura diferentes a los de los engranajes. Para tener en cuenta estos efectos, se acostumbra añadir un juego suplementario, teniendo en cuenta la dilatación de la corona.

En la literatura [3] se indican los valores del juego suplementario en función de la temperatura de funcionamiento y de la distancia entre ejes.

e) Desviaciones estructurales.

Estas pueden ser importantes cuando el eje del piñón se deforma bajo carga. Se debe consultar el fabricante del Molino para obtener información en cuanto a las tolerancias de juego a adoptar en estos casos.

◆ **Medición de la mancha de contacto entre los dientes.**

El último criterio de aceptación es la evaluación de la mancha de contacto del dentado. Este es concretado por la superficie de contacto del dentado sin carga. El control preliminar de la mancha de contacto se debe realizar durante el montaje y se debe realizar un nuevo control cuando la instalación está en servicio. Para observar la superficie de contacto del dentado se deben cubrir los dientes del piñón de una capa fina de barniz marcador apropiado con el fin de que este se marque sobre los dientes de la corona cuando los engranajes hayan girado. Este barniz es generalmente una tintura a base de aceite con un colorante tal como el “azul

de Prusia "... Este barniz se puede preparar más o menos fluido con un aceite ligero para facilitar la aplicación con el pincel y favorecer una extensión uniforme. El piñón debe de ser girado muy lentamente y sus dientes pintados frecuentemente (Ver Fig. 1.7) con el fin que todos los dientes de la corona se marquen. Se da entonces una vuelta completa a la corona en su sentido y se examinan entonces las marcas dejadas por los dientes del piñón con cuidado. Si estas son satisfactorias, efectuar por lo menos dos vueltas completas de la corona, para obtener un contacto bien marcado.

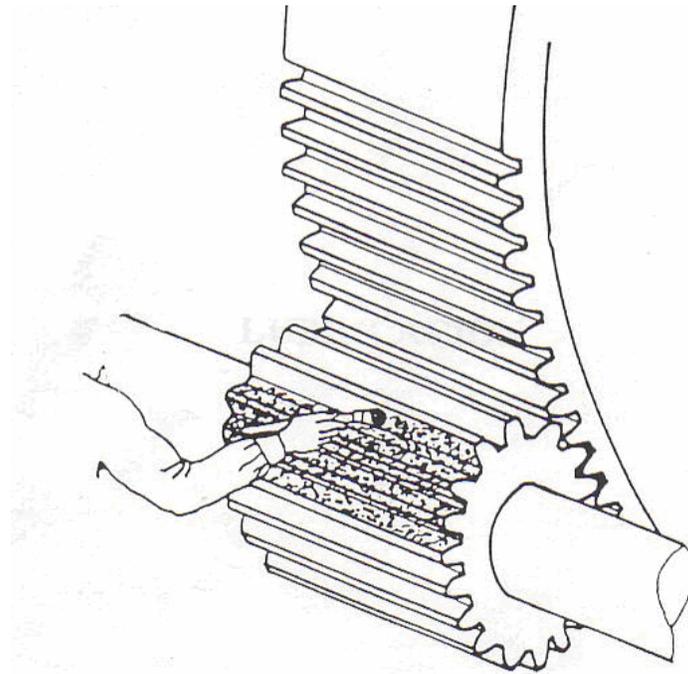


Fig. 1.7 Pintado de los dientes del piñón para obtener la mancha de contacto.

Cuando una corona engrana con dos piñones para el control de contacto uno solo es generalmente utilizado para accionar la corona. Cuando se va a evaluar la mancha de contacto del otro piñón la superficie del primero debe de ser limpiado para impedir que se marque de nuevo sobre los dientes de la corona y crear así una impresión falsa.

Para intensificar el marcado y obtener un resultado mas concreto, se puede aplicar un par resistivo al piñón que es arrastrado, utilizando, por ejemplo, un freno de madera.

1.4. Comportamiento de las vibraciones y de la mancha de contacto durante la puesta en marcha del molino.

Como se explicó anteriormente en el mes de noviembre del 2004 comienza a trabajar el molino después de concluida la rehabilitación. En esa ocasión se hicieron las correspondientes mediciones de vibraciones y los trabajos de ajuste recomendados por la Firma KHD Humboldt Wedag AG. Durante todo el mes de

Noviembre y Diciembre, hasta principio de Enero del 2005 se fueron haciendo mediciones y correcciones en el ajuste de los piñones de la transmisión final del Molino, hasta que comenzó a operar normalmente. A continuación se presentan los resultados de la medición de las vibraciones y de la mancha de contacto de acuerdo a un Informe Técnico realizado por Técnicos de la Empresa el día 10/1/05. ^[3]

En la Fig. 1.1 se identifican cual es la transmisión izquierda y la derecha en los informes realizados y cual es la posición de las mediciones de vibraciones. En la Tabla 1.2 se muestra el comportamiento de las vibraciones y los ajustes realizados en los piñones. En **negrita** se destacan los valores más altos de las vibraciones y de la diferencia de temperatura entre los extremos del diente, que caracteriza

precisamente la concentración de la carga en uno de los extremos.

Como se hace mención en la Tabla 1.2 el día 20/12/04 se efectúa la corrección recomendada por el técnico de KHD, la cual consistió en levantar 1 mm el pedestal lado motor del piñón Izquierdo. Esto fue motivado por dos razones fundamentales: Δt a lo largo del diente superaba los $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la mancha de contacto del diente no superaba el 20% de la longitud.

Con la acción realizada prácticamente no se notaron cambios favorables, el contacto del diente alcanzó un 25% de la longitud aproximadamente y el Δt se mantuvo por encima de $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, además de tener un aumento notable en las vibraciones, es por eso que se decide el propio día 30/12/04 levantar el mismo pedestal 0.5 mm . Se vuelve a limpiar y pintar con laca para evaluar nuevamente la mancha de contacto entre los dientes de muestra para poder analizar posteriormente el resultado de la acción.

El estado de la mancha de contacto el día 30/12/04 se muestra en la Fig. 1.8. El resultado de la acción una vez más no resultó favorable, el contacto de los dientes no supera el 28% y el Δt y las vibraciones también se mantiene alta

Las imágenes de la mancha de contacto que se muestran en las

Figs. 1.9 y 1.10 fueron tomadas el día 10/01/05.

Tabla 1.2 Comportamiento de vibraciones durante la puesta en marcha.

Fecha	Dirección	Piñón Derecho		Observación	Piñón Izquierdo		Observación
		5	6		5	6	
21/11/2004	A	2,3	3,7		6,7	5,0	
	R. Horiz.	4,5	3,8		8,6	7,8	
	R. Vert.	3,2	5,1		2,2	4,2	
25/11/2004	A	3,2	3,4	80 t/h. Se escucha un golpe en el piñón que se refleja en el reductor. $\Delta t = 5,1 \text{ }^\circ\text{C}$	6,1	4,4	$\Delta t = 13,4 \text{ }^\circ\text{C}$
	R. Horiz.	5	4,5		9,1	9,4	
	R. Vert.	2,6	5,4		1,7	4,4	
16/12/2004	A	3,6	4,4	100 t/h, $\Delta t = 4,1 \text{ }^\circ\text{C}$.	8,4	5,5	$\Delta t = 11,7 \text{ }^\circ\text{C}$
	R. Horiz...	7,9	6		15	13,5	
	R. Vert.	2,2	3,8		1,5	4,7	
23/12/2004	A	4	3,9	110 t/h, $\Delta t = 3,8 \text{ }^\circ\text{C}$	4,6	3,4	El 20/12/04 se corrige la nivelación del piñón izquierdo levantando el pedestal lado motor 1 mm , tal como lo había orientado el técnico de KHD. $\Delta t = 10,2 \text{ }^\circ\text{C}$.
	R. Horiz.	7	6		12,2	10,6	
	R. Vert.	2,9	4,1		1,5	3,9	
29/12/2004	A	2,6	3,5	$\Delta t = 4 \text{ }^\circ\text{C}$	4,4	4,8	El 30/12/04 se orientó corregir la nivelación del piñón izquierdo. $\Delta t = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.
	R. Horiz.	11,6	8,8		19	16,2	
	R. Vert.	2,2	4,4		3,7	4,7	
6/01/05	A	2,4	3,6	$\Delta t = 3,9 \text{ }^\circ\text{C}$	4,5	4,0	$\Delta t = 9,8 \text{ }^\circ\text{C}$.
	R. Horiz.	10,7	8,0		17,9	15,5	
	R. Vert.	2,4	4,1		3,7	4,3	

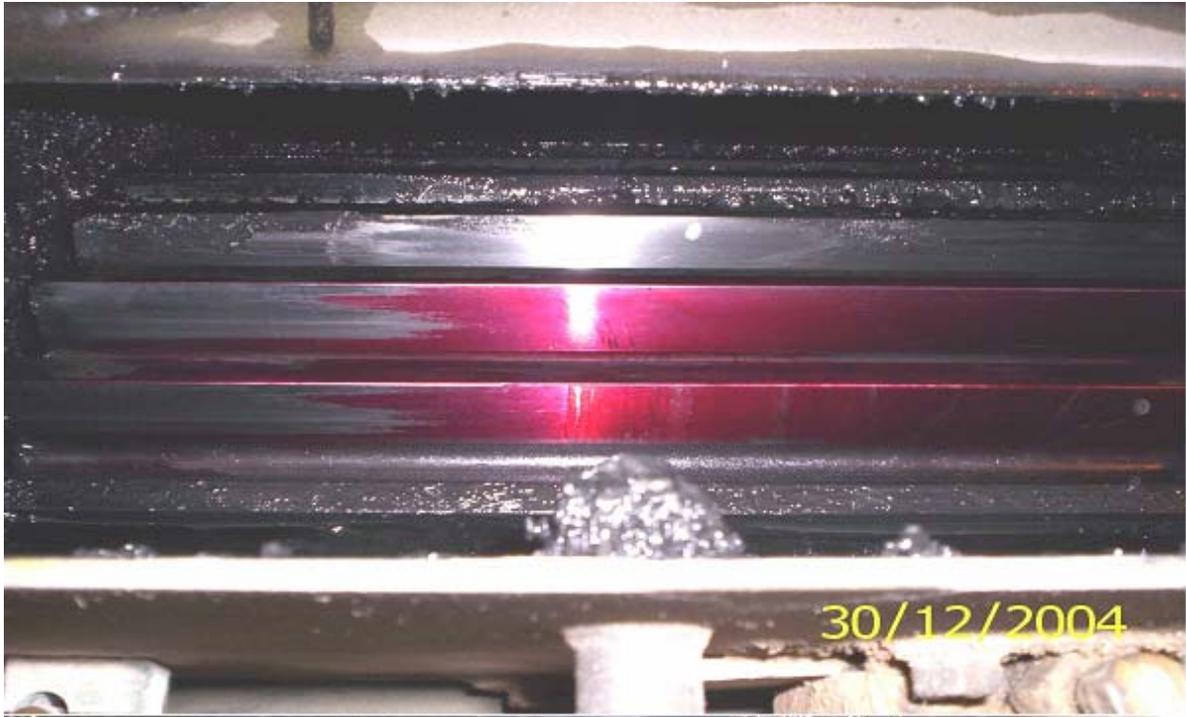


Fig. 1.8 Estado de la mancha de contacto en el piñón izquierdo el día 30/12/04



Fig. 1.9 Estado de la mancha de contacto en el piñón izquierdo el día 10/1/05

En la Fig. 1.6 se muestra también una imagen de la mancha de contacto del piñón Derecho, en este caso el contacto de los dientes alcanza aproximadamente un 50% del área del diente, el Δ

$t = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$ y las vibraciones han ido aumentando, aquí no se ha acometido ninguna acción correctiva.

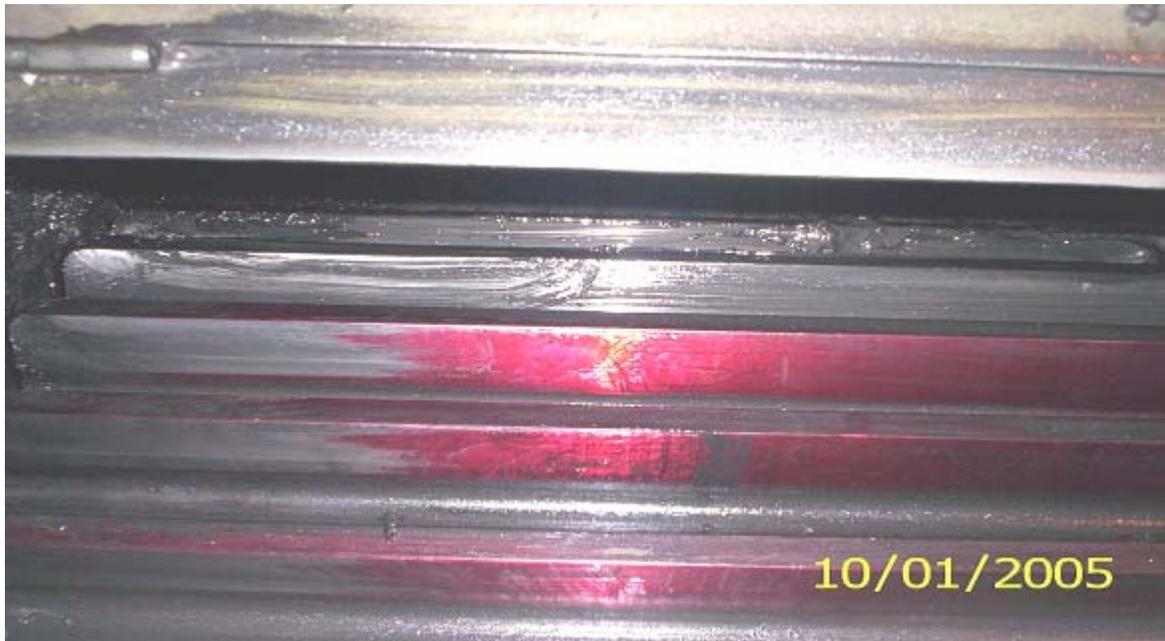


Fig. 1.10 Estado de la mancha de contacto en el piñón derecho el día 10/1/05

En la Tabla 1.3 se muestra el control de las vibraciones de la Transmisión Derecha desde el 3 de Mayo del 2005 fecha en que se realizó una nueva corrección por parte de la Firma KHD, hasta el 14 de Septiembre del 2005 unos días antes que se produjera la fractura de dos dientes del piñón de la Transmisión Izquierda. En la Tabla 1.4 se muestra el control de las vibraciones de la Transmisión Izquierda en las mismas fechas ^[4].

Tabla 1.3 Control de las Vibraciones de la Transmisión Derecha

Fecha	Hora	Derec.	Transmisión derecha.(362-AP1)						Observación
			1	2	3	4	5	6	
03/05/2005	12:25 p.m	A	2.6	2.2	0.8	0.9	1.1	4.9	Estas mediciones fueran tomadas antes de realizar la corrección por parte de KHD.
		R.H	2.5	2.4	0.6	1	5.1	8.8	
		R.V	3.2	2.8	0.4	0.7	1.7	9.6	
03/05/2005	5:27 p.m	A					2.3	6.4	
		R.H					5.0	7.3	
		R.V					3.6	7.0	
03/05/2005	5:35 p.m	A					2.3	6.4	Estas mediciones fueran tomados instante después de realizada la corrección (8 mm de holgura en el ataque)
		R.H					5.0	7.3	
		R.V					3.6	7.0	
04/05/2005	9:35 a.m	A					2.1	7.3	
		R.H					4.5	6.7	
		R.V					4.1	6.4	
05/05/2005	10:30 a.m	A					1.7	8.0	La alimentación en el molino es de 140 t/h
		R.H					2.8	4.2	
		R.V					4.0	5.8	
06/05/2005	11:20 a.m	A					1.7	7.3	La alimentación en el molino es de 140 t/h....Trabajando continuamente desde las 3 horas del día 04/05/2005.
		R.H					2.6	4.2	
		R.V					3.9	6.7	
09/05/2005	09:59 a.m	A					2.2	7.0	La alimentación en el molino es de 140 t/h.(Mediciones tomadas dentro de rutas)
		R.H					3.9	6.7	
		R.V					4.3	8.5	
11/05/2005	09:24 p.m	A					1.9	6.3	La alimentación en el molino es de 140 t/h.
		R.H					3.7	6.6	
		R.V					4.1	8.8	

Continuación de Tabla 1.3.

Fecha	Hora	Derec.	Transmisión derecha.(362-AP1)						Observación
-------	------	--------	-------------------------------	--	--	--	--	--	-------------

			1	2	3	4	5	6	
12/05/2005	02:40 p.m	A					1.7	7.4	La alimentación en el molino es de 130 t/h.
		R.H					4.5	5.3	
		R.V					4.2	8.6	
13/05/2005	3:22 p.m	A					1.8	6.5	La alimentación en el molino es de 130 t/h.(Medicione s tomadas dentro de rutas)
		R.H					3.9	7.2	
		R.V					4.3	8.7	
16/05/2005	9:54 a.m	A					1.9	6.6	La alimentación en el molino es de 140 t/h.(Medicione s tomadas dentro de rutas)
		R.H					3.9	6.2	
		R.V					3.8	9.2	
21/06/2005	6:58 p.m	A					1.3	7.1	La alimentación en el molino es de 140 t/h.
		R.H					6.0	9.5	
		R.V					4.3	12.4	
15/08/2005	9:00 a.m	A	2.1	2.1	1.3	1.2	1.7	7.4	130 t/h
		R.H	2.3	2.5	1.4	1.4	9.8	16.1	
		R.V	3.2	3.4	1.6	1.1	4.2	15.6	
18/08/2005	10:20 a.m	A					2.1	7.7	
		R.H					9.9	17.0	
		R.V					4.3	16.0	
22/08/2005	02:35 p.m	A					2.2	7.6	
		R.H					9.8	16.5	
		R.V					4.2	15.6	
26/08/2005	10:00 a.m	A					2.3	7.8	
		R.H					9.9	16.5	
		R.V					4.3	16.0	
01/09/2005	12:25 p.m	A					1.9	6.3	
		R.H					9.6	15.6	
		R.V					2.1	12.1	
14/09/2005	9:00 a.m	A	2	2.3	1.2	1.2	1.5	6.3	La alimentación en el molino es de 120 t/h
		R.H	2.2	2.7	1.4	1.4	9.2	14.9	
		R.V	2.9	2.7	1.2	1.1	3.6	13.1	

Tabla 1.4 Control de las Vibraciones de la Transmisión Izquierda

Fecha	Hora	Derec.	Transmisión Izquierda.(362-AP1)						Observación
			1	2	3	4	5	6	
03/05/2005	12:25 p.m	A	1.6	1.5	1.3	1.3	3.6	2.5	Estas mediciones fueran tomadas antes de realizar la corrección por parte de KHD.
		R.H	2.7	2.2	0.9	3.1	14.1	11.4	
		R.V	1.6	1.7	0.3	0.6	1.5	4.2	
03/05/2005	5:27 p.m	A					5.1	4.2	
		R.H					15.2	12.2	
		R.V					3.5	5.8	
03/05/2005	5:35 p.m	A					5.1	4.9	Estas mediciones fueran tomados instante después de realizada la corrección (8 mm de holgura en el ataque)
		R.H					15.1	12.2	
		R.V					3.5	5.8	
04/05/2005	9:35 a.m	A					4.7	4.3	
		R.H					12.6	10.2	
		R.V					3.7	4.7	
05/05/2005	10:30 a.m	A					4.1	3.6	La alimentación en el molino es de 140 t/h
		R.H					11.6	9.7	
		R.V					3.1	5.2	
06/05/2005	11:20 a.m	A					3.7	3.1	La alimentación en el molino es de 140 t/h....Trabajando continuamente desde las 3 horas del día 04/05/2005.
		R.H					9.5	8.2	
		R.V					3.1	4.5	
09/05/2005	09:59 a.m	A					4.0	3.5	La alimentación en el molino es de 140 t/h.(Mediciones tomadas dentro de rutas)
		R.H					11.4	8.9	
		R.V					2.6	4.5	
11/05/2005	09:24 p.m	A					2.7	1.9	La alimentación en el molino es de 140 t/h.
		R.H					11.3	8.5	
		R.V					2.2	4	

Continuación de Tabla 1.4

Fecha	Hora	Derec.	Transmisión Izquierda.(362-AP1)						Observación
			1	2	3	4	5	6	
12/05/2005	02:40 p.m	A					4.2	2.5	La alimentación en el molino es de 130 t/h.
		R.H					11.7	9.5	
		R.V					2.2	3.8	
13/05/2005	3:22 pm.	A					3.4	2.5	La alimentación en el molino es de 130 t/h.(Mediciones tomadas dentro de rutas)
		R.H					12.5	9.4	
		R.V					2.2	3.8	
16/05/2005	9:54 a.m	A					3.7	2.5	La alimentación en el molino es de 140 t/h.(Mediciones tomadas dentro de rutas)
		R.H					11.8	9.4	
		R.V					2.2	3.8	
21/06/2005	6:58 p.m	A					4.2	1.9	La alimentación en el molino es de 140 t/h.
		R.H					17.0	12.2	
		R.V					1.7	2.4	
15/08/2005	9:00 a.m	A	1.6	1.7	2.5	2.3	2.1	2.6	130 t/h
		R.H	2.5	2.4	1.8	4.5	17.7	13.4	
		R.V	1.6	1.9	1.0	1.5	2.4	2.4	
18/08/2005	10:20 a.m	A					2.3	2.6	
		R.H					25.7	12.3	
		R.V					2.2	2.5	
22/08/2005	02:35 p.m	A					2.7	2.5	
		R.H					16.6	12.5	
		R.V					2.3	2.6	
26/08/2005	10:00 a.m	A					2.8	2.6	
		R.H					15.9	12.3	
		R.V					2.2	2.4	
01/09/2005	12:25 p.m	A					3.0	2.3	
		R.H					16.0	12.1	
		R.V					2.0	2.4	
14/09/2005	9:00 a.m	A	1.4	2.1	2.9	2.9	3.1	3	La alimentación en el molino es de 120 t/h
		R.H	2.5	2.4	1.7	4.3	16.6	11.2	
		R.V	2.3	2	0.4	1.1	2.3	2.7	

En las Tablas 1.5 y 1.6 se muestra el comportamiento de las temperaturas de los flancos de los dientes de los piñones, así como el Δt entre los extremos del diente medidas en el mismo período anterior, para las Transmisiones Derecha e Izquierda respectivamente.

Tabla 1.5 Control de las Temperaturas de los Flancos del Diente del Piñón de la Transmisión Derecha

Transmisión Derecha.					
Fecha	Hora	Temperatura del piñón.			Observaciones.
		1	2	3	
04/05/2005	09:35 a.m	48.8	48.2	50.6	
12/05/2005	02:40 p.m				
13/05/2005	03:40 p.m				
16/05/2005	10:00 a.m				
02/06/2005	11:00 a.m	55	50.8	49.5	$\Delta t = 5.5^{\circ}\text{C}$, t cuerpo = 110°C
21/06/2005	6:58 p.m	54	49.5	52.2	$\Delta t = 1.8^{\circ}\text{C}$
15/08/2005	09:00 a.m	56	51	52.2	$\Delta t = 3.8^{\circ}\text{C}$
18/08/2005	10:20 a.m	55.5	52.2	52.1	$\Delta t = 3.4^{\circ}\text{C}$
22/08/2005	02:35 p.m	56	52.1	51.1	$\Delta t = 5.1^{\circ}\text{C}$
26/08/2005	10:00 a.m	55.2	50.8	52.1	$\Delta t = 3.1^{\circ}\text{C}$
01/09/2005	12:25 a.m	53.1	51.2	49.6	$\Delta t = 3.5^{\circ}\text{C}$
14/05/2005	09:00 a.m	55	52	52.1	$\Delta t = 2.9^{\circ}\text{C}$, Alimentacion 120 t/h.

Tabla 1.6 Control de las Temperaturas de los Flancos del Diente del Piñón de la Transmisión Izquierda.

Transmisión Izquierda.					
Fecha	Hora	Temperatura del piñón.			Observaciones.
		1	2	3	
04/05/2005	09:35 a.m	55.6	55.5	52.7	
12/05/2005	02:40 p.m	49.4	49.8	47.3	$\Delta t = 1.9^{\circ}\text{C}$, tomando entre pto 1 y 2 del piñón.
13/05/2005	03:30 p.m				
16/05/2005	10:00 a.m	49.1	50.3	47.4	$\Delta t = 2.9^{\circ}\text{C}$, tomando entre pto 2 y 3 del piñón.
02/06/2005	11:00 am	51.3	52.2	50.2	$\Delta t = 2.0^{\circ}\text{C}$, tomando entre pto 2 y 3 del piñón.
21/06/2005	6:58 p.m	49.6	51	48	$\Delta t = 1.6^{\circ}\text{C}$
15/08/2005	09:00 a.m	52	51	49	$\Delta t = 3^{\circ}\text{C}$
18/08/2005	10:20 a.m	49.7	52	47	$\Delta t = 2.7^{\circ}\text{C}$
22/08/2005	02:35 p.m	50.1	50.3	47	$\Delta t = 3.1^{\circ}\text{C}$
26/08/2005	10:00 a.m	49.9	50.8	49	$\Delta t = 0.9^{\circ}\text{C}$
01/09/2005	12:25 a.m	55.1	49.8	48	$\Delta t = 2.1^{\circ}\text{C}$
14/05/2005	09:00 a.m	52	53	52.5	$\Delta t = 0.5^{\circ}\text{C}$, Alimentacion 120 t/h.

El 20 de Septiembre del 2005 se produjo la Fractura de dos dientes del Piñón de la Transmisión Izquierda, tomándose fotos de la avería presentada.

1.5. Caracterización de la fractura de los dientes.

En la Fig. 1.11 se muestra la zona del pie donde se produjo la fractura de los dientes, la cual según Dobrovolski ^[5] es característica de la forma en que se desarrollan las grietas de fatiga en los pies de los engranajes cilíndricos de dientes rectos. En la Fig. 1.12 se muestra el aspecto externo de la zona de fractura, la cual es evidentemente por fatiga. En la misma se puede apreciar la zona de incubación inicialmente ubicada en las proximidades del extremo del diente donde se produce la concentración de carga por el efecto de desalineación o deformación no simétrica del árbol con relación a los apoyos y la grieta se corresponde en ese período con una grieta de cuarto de elipse, se observa una segunda zona de incubación originada después de un período relativamente prolongado de parada del molino y donde la grieta de fatiga avanzó por fisuración progresiva de forma diferente en otra dirección pero prolongando en definitiva el tamaño de la grieta de cuarto de elipse, se observa finalmente una tercera zona de incubación originada después de otro período prolongado con su correspondiente zona de fisuración progresiva que condujo a que la grieta creciera hasta su tamaño crítico y originara la fractura por fatiga.

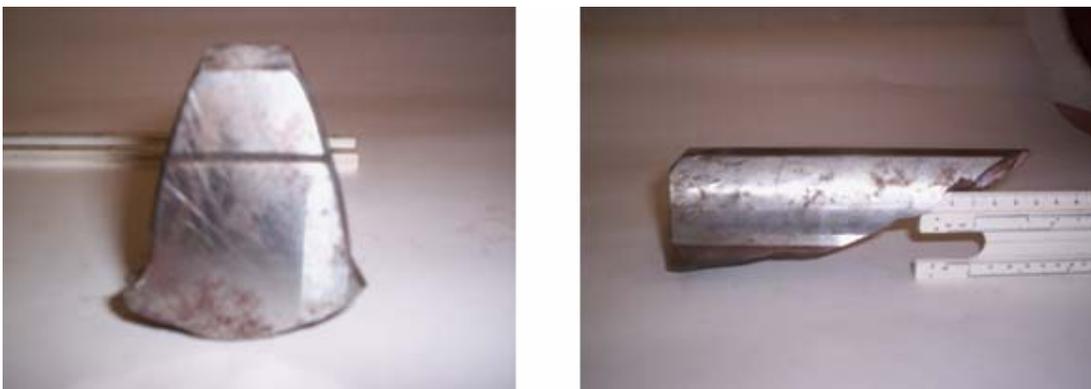


Fig. 1.11 Vistas de la sección de fractura de los dientes.



Fig. 1.12 Aspecto externo de las grietas de fatiga de los dientes.

En la Fig. 1.13 se muestra una vista general de los dos dientes fracturados en el piñón izquierdo y grietas de fatiga en otros dientes.



Fig. 1.13 Vista de los dientes fracturados y de grietas en otros dientes

1.6. Conclusión del Capítulo.

Como conclusión de este Capítulo se puede afirmar que las grietas en los dientes son evidentemente grietas de fatiga, claramente asociadas a la falta de alineación entre los dientes del piñón y de la catalina que provocan la concentración de la carga en uno de los extremos del diente lo que ha sido comprobado por la mancha de contacto que sólo abarca una parte del diente y por la diferencia de la temperatura superficial entre ambos extremos de estos, lo que es un claro indicador de que uno de los extremos transmite mayor carga.

CAPITULO II: Evaluación de la resistencia a la fractura por fatiga de los dientes del piñón del Molino de Crudo No. 2.

2.1. Cálculo de las Tensiones Volumétricas en los Dientes para Prevenir la Fractura según Dobrovolski (Norma GOST).

De toda bibliografía consultada sólo Dobrovolski ^[5] realiza un análisis bastante aproximado a la realidad, tomando en cuenta la fricción y el coeficiente de corrección para el cálculo de las tensiones. La única limitante de su procedimiento es que su análisis fue realizado sólo para un valor fijo del coeficiente de fricción, aunque da un rango en el cual puede variar, desde 0.0875 a 0.140 ($\rho = 5^{\circ} \div 8^{\circ}$) y en su análisis toma un valor intermedio. De esta forma Dobrovolski ^[5] no analizó la influencia que tenía en las tensiones la variación del coeficiente de fricción. A continuación se expone el análisis hecho por el mencionado autor y los resultados que obtuvo.

Primeramente se analiza el diente de una rueda de dientes rectos con la anchura $b = 1 \text{ cm}$ y el módulo (m) (Figura 2.1). Se toma como posición más peligrosa respecto a la resistencia a la fractura, el momento de aplicar la carga (q_n) en el vértice del diente. Para corroborar esto se analizan las tensiones de flexión en la base del diente, por los métodos ordinarios de resistencia de los materiales.

La dirección de la fuerza con respecto al diente se determina por la forma del mismo (por los ángulos (α_e y \square_e) y por el ángulo de rozamiento (ρ). Bajo la acción de las fuerzas de rozamiento la fuerza total $q_n / \cos \rho$ discrepa de la normal al ángulo de rozamiento (ρ). Es sabido que en la cabeza de los dientes impulsores (Ruedas Conductoras) las fuerzas de rozamiento están dirigidas hacia el vértice y en las cabezas de los impulsados (Ruedas Conducidas), desde el vértice hacia la línea polar. "El ángulo de rozamiento depende del material, del acabado de la superficie de los dientes y de la lubricación." ^[5].

El grado de la exactitud de acabado de las superficies de trabajo de los dientes influye grandemente en el coeficiente de fricción o el ángulo de fricción y a su vez incide en el tipo de lubricación que se establece durante el engranaje de los dientes. No sólo el grado de exactitud de acabado de las superficies actúa directamente sobre el coeficiente de fricción, sino también la corrección en otras palabras, la forma que adquiere el perfil evolvente a medida que se corrige. Por lo que el coeficiente de fricción varía al modificarse el coeficiente de corrección, elemento no tomado en cuenta por la bibliografía consultada.

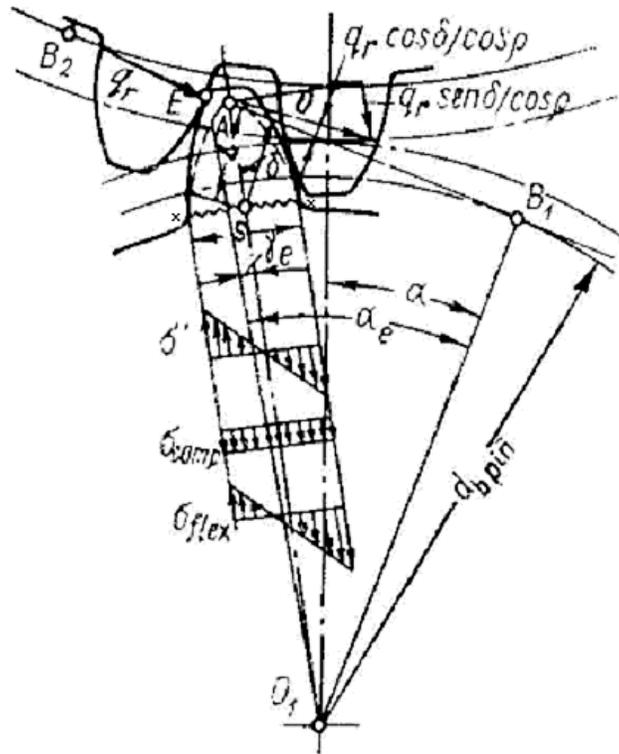


Fig. 2.1 Distribución de las tensiones normales en un diente cilíndrico de dientes rectos.

El ángulo de acción de la carga con relación a la línea media del diente (Fig. 2.1) será $\Delta = \alpha_e - \rho \pm \rho$, donde el signo más se toma para las ruedas conducidas, el signo menos para las conductoras. Se traslada la fuerza $q_r / \cos \rho$ por su línea de acción al punto A. El componente de esta fuerza $q_r \cos \delta / \cos \rho$ flexiona el diente y el componente $q_r \sin \delta / \cos \rho$ lo comprime. Al determinar la posición de la sección peligrosa, por cuanto la tensión de compresión y la concentración de tensiones en la base del diente no ejercen influencia sustancial en la posición de la sección peligrosa.

De la Resistencia de Materiales es sabido que una viga cantilever que tiene la forma de parábola cuadrática es una viga con tensiones máximas iguales en todas sus secciones. Por consiguiente si en el perfil del diente se inscribe una parábola cuadrática de modo que su vértice coincida con el punto de aplicación de la fuerza, entonces el punto de contacto de su ramal con el perfil del diente determinará la sección peligrosa del mismo $x-x$, en la cual serán máximas las tensiones nominales de flexión.

En el lado de trabajo, donde actúan las tensiones de distensión que determinan la resistencia a la fractura de los dientes a tensiones intermitentes, se obtiene:

$$\sigma' = \sigma_{flex} - \sigma_{comp}$$

La tensión de flexión

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{flex}}{W} = \frac{6 \cdot q_n \cdot \cos \delta \cdot l}{s^2 \cdot \cos \rho}$$

La tensión de compresión

$$\sigma_{comp} = \frac{q_{comp}}{F} = \frac{q_n \cdot \text{sen} \delta}{s \cdot \cos \rho}$$

Por consiguiente

$$\sigma' = \frac{6 \cdot q_n \cdot \cos \delta \cdot l}{s^2 \cdot \cos \rho} - \frac{q_n \cdot \text{sen} \delta}{s \cdot \cos \rho} \quad (2.1)$$

O también:

$$\sigma' = \frac{q_n}{m} = \left(\frac{6 \cdot \cos \delta \cdot \frac{l}{m}}{\frac{s^2}{m^2} \cdot \cos \rho} - \frac{\text{sen} \delta}{\frac{s}{m} \cdot \cos \rho} \right) ;$$

Designando:

$$\frac{1}{y} = \frac{6 \cdot \cos \delta \cdot \frac{l}{m}}{\frac{s^2}{m^2} \cdot \cos \rho} - \frac{\text{sen} \delta}{\frac{s}{m} \cdot \cos \rho} \quad (2.2)$$

La ecuación 2.1 se puede escribir de la siguiente forma

$$\sigma' = \frac{q_n}{m \cdot y} \quad (2.3)$$

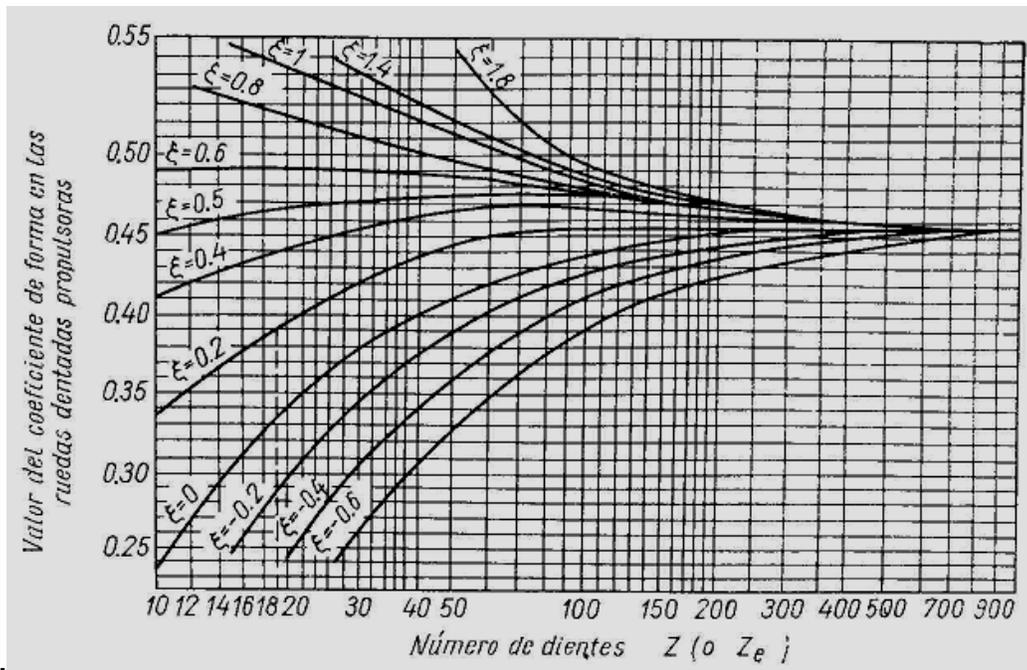
Siendo “y” el Coeficiente de Forma del Diente, llamado así porque su magnitud depende del perfil del diente. Finalmente plantea que como l y s , para una forma dada del diente, son proporcionales al módulo, entonces la expresión (2.2) no depende de la magnitud del módulo. El perfil de los dientes varía según sea el número de dientes (Z) y el coeficiente (ξ) por eso, los valores del coeficiente de la forma del diente se dan en tablas o gráficos como función del número de dientes (Z) y el coeficiente de corrección (ξ). En la Fig. 2.2 se muestran los gráficos ofrecidos por Dobrovolski ^[5] para la determinación del Factor de Forma para Ruedas Conductoras (a) y para Ruedas Conducidas (b) respecto a la variación del número de dientes y del coeficiente de corrección. Como se pudo apreciar, el modelo propuesto por Dobrovolski, es muy certero en cuanto al cálculo de tensiones y al

establecimiento de la expresión del Factor de Forma se refiere, ya que toma en cuenta la corrección y el coeficiente de rozamiento, como función del ángulo de fricción, no así ocurre con el clásico Factor de Forma de Lewis, análisis del cual se parte del presupuesto de la ausencia de fricción ^[6]. Este Factor de Forma de Lewis es utilizado por las Normas AGMA, DIN e ISO.

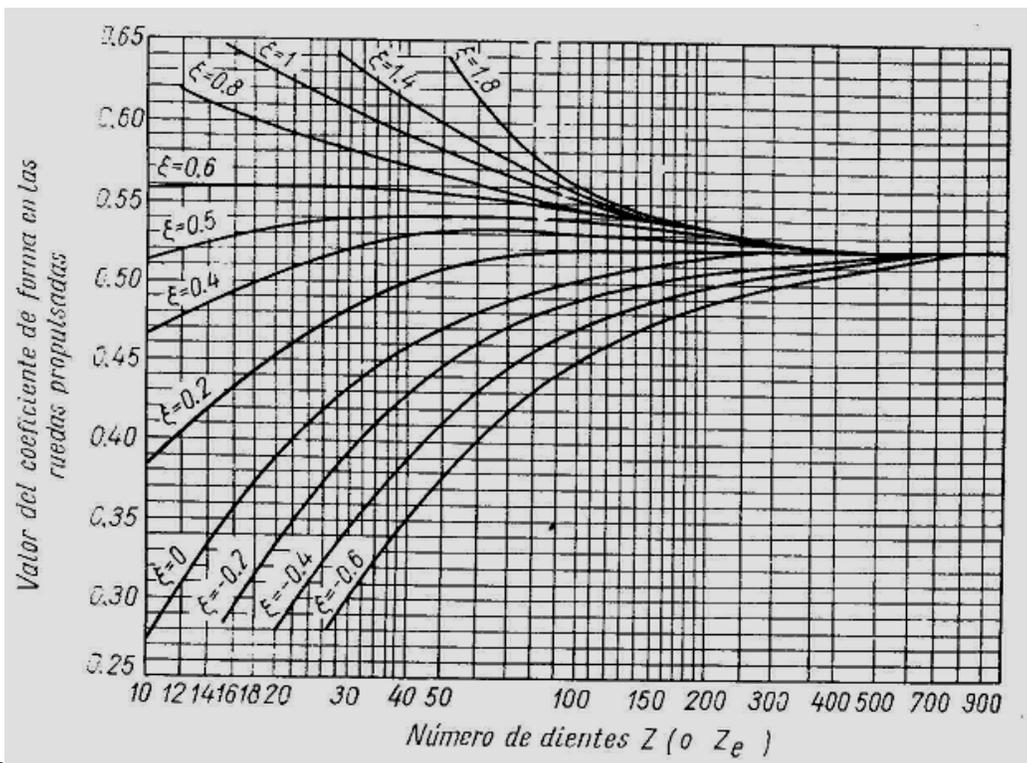
2.2. Modelo a emplear para el cálculo del factor de forma del diente tomando en cuenta la fricción y la corrección.

Como ya se mencionó, sólo Dobrovolski incluye la influencia de la fuerza de fricción en los valores de los Factores de Forma reportados, pero para un valor constante del coeficiente de fricción y sin hacer referencia alguna a la influencia que podían tener las variaciones del coeficiente de fricción en los valores del Factor de Forma y en la resistencia a la fractura del dentado de las ruedas conductoras o conducidas.

En la Figura 2.2 a) se muestran las cargas que actúan sobre un diente de la rueda conductora en el instante en que sale del contacto con la rueda conducida y en la Figura 2.3 b) se muestran las cargas sobre un diente de la rueda conducida en el instante en que entra en contacto con un diente de la rueda conductora al producirse el engrane entre dos ruedas, primeramente entra en contacto el extremo o vértice de la cabeza del diente de la rueda conducida con el pie del diente de la rueda conductora, terminando con el contacto del vértice de la rueda conductora con el pie del diente de la rueda conducida. En ambos casos la carga normal, expresada por (q_n) actúa a lo largo de la línea de engranaje, como es conocido, y perpendicularmente a ésta actúa la fuerza de rozamiento dirigida hacia el vértice del diente, en el caso de las ruedas conductoras, o hacia al pie del diente, en el caso de las ruedas conducidas. La composición de las fuerzas normal y de fricción, forman la carga resultante (q_r) inclinada un ángulo ρ respecto a la dirección de (q_n), siendo este el ángulo de fricción.



a.



b.

Fig. 2.2 Valores del Coeficiente de Forma para ruedas Conductoras (a) y Conducidas (b) según Dobrovolski.

Si se toma en cuenta la fuerza de fricción el Factor de Forma queda definido por la expresión (2.2): En la Tesis de Maestría de Quiñónez ^[7] se desarrollo, partiendo de dicha ecuación, un nuevo modelo que permite obtener el Factor de Forma para cualquier coeficiente de corrección del dentado de la rueda correspondiente y para cualquier coeficiente de fricción entre los pares engranados. A continuación se presenta el orden de cálculo consecutivo las Ecuaciones del Modelo obtenido para el cálculo del Factor de Forma en su forma general de (Ecuaciones 2.4 – 2.11):

$$\text{inv}\alpha_e = \tan \left[\cos^{-1} \frac{Z \cdot \cos \alpha}{Z + 2 \cdot \xi + 2} \right] - \left[\cos^{-1} \frac{Z \cdot \cos \alpha}{Z + 2 \cdot \xi + 1} \right] \quad (2.4)$$

$$\theta = \cos^{-1} \left(\frac{\pi + 4 \cdot \xi \cdot \tan \alpha}{4 \cdot Z} + \frac{\text{inv}\alpha}{2} - \frac{\text{inv}\alpha_e}{2} \right) \quad (2.5)$$

$$\delta = \cos^{-1} \left[\frac{Z \cdot \cos \alpha}{Z + 2 \cdot \xi + 2} \right] + 2 \cdot \theta - \pi \pm \tan^{-1} f \quad (2.6)$$

$$h/m = 2.25 - c - \left(\frac{Z}{2} + \xi + 1 \right) \cdot \left[1 - \frac{\text{sen} \cdot (\theta - \delta)}{\text{sen} \cdot (\theta + \delta)} \right] \quad (2.7)$$

$$\text{inv}\alpha_n = \tan \left[\cos^{-1} \frac{Z \cdot \cos \alpha}{Z + 2 \cdot \xi + 2 \cdot c - 2.5} \right] - \left[\cos^{-1} \frac{Z \cdot \cos \alpha}{Z + 2 \cdot \xi + 2 \cdot c - 2.5} \right] \quad (2.8)$$

$$S/m = (Z + 2 \cdot \xi + 2c - 2,5) \cdot \left[\frac{\pi + 4 \cdot \xi \cdot \tan \alpha}{2 \cdot Z} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_n \right] \quad (2.9)$$

$$\cos \rho = \sqrt{\frac{1}{1 + f^2}} \quad (2.10)$$

$$\frac{1}{y} = \left[\frac{6 \cdot \cos \delta \cdot (h/m)}{\cos \rho \cdot (s/m)^2} - \frac{\text{sen} \delta}{\cos \rho \cdot (s/m)} \right] \quad (2.11)$$

Donde (C) es el Coeficiente de Curvatura del pie del diente. Para los cálculos que se realizan en el presente trabajo se tomará $C = 0.4$, valor más recomendado en la literatura ^[8,9].

Analizando el modelo matemático propuesto, se puede apreciar que finalmente el Factor de Forma depende de los parámetros: Número de Dientes (Z), Coeficiente de Corrección (ξ), Coeficiente de Fricción (f) del Radio de Redondeo del Pie del Diente (c) y de las características del perfil generador ($\alpha = 20^\circ$ altura completa).

En la literatura consultada ^[10, 11,12] existe una unidad de criterios en cuanto a la dependencia del coeficiente de fricción con la viscosidad del aceite lubricante, la velocidad de

deslizamiento relativo, la velocidad periférica de contacto, de la rugosidad de las superficies en contacto, de la carga a transmitir; luego se plantea ^[11] que para transmisiones cerradas con condiciones favorables de las anteriores características el coeficiente de fricción puede variar de 0.03 a 0.10. Para transmisiones abiertas la magnitud de este crece bruscamente y puede alcanzar valores de 0.7 y 0.8. Para el caso de Coronas de Molinos de Caña de Azúcar los experimentos hechos por A. Álvarez y otros, 1998 ^[13] obtienen valores del coeficiente de fricción próximos a la unidad (1) para el caso de coronas no maquinadas.

Por las razones antes expuestas en el trabajo Quiñónez ^[7] se evaluaron tres condiciones diferentes desde el punto de vista del coeficiente de fricción:

- Ausencia total de fricción, $f = 0$. Esta situación idealizada se corresponde con el caso de la lubricación hidrodinámica de los dientes, donde las condiciones geométricas, cinemáticas y de viscosidad del lubricante son tan favorables que el espesor de la película excluye totalmente el contacto metal – metal y el valor del coeficiente de fricción es del orden de las milésimas, prácticamente cero. O el caso de la lubricación elastohidrodinámica propia de los contactos bien lubricados excesivamente cargados donde las cualidades de la película lubricante no solo dependen de parámetros geométricos, cinemáticos y viscosos, sino de la elasticidad de los materiales en contacto, que provoca deformaciones de las superficies y de la dependencia de la viscosidad del aceite no sólo de la temperatura sino del comportamiento viscosidad - presión del mismo, aspectos estos que conducen finalmente a que la película de lubricante que se origina entre los pares en contacto sea muy fina, pero extremadamente resistente limitando sensiblemente el contacto metálico y reduciendo el valor del coeficiente de fricción a valores muy pequeños en dependencia de la rugosidad superficial del par de superficies en contacto.
- Coeficientes de fricción de $f = 0,2$ y $f = 0,5$. Estos valores son típicos del rango en el que se mueve el coeficiente de fricción en el caso de la lubricación de película límite donde las condiciones de lubricación son más desfavorables producto de: bajas velocidades de deslizamiento, grandes cargas, elevadas rugosidades superficiales, altas temperaturas de contacto, baja viscosidad, escasos volúmenes de lubricante, etc. Transmisiones por lo regular o cerradas, con una lubricación no muy eficiente, o abiertas a la atmósfera, de poca importancia en las cuales dadas las mencionadas condiciones, el espesor de la película de lubricante no excluye el contacto metálico

entre las irregularidades aunque si es capaz de limitar, en mayor o menor medida, el efecto adhesivo del contacto reduciendo el valor del coeficiente de fricción al orden de las décimas.

- Coeficiente de fricción $f = 0,8$, próximo a la unidad. Esta situación también idealizada se corresponde con la situación extrema opuesta, o sea, ausencia casi total de lubricante, superficies idealmente secas, con pares de contacto poco compatibles (por ejemplo acero con acero), lo que permitió evaluar el espectro completo de valores de coeficiente de fricción posibles en las transmisiones por engranajes.

Se evaluaron siete condiciones desde el punto de vista del coeficiente de corrección del dentado que son. $\xi = -0,6; -0,3; 0,0; 0,3; 0,6; 1,0$ y $1,3$. Como resultado del procesamiento se obtuvieron las Familias de Curvas que se muestran en las Figs. 2.4 a) y b) donde se puede apreciar la influencia simultánea de los coeficientes de corrección y de fricción en el Factor de Forma para las ruedas conductoras y para las ruedas conducidas respectivamente.

Con el modelo elaborado para el cálculo del Factor de Forma introduciendo los rangos dados para los coeficientes de fricción y corrección y para números de dientes desde 10 hasta 1000 se construyeron en Microsoft EXCEL 2003 sendas hojas de cálculo para las ruedas conductora y conducida respectivamente; construyéndose los gráficos mostrados en la Fig. 2.4 donde se aprecia una similitud a los presentados por Dobrovolski para un solo valor del coeficiente de fricción.

Estos gráficos, tienen una gran significación práctica, pues pueden ser utilizados directamente junto con las ecuaciones de la Norma GOST 21354-87 ^[8] que permiten evaluar la resistencia de los dientes de engranajes cilíndricos de dientes rectos a la fractura por fatiga e incluso, pueden ser utilizados en el cálculo de los engranajes de dientes oblicuos y cónicos, sobre todo en aquellos casos de transmisiones abiertas o semicerradas donde es de esperar un elevado coeficiente de fricción entre los dientes.

2.3. Determinación del coeficiente de fricción de los engranes cilíndricos de dientes rectos.

Como se mencionó anteriormente los factores que influyen en la magnitud del coeficiente de fricción en los engranes cilíndricos de dientes rectos son los siguientes:

- Calidad (acabado) de la superficie de los dientes.
- Propiedades y cantidad de lubricante.

- Velocidad periférica de las ruedas.
- Magnitud de la carga a transmitir.

Los experimentos han demostrado que el coeficiente de rozamiento (f) disminuye con el aumento de la viscosidad del aceite, con el aumento de la velocidad de deslizamiento y con el aumento de la velocidad periférica. De acuerdo con la lisura de la superficie, de la velocidad periférica y de la viscosidad del lubricante, el coeficiente (f) puede variar en los límites de 0,05 a 0,01. Si se trabaja sin lubricación o con lubricación deficiente la magnitud del coeficiente de rozamiento crece bruscamente y puede alcanzar las magnitudes de 0,7 a 0,8. En la magnitud del coeficiente de fricción influye la temperatura de la superficie de fricción y no la del lubricante. El máximo valor del coeficiente de fricción se obtiene para velocidades de deslizamiento de 1 a 0,25% de la velocidad de rodamiento.

El coeficiente de fricción entre los dientes de las transmisiones por engranajes cilíndricos de dientes rectos depende de la geometría de los dientes, de la carga específica, de la velocidad, la viscosidad del lubricante y la rugosidad superficial de los flancos de los dientes y se puede calcular por la siguiente expresión ^[14]:

$$f = 0,2 \left(\frac{q}{\mu \cdot v} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{Ra}{\rho_r} \right)^{0,25} \quad (2.12)$$

Donde:

q - carga específica de contacto N / mm.

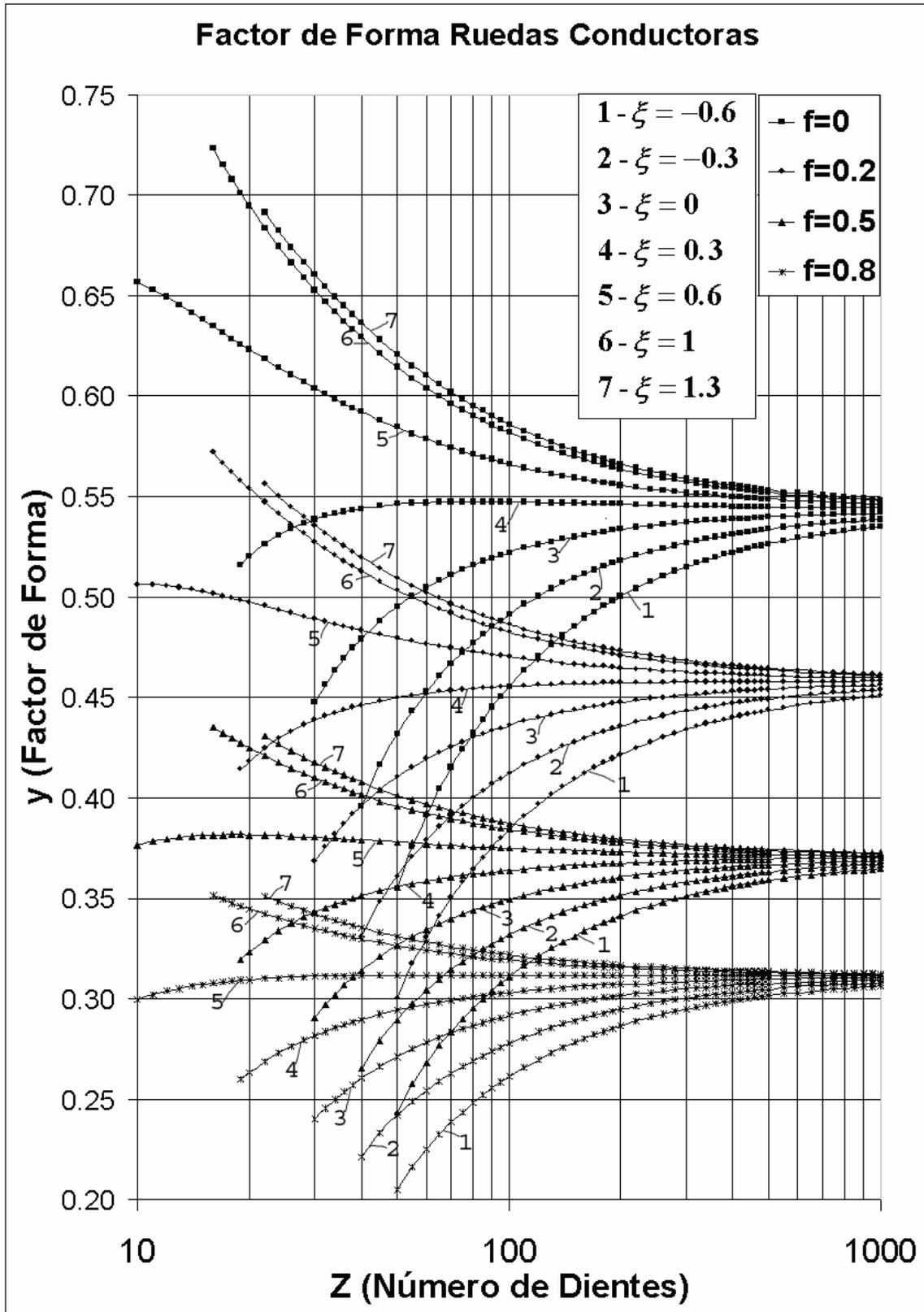
μ - viscosidad absoluta del aceite lubricante en Pa · s.

V - velocidad periférica de los engranajes en mm / s.

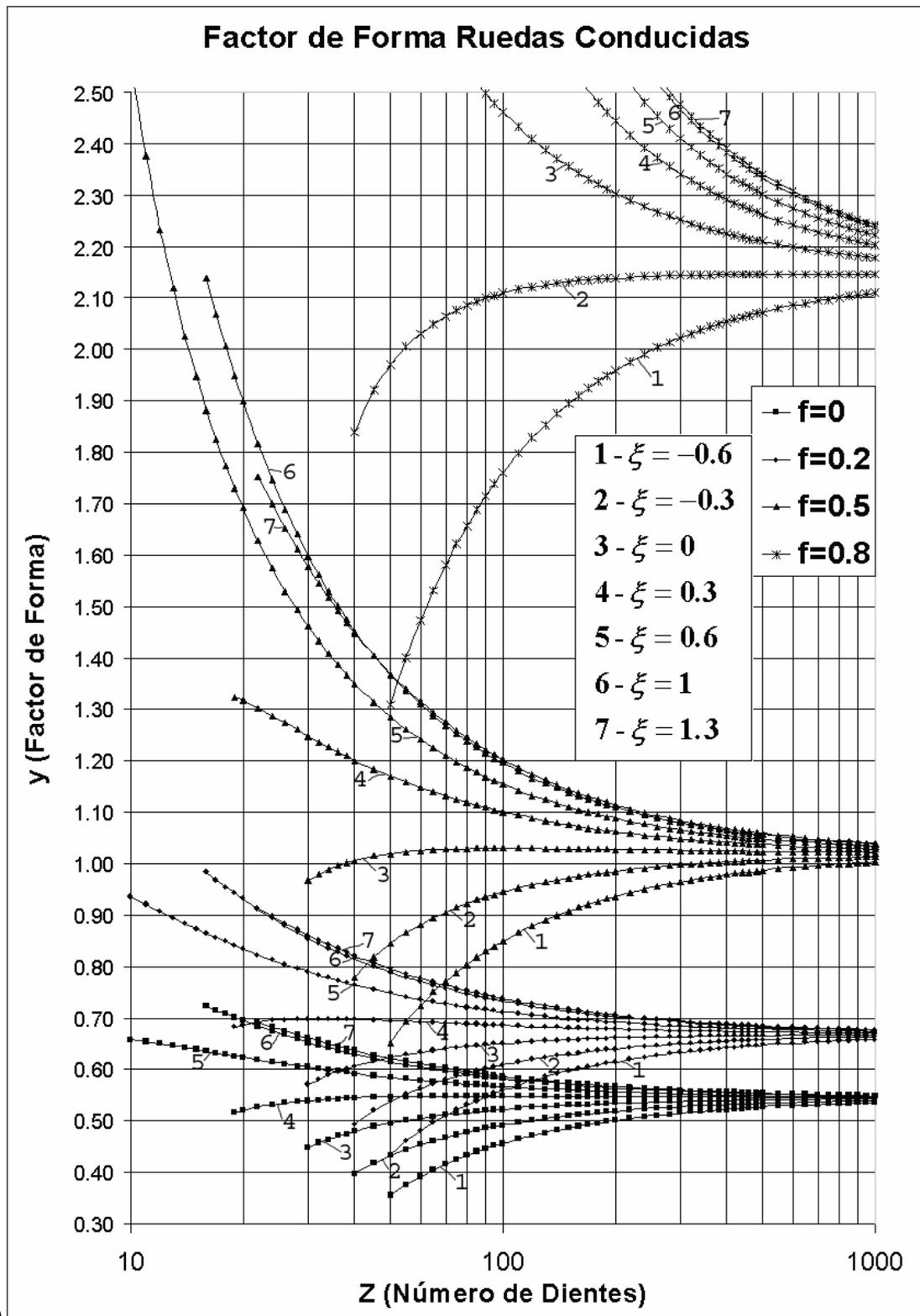
ρ_r - radio de curvatura reducido en el polo del engranaje en mm.

R_a - rugosidad superficial combinada de las superficies de los dientes en contacto en mm.

La aplicación práctica de la ecuación empleada para calcular el coeficiente de fricción demuestra que la misma da valores altos ^[15], por lo que el tutor del presente trabajo sugiere emplearla básicamente en transmisiones abiertas o en semi protegidas con dificultades serias de lubricación como es el caso que se analiza del Molino de crudo de la Empresa Cementos Cienfuegos S.A.



a)



b)

Fig. 2.4 Valores del Factor de Forma para las Ruedas Conductoras y Conducidas para diferentes coeficientes de fricción y de corrección del dentado

2.4. El factor de concentración de tensiones en las transmisiones por engranajes cilíndricos de dientes rectos.

2.4.1. Coeficiente de concentración de tensiones dado por Dobrovolski.

Según Dobrovolski ^[5] el coeficiente de concentración de tensiones en la raíz del diente depende del número de dientes, de los parámetros del perfil que genera y de la corrección, pues estos influyen directamente en el redondeo del pie del diente. También depende del material utilizado y de la calidad de la superficie. Para ruedas dentadas de Acero Normalizadas y templadas y con un radio de redondeo del pie del diente igual a 0,4m se tiene que:

$$k_{\sigma} = k'_{\sigma} + \xi \cdot \frac{1.54 - k'_{\sigma}}{0.6} \quad (2.13)$$

Donde el coeficiente k'_{σ} es el propio coeficiente de concentración de tensiones para ruedas normales (no corregidas), el cual se da en la Tabla presentada a continuación:

Tabla 2.1. Valores de k'_{σ} en función del número de dientes.

Z	K'σ
≤ 20	1.24
30	1.34
40	1.37
60	1.41
≥100	1.45

Con ayuda del Software Curve Expert 1.3 se encontró que la Línea de Tendencia que más se aproxima a estos valores es una Exponencial Modificada cuya expresión es:

$$k'_{\sigma} = \frac{3 \cdot e^{-\frac{3.8}{Z}}}{2} \quad (2.14)$$

Se destaca que el coeficiente de correlación para este ajuste es: $r = 0.996$. Luego de realizar las simplificaciones necesarias sustituyendo (2.15) en (2.14), con ayuda del Software Matemática 5.0, se obtiene como expresión general del coeficiente de concentración de tensiones la siguiente:

$$k_{\sigma} = 2.57 \cdot \xi + (1.5 - 2.505 \cdot \xi) \cdot e^{-\frac{3.8}{Z}} \quad (2.15)$$

En la Fig. 2.5 se muestra esta tendencia.

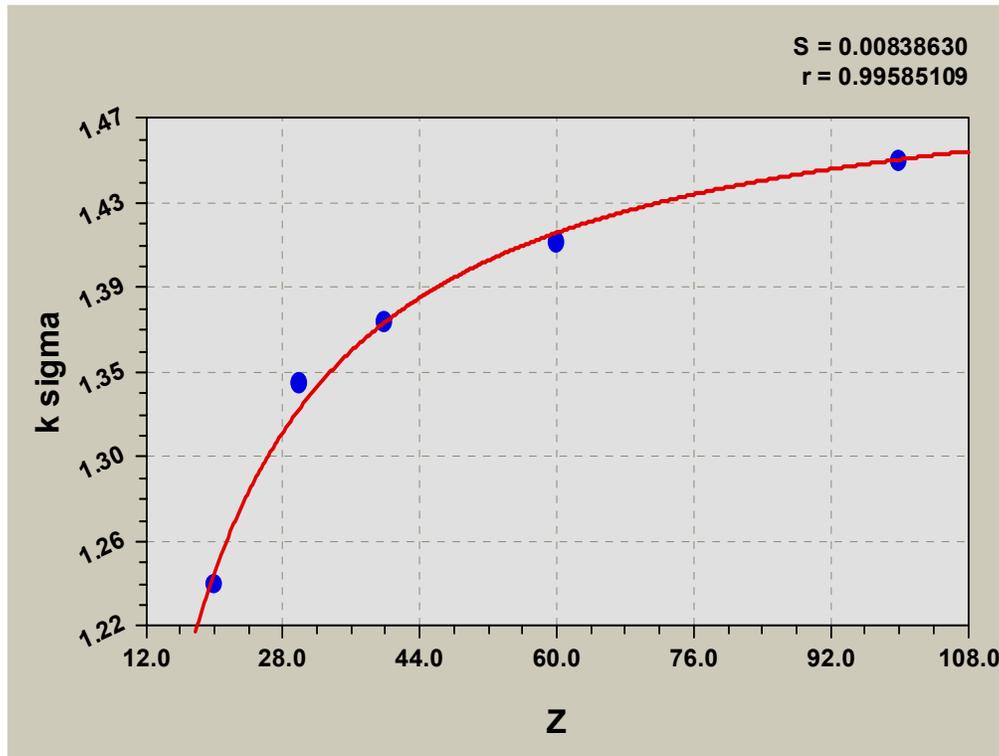


Fig. 2.5. Curva de tendencia de los valores de k_σ dados por Dobrovolski.

Finalmente la expresión analítica ajustada del coeficiente de concentración de tensiones dado por Dobrovolski puede tomarse como una función definida a intervalos de la forma:

$$k_\sigma = \begin{cases} 1.24 + 0.5 \cdot \xi & ; Z < 20 \\ 2.57 \cdot \xi + (1.5 - 2.505 \cdot \xi) \cdot e^{-\frac{3.8}{Z}} & ; 20 \leq Z \leq 100 \\ 1.45 + 0.15 \cdot \xi & ; Z > 100 \end{cases} \quad (2.16)$$

2.4.2. Coeficiente de Concentración de Tensiones de Dolan - Broghamer.

El desarrollo de una investigación foto elástica realizada por Dolan y Broghamer [16] en el año 1942 estableció la siguiente expresión para dientes de engranajes cilíndricos de evolvente y 20° de ángulo del perfil de referencia:

$$K_t = H + \left(\frac{t}{r}\right)^L + \left(\frac{t}{l}\right)^M \quad (2.17)$$

Donde:

$$H = 0.34 - 0.4583662 \cdot \alpha$$

$$L = 0.316 - 0.4583662 \cdot \alpha$$

$$M = 0.29 + 0.4583662 \cdot \alpha$$

$t = S_n$ – Espesor del diente en el pie.

$$r = \frac{r_f^2 + (b - r_f)^2}{d/2 + b - r_f}$$

$r_f = 0.4 \cdot m$ - Radio de redondeo del pie del diente.

$d = m \cdot Z$ - Diámetro primitivo.

$b = 1.25 \cdot m$ - Altura del pie del diente (dedendum)

$l = h$ – Altura medida desde el punto de aplicación de la fuerza en el eje de simetría del diente hasta donde es medido el espesor del pie del diente.

α .- Angulo del perfil de referencia = 20°.

Los coeficientes H , L y M toman los siguientes valores:

$$H = 0.18$$

$$L = 0.156 \quad \text{Para } \alpha = 20^\circ$$

$$M = 0.45$$

El espesor (t) se calcula multiplicando el valor del módulo (m) por la expresión (2.9), correspondiente al modelo elaborado en el trabajo:

$$t = m \cdot \left(\frac{S}{m} \right) \quad (2.18)$$

La altura (h) se calcula de igual forma, multiplicando el valor del módulo por la expresión (2.7):

$$l = m \cdot \left(\frac{h}{m} \right) \quad (2.19)$$

La expresión (2.17) queda de la forma:

$$K_t = 0.18 + \left(\frac{\left(\frac{S}{m} \right)}{r} \right)^{0.156} + \left(\frac{\left(\frac{S}{m} \right)}{\left(\frac{h}{m} \right)} \right)^{0.45} \quad (2.20)$$

Se observa en esta última expresión que el coeficiente de concentración de tensiones dado por Dolan - Broghamer no depende del módulo sino que depende del número de dientes, de la corrección y de las características del perfil generador ($\alpha = 20^\circ$, $c_f = 0,4$).

2.4.3. Otros coeficientes de concentración de tensiones encontradas en la literatura para dientes de engranajes.

Anteriormente fueron presentados los Coeficientes de Concentración de Tensiones encontrados en la literatura que toman en cuenta las condiciones de carga en la punta del diente y que toman en cuenta el coeficiente de corrección, de acuerdo al enfoque de nuestro trabajo. Además de los CCT antes mencionados se encuentran otros ^[17,18] que aunque no cumplen con los requisitos antes mencionados, vale la pena comentarlos.

Burdon, 1964 en su artículo presentado por ^[18] muestra de forma gráfica valores del CCT para engranajes de evolvente con $\alpha = 20^\circ$ en función de la relación altura-espesor y del radio de redondeo de la punta de la herramienta que genera el diente. La limitante fundamental es que toma como punto de aplicación de la carga la circunferencia primitiva.

Por otra parte Pisarenko, 1979 presenta en su manual ^[2] una gráfica para calcular el Coeficiente Teórico de Concentración de Tensiones y otra para calcular el coeficiente de sensibilidad a la concentración de tensiones; para piñones no corregidos de perfil de evolvente con $\alpha = 20^\circ$, número de dientes entre 20 y 80 y carga aplicada en la cabeza del diente. El gráfico para el coeficiente teórico de CT depende de las relaciones espesor con altura y radio de redondeo de la cabeza con módulo. Mientras que el gráfico del coeficiente de sensibilidad a la CT depende del radio de redondeo de la cabeza y del tipo de acero con que se trabaje, específicamente de la relación entre límite de fluencia y límite de proporcionalidad.

2.4.4. Expresión del coeficiente de concentración de tensiones que toma en cuenta la influencia de la corrección en el factor de forma propuesto en el trabajo.

En el trabajo ^[7] se realizó un estudio aplicando el Método de los Elementos Finitos con vistas a establecer una mejor correspondencia entre las ecuaciones para el cálculo de la tensión de flexión en una rueda cualquiera de una Transmisión por Engranajes Cilíndricos de Dientes Rectos. Se calcularon las tensiones en las ruedas por el Método de los Elementos Finitos y se dividieron entre las tensiones calculadas haciendo uso de los factores de forma calculados por el Modelo Matemático descrito en el Capítulo II. Esta relación se designó como:

$$k\sigma_{MEF} = \frac{\sigma_{MEF}}{\sigma_{MODELO}} \quad (2.21)$$

Con los valores obtenidos de $k\sigma_{MEF}$ se realizó un análisis de regresión lineal múltiple tomando como variable dependiente $k\sigma_{MEF}$ y como independiente el número de dientes (Z) y el coeficiente de corrección (ξ); con ayuda del software SPSS 11.0 para Windows se obtuvo la siguiente expresión con un coeficiente de correlación $R^2 = 0.847$ con varios niveles de significación y de representatividad de las variables independientes sobre las variables dependientes.

$$k\sigma_{MEF} = 1.497 + 0.126\xi - 0.00393Z \quad (2.22)$$

Esta expresión será la utilizada para evaluar la concentración de tensiones en el pie de los dientes del Molino de Crudo de la Empresa Cementos Cienfuegos S.A.

2.5. Cálculo del Factor de Seguridad a la Fatiga por flexión de los Piñones de la Transmisión del Molino de crudo de la Empresa Cementos Cienfuegos S.A.

2.5.1. Potencia transmitida por el reductor final.

Para calcular la potencia transmitida por el reductor final de la transmisión se consideraron las pérdidas mecánicas en todos los pares cinemáticos ubicados entre el motor y el reductor que son:

Un par de cojinetes de rodamientos ubicados en el árbol del piñón. El coeficiente de rendimiento de un cojinete de rodillos de doble hilera autolineante se tomó de acuerdo a los datos de la literatura $\eta_{coj} = 0,99$, por consiguiente en un par de cojinetes ^[5]
 $\eta_c = \eta^2 = 0,98$.

Reductor auxiliar: Según la literatura ^[5,19] con $U_p = 9$ el coeficiente de rendimiento de este tipo de reductor es alto $\eta_p = 0,97$ a $0,99$, se asumió un valor medio $\eta_p = 0,98$.

Acoplamientos: Estos acoplamientos ^[5] tienen un coeficiente de rendimiento relativamente alto dentro del grupo de acoplamientos rígidos de compensación $\eta_a = 0,985$.

El coeficiente de rendimiento mecánico entre el motor y el reductor final será entonces:

$$\eta_t = \eta_c \cdot \eta_p \cdot \eta_a = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,985 = 0,946 \quad (2.23)$$

Se tomó en cuenta también el % de utilización de la potencia del motor obtenido sobre la base de la comparación de la corriente de trabajo, determinada en los registros de corriente

de estos motores en la pizarra de control y la corriente nominal. El registro de corriente de estos motores en la pizarra de control oscila como regla alrededor de

$I_{sc} = 110 \text{ A}$ y la corriente nominal $I_n = 109 \text{ A}$. El disparo por sobrecarga está calibrado para que éste se produzca para $I_{sc} = 115 \text{ A}$, pero esta situación no se presenta en estos motores, de aquí que se puede suponer que los motores poseen un 100% de utilización de su potencia, o sea, $C_{util} = 1,0$. La potencia que llega al piñón del reductor es:

$$N_p = N_m \cdot \eta_t \cdot C_{util} = 900 \cdot 0,946 \cdot 1 \quad (2.24)$$

$$N_p = 851,4 \text{ kW}$$

2.5.2. Velocidad de giro del árbol – piñón.

La velocidad de giro del árbol del piñón se calcula dividiendo la velocidad de giro del motor (n_m) entre la relación de transmisión del reductor planetario (U_p). O sea:

$$n_p = n_m / u_p = 890 / 9 = 98,9 \text{ r/min} \quad (2.25)$$

Momento torsor en el árbol del piñón.

El momento torsor en el árbol del piñón depende de la potencia que él transmite y de su velocidad de giro:

$$M_t = 955 \frac{N_p}{n_p} = 955 \frac{851,4}{98,9} = 8221,3 \text{ kN-cm} \quad (2.26)$$

Fuerzas sobre el piñón.

La fuerza tangencial sobre el dentado del piñón será:

$$P_t = \frac{2M_t}{d_{wp}} = \frac{2 \cdot 8221,3}{70} = 234,9 \text{ kN} \quad (2.27)$$

La fuerza normal sobre el diente será:

$$P_n = \frac{P_t}{\cos \alpha} = \frac{234,9}{\cos 20^\circ} \cong 250 \text{ kN} \quad (2.28)$$

2.5.3. Fuerzas sobre el árbol provocadas por el acoplamiento dentado.

En un acoplamiento dentado idealizado éste no debía transmitir cargas transversales al árbol debido al considerable número de dientes en contacto y la simetría general entre las cargas que entre los dientes se producen, sin embargo a causa de la desalineación entre los árboles que se empalman (cuya existencia es la causa fundamental del empleo de estos

acoplamientos rígidos de compensación), se producen cargas radiales las cuales, según ^[4] se encuentran entre los límites:

$$0 < R \leq P_n = \frac{2Mt}{D_p \cdot \cos \alpha} \quad \text{kN} \quad (2.29)$$

Donde:

D_p - diámetro primitivo del dentado del acoplamiento en (cm).

α - ángulo del perfil del diente.

Las investigaciones experimentales confirman que normalmente, para las magnitudes habituales de no coaxialidad y de errores de fabricación la carga radial es $R = (0,2 \text{ a } 0,4) P_n$. En el peor de los casos, cuando la carga se transmite sólo por unos pocos dientes en contacto a causa de elevadas desalineaciones, grandes errores de fabricación o excesivo desgaste en los dientes, ^[5] la carga radial sobre el árbol puede ser igual a la carga normal sobre el dentado $R = P_n$.

La fuerza radial sobre el árbol objeto de análisis es:

$$R = P_n = \frac{2Mt}{D_p \cdot \cos \alpha} = \frac{2 \cdot 8 \cdot 221,3}{40 \cdot \cos 20^\circ} = 437,3 \text{ kN} \quad (2.30)$$

La posición angular relativa de la carga (R) con relación a la carga (P_n) existente en el piñón es difícil de conocer. La dirección más crítica es cuando ella ésta está dirigida hacia arriba, o sea, opuesta a la carga (P_n), por el hecho que en esta condiciones eleva la deformación del árbol en la zona de contacto y empeora el fenómeno de concentración de carga sobre el diente.

2.5.4. Cálculo del Factor de Seguridad a la Fatiga por Flexión de los dientes del piñón según la Norma GOST.

La resistencia a la fatiga del diente del piñón queda satisfecha si se cumple que:

$$\sigma_{flex} \leq [\sigma]_{flex} \quad (2.31)$$

Donde la tensión de flexión en el diente se calcula por la expresión:

$$\sigma_{flex} = \frac{Mt_c \cdot k_c \cdot k_d \cdot (i + 1)}{A \cdot B \cdot i \cdot m \cdot y \cdot \cos \alpha} \quad (2.32)$$

Y la tensión admisible del material del diente por la expresión:

$$[\sigma]_{flex} = \frac{\sigma_o}{n \cdot k_\sigma} \cdot k_r \quad (2.33)$$

Donde:

Mt_c - Es el toque en el eje de catalina en N - mm

A - Es la distancia entre centros en mm.

B - Es el ancho de contacto entre los dientes en mm.

i - La relación de transmisión.

α - El ángulo de perfil del diente.

m - El modulo del dentado en mm.

k_d - Es el coeficiente de carga dinámica.

k_c - Es el coeficiente de concentración de carga.

y - Es el factor de forma del diente.

σ_o - Es el límite de fatiga del material bajo ciclo intermitente en MPa.

k_σ - Es el coeficiente de concentración de tensiones.

k_r - Es el factor que toma en cuenta la inestabilidad del régimen de carga.

n - Es el factor de seguridad a la fatiga por flexión del diente.

Despejando el Factor de Seguridad a la Fatiga se tiene que:

$$n = \frac{\sigma_o \cdot k_r \cdot A \cdot B \cdot i \cdot m \cdot y \cdot \cos \alpha}{Mt_c \cdot k_\sigma \cdot k_c \cdot k_d \cdot (i + 1)} \quad (2.34)$$

El límite de fatiga bajo ciclo intermitente según Dobrovolski ^[5], se puede estimar como:

$$\sigma_o = 0,6 \sigma_u = 0,6 \cdot 810 = 486 \text{ MPa}$$

El coeficiente de régimen de carga, para el caso de que se desee una vida prolongada se toma $k_r = 1$.

La distancia entre centros $A = 2\ 590\text{mm}$.

El ancho de contacto $B = 600\ \text{mm}$.

El módulo del dentado $m = 20\ \text{mm}$.

El ángulo del perfil $\alpha = 20^\circ$.

El torque en el eje de la catalina fue calculado anteriormente y se obtuvo:

$$Mt_p = 82\ 213\ 000\ \text{N} - \text{mm}$$

Para los datos de la transmisión final del Molino, la relación de transmisión es:

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{224}{35} = 6,4$$

El torque en la corona es:

$$Mt_c = Mt_p \cdot i = 82\,213\,000 \cdot 6,4 = 526\,163\,200 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

El coeficiente k_c de concentración de carga depende del parámetro $\psi_p = B/d_p$ de la transmisión y del diseño de la transmisión. En el caso de la transmisión del Molino de Crudo de la Empresa Cementos Cienfuegos S.A. se tiene que:

$$\psi_p = \frac{B}{d_p} = \frac{600}{700} = 0,86$$

Y cuando una de las ruedas esta en consola, o sea, en voladizo que es el caso analizado, sería necesario extrapolar de la tabla dada por Dobrovolski [5]. Los valores dados en la Tabla fue necesario ajustarlos según el Software Curve Expert para obtener una función de $k_c = f(\psi_p)$. La función obtenida fue la siguiente:

$$k_c = 1,11 + 0,125 \cdot \psi_p + 0,375 \cdot \psi_p^2 \quad (2.35)$$

La curva de ajuste obtenida se muestra en la Fig. 2.6.

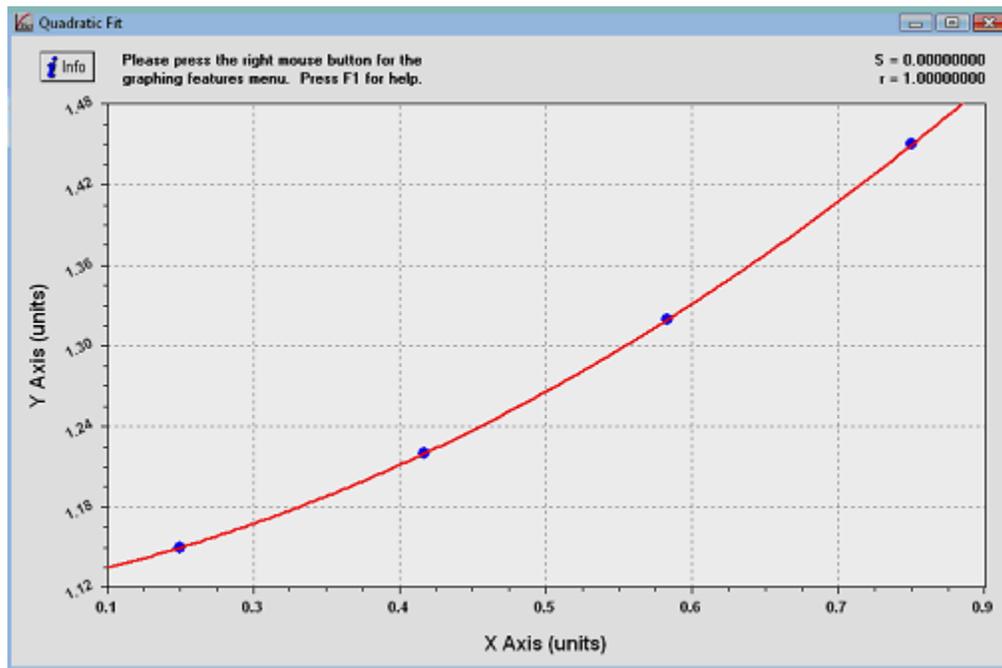


Fig. 2.6. Curva de ajuste de los valores de k_c dados por Dobrovolski.

De la ecuación (2.35) se obtiene que para $\psi_p = 0,86$, el valor de k_c es:

$$k_c = 1,495$$

Sin embargo, hay que tener presente que en las condiciones de desalineación que ha estado presentando la transmisión donde la mancha de contacto es inferior incluso al 50 %, este coeficiente en la realidad es mucho mayor.

En la Fig. 2.7 se muestra una gráfica que ilustra esta situación. La carga específica entre los dientes (q_0) se calcula suponiendo que el contacto es a lo largo de toda la longitud, se considera solamente que la carga se concentra en los extremos tal como se muestra en la línea de trazos discontinuos dibujada en negro, pudiendo elevar su magnitud hasta el valor $q'_0 = k_c \cdot q_0$. Ahora bien si la mancha de contacto es del 50 % toda la carga se transmite en la mitad de la longitud del diente y la carga específica teóricamente se duplicará hasta un valor $q_1 = 2 \cdot q_0$ pero la distribución de la carga en estas condiciones de contacto parcial no puede ser uniforme y en la realidad se comportará teóricamente según una distribución triangular como se muestra en la línea de trazo continuo dibujada en azul, o sea, que la carga específica local en uno de los extremos del diente alcanzará un valor $q_1 = 4 \cdot q_0$ y en la realidad la distribución no será lineal, sino que se comportará como se muestra en la línea de trazos discontinuos dibujada en azul. Resumiendo lo explicado se puede sintetizar diciendo que la norma GOST no aprecia claramente la situación de la concentración de carga en un diente de engranaje cuando la mancha de contacto es menor que el 100 % de la longitud del diente, pudiendo en un caso de mancha de contacto inferior al 50 % elevarse el coeficiente de concentración de carga hasta valores de $k_c = 5$ o mayores.

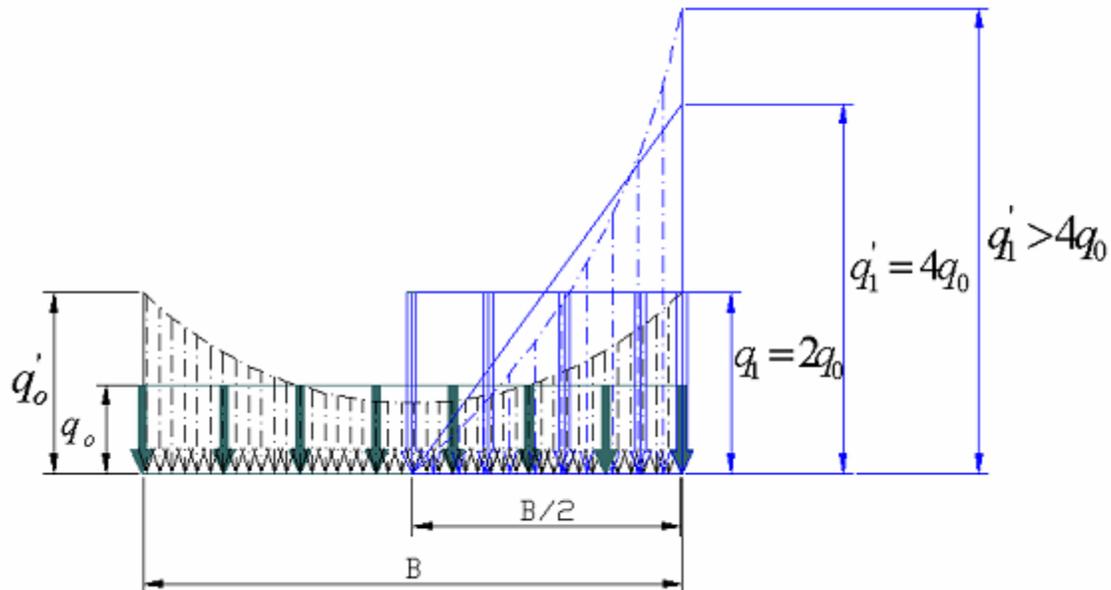


Fig. 2.7 Distribución de la carga específica de contacto con una mancha de contacto del 50 %

El coeficiente de carga dinámica k_d , depende de la velocidad periférica de la transmisión, del Grado de Exactitud y de la dureza de la superficie del diente. En la transmisión del Molino de crudo, por tratarse de ruedas de grandes dimensiones que no pueden ser muy precisas el Grado de Exactitud es 8, la dureza de la superficie de los dientes según el plano del piñón es $HB > 350$ y la velocidad periférica para los datos de la transmisión es:

$$V = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n}{60000} = \frac{\pi \cdot 700 \cdot 98,9}{60000} = 3,6 \text{ m/s}$$

$$V = 3\,600 \text{ mm/s}$$

El coeficiente de carga dinámica según Dobrovolski^[5], es $k_d = 1.4$

Para la determinación del factor de forma de los dientes según la Norma GOST no se necesita el coeficiente de fricción entre los dientes, sin embargo el cálculo se realizará sin considerar la fricción y considerando el efecto perjudicial de la fuerza de fricción para el piñón. El coeficiente de fricción entre los dientes de las transmisiones por engranajes depende de la geometría de los dientes, de la carga específica, de la velocidad, la viscosidad del lubricante y la rugosidad superficial de los flancos de los dientes y se puede calcular por la siguiente expresión ^[14]:

$$f = 0,2 \left(\frac{q}{\mu \cdot v} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{Ra}{\rho_r} \right)^{0,25} \quad (2.36)$$

Donde:

q - carga específica de contacto N / mm.

μ - viscosidad absoluta del aceite lubricante Pa – s.

v - velocidad periférica de los engranajes m / s.

ρ_r - radio de curvatura reducido en el polo del engranaje en mm.

Ra- rugosidad superficial combinada de las superficies de los dientes en contacto en mm.

Cálculo de la carga específica de contacto q.

La carga específica de contacto se calcula por la expresión:

$$q = \frac{M_{tor} \cdot kc \cdot kd (i + 1)}{A \cdot B \cdot i \cdot \cos \alpha} \quad (2.37)$$

$$q = \frac{526\,163\,200 \cdot 1,495 \cdot 1,4 \cdot (6,4 + 1)}{2\,590 \cdot 600 \cdot 6,4 \cdot \cos 20} = 871,7 \text{ N/mm}$$

Determinación de la viscosidad dinámica del lubricante.

La viscosidad de la grasa empleada es:

$$\mu = 19,6 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Determinación de la rugosidad superficial combinada de las superficies de los dientes en contacto (R_a).

La rugosidad superficial combinada de los dientes en contacto se calcula por la siguiente expresión:

$$Ra = \frac{1}{2} (R_1 + R_2) \quad (2.38)$$

Donde:

R_1 - rugosidad de lo dientes de la rueda conductora

R_2 - rugosidad de los dientes de la rueda conducida

Por los datos de los engranajes analizados en este caso $R_a = 6,3 \mu_m = 6,3 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$

Cálculo del radio de curvatura reducido en el engranaje.

El radio de curvatura reducido se determina por la expresión:

$$\rho_r = \frac{A \cdot i}{(i+1)^2} \cdot \text{sen} \alpha = \frac{2590 \cdot 6,4}{(6,4+1)^2} \cdot \text{sen} 20 \quad (2.39)$$

$$\rho_r = 103,5 \text{ mm}$$

Sustituyendo los valores obtenidos en la expresión del coeficiente de fricción se obtiene:

$$f = 0,2 \left(\frac{871,7}{19,6 \cdot 10^{-3} \cdot 3600} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{6,3 \cdot 10^{-3}}{103,5} \right)^{0,25} = 0,033$$

De la gráfica de la Fig. 2.4 a) para las ruedas conductoras, con $Z = 35$ dientes, $f = 0$ y coeficiente de corrección $\xi = 0$ el factor de forma es $y = 0,47$ y si el coeficiente de fricción se eleva a $f = 0,033$ el factor de forma se reduce a $y = 0,45$.

Sustituyendo en la expresión del Factor de Seguridad a la Fatiga por Flexión se obtiene que:

Para coeficiente de fricción $f = 0$, situación idealizada no real, se obtiene:

$$n = \frac{\sigma_o \cdot k_r \cdot A \cdot B \cdot i \cdot m \cdot y \cdot \cos \alpha}{Mt_c \cdot k_\sigma \cdot k_c \cdot k_d \cdot (i+1)} = \frac{486 \cdot 1,0 \cdot 2590 \cdot 600 \cdot 6,4 \cdot 20 \cdot 0,47 \cdot 0,94}{526163200 \cdot 1,36 \cdot 1,495 \cdot 1,4 \cdot (6,4+1)} = 3,85$$

Para coeficiente de fricción $f = 0,033$, situación más cercana a la real, se obtiene:

$$n = \frac{\sigma_o \cdot k_r \cdot A \cdot B \cdot i \cdot m \cdot y \cdot \cos \alpha}{Mt_c \cdot k_\sigma \cdot k_c \cdot k_d \cdot (i+1)} = \frac{486 \cdot 1,0 \cdot 2590 \cdot 600 \cdot 6,4 \cdot 20 \cdot 0,45 \cdot 0,94}{526163200 \cdot 1,36 \cdot 1,495 \cdot 1,4 \cdot (6,4+1)} = 3,69$$

Aparentemente la posibilidad de falla por fatiga del diente es imposible dado el elevado coeficiente de seguridad que se obtiene, sin embargo, la realidad concreta que se tiene es que los dientes han fallado por fatiga y que la situación de desalineación de la transmisión esta provocando que la mancha de contacto sea inferior al 50 % lo que determina que el coeficiente de concentración de carga en el extremo fracturado de los dientes $k_c \geq 5$. Por ejemplo si se calcula el factor de seguridad para $k_c = 5,5$, se obtiene que $n = 1,0$, o sea, en esas condiciones la falla por fatiga es inevitable. Esta apreciación ha sido confirmada cuando se realizan los cálculos según la Norma AGMA, la cual contempla la posibilidad de que la mancha de contacto sea inferior al 100 %. A continuación se realizarán estos mismos cálculos con la Norma AGMA:

2.5.5. Cálculo del Factor de Seguridad a la Fatiga por Flexión de los dientes del piñón según la Norma AGMA.

La Norma AGMA establece que el cálculo de la resistencia a la flexión constituye el cálculo fundamental de las transmisiones abiertas o con lubricación deficiente y mal protegidas. Según este tipo de transmisión, el desgaste de los dientes es inevitable y el cálculo de la resistencia superficial se realiza solamente con el objetivo de limitar éste a los valores mínimos posibles, sin embargo en este tipo de transmisión la picadura superficial se observa muy raramente, puesto que la capa superficial, en la cual se producen las grietas iniciales, se desgasta antes de que en ella tengan lugar todos los procesos asociados a la falla por picadura superficial. La fractura por fatiga de los dientes se convierte en el cálculo fundamental de este tipo de transmisiones, que es la falla que se valora en el caso del piñón de la Transmisión del Molino de Crudo de la Empresa Cementos Cienfuegos S.A.

Los cálculos para la obtención del factor de seguridad a la fatiga se exponen a continuación donde para ello se aplicó la metodología de cálculo recomendada por la norma AGMA 218.01 de Diciembre de 1982: “AGMA Standard for Rating Pitting Resistance and Bending Strength of Spur and Helical Involute Gear Teeth” [6].

Donde:

σ_{flex} : Tensión de flexión en lbf/pul².

W_T : Carga tangencial transmitida en lbf.

N_p : Potencia transmitida por el engranaje en KW

H_p : Potencia transmitida por el engranaje en caballos de fuerza.

V : Velocidad periférica en ft/min

P : Paso diametral en pulg⁻¹.

M : Modulo en mm.

K_v : Coeficiente dinámico

F : Ancho del la cara del engranaje en pulg.

J : Factor geométrico.

η : Factor de seguridad.

S_e : Limite de fatiga del diente del engranaje en MPa.

S_e'' : Limite de fatiga de la probeta de la probeta de viga rotatoria en MPa.

K_a : Factor de superficie.

K_b : Factor de tamaño.

K_c : Factor de confiabilidad.

K_d : Factor de temperatura.

K_e : Factor de modificación por concentración de esfuerzos.

K_f : Factor de efectos diversos.

K_o : Factor de corrección por sobrecarga.

K_m : Factor de distribución de la carga.

σ_{adm} : Tensión admisible a flexión en MPa.

Sut: Limite de resistencia a la tracción en lbf/pul²

La ecuación (1) se utiliza para el cálculo de esfuerzos por flexión, la cual es recomendada en el caso de aplicaciones importantes y donde se considere la posibilidad de falla por fatiga.

$$\sigma_{flex} = \frac{W_T \cdot P}{K_v \cdot F \cdot J} \quad (2.40)$$

La carga tangencial transmitida se calcula por la expresión:

$$W_T = \frac{33000 \cdot Hp}{V} \quad (2.41)$$

Donde como se mostró anteriormente:

$$N_p = 851,4 \text{ KW}$$

$$V = 3,6 \text{ m / s}$$

y para el calculo por esta norma, llevamos los valores de N_p y V a las unidades necesarias donde

$$1hp = 0,7457KW \quad 1m = 3,280 \text{ ft}$$

$$HP = \frac{851,4}{0,7457} hp = 1141,75 \text{ hp}$$

$$V = 3,62 \cdot 3,28 \cdot 60 \text{ ft / min} = 712,6 \text{ ft / min}$$

Evaluando en (2.41) se tiene que:

$$W_T = \frac{33000 \cdot 1141,75hp}{712,6ft/min} = 52 \ 873,63 \text{ lbf}$$

El paso diametral del diente:

$$P = \frac{25,4}{M} = \frac{25,4}{20} = 1,27 \text{ pul}^{-1}$$

El coeficiente dinámico o de velocidad, evaluando en la ecuación de Barth modificada se obtiene que:

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{V}} = \frac{50}{50 + \sqrt{712.6}} = 0,65 \quad (2.42)$$

Ancho de la cara del diente.

$$B = 600 \text{ mm}$$

$$F = \frac{600}{25.4} \text{ pul} = 23,62 \text{ pul}$$

Factor geométrico. Según AGMA para el caso de un engranaje de diente recto sin corrección y con el ángulo de presión con $\alpha = 20^\circ$ y con número de dientes $Z = 35$ se tiene que:

$$J = 0,63$$

Evaluando en la expresión (2.40) se obtiene:

$$\sigma_f = \frac{52873,63 \text{ lbf} \cdot 1,27 \text{ pul}^{-1}}{0,65 \cdot 23,62 \text{ pul} \cdot 0,62} = 7\,054,36 \text{ lbf} / \text{pul}^2$$

El factor de seguridad según AGMA.

$$n = \frac{S_e}{\sigma_{flex}} \cdot \frac{1}{K_0 K_m} \quad (2.43)$$

Donde:

S_e el límite de fatiga del diente del engranaje en MPa.

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S_e' \quad (2.44)$$

El factor de acabado superficial para este acero, con una resistencia a la tracción de $\sigma_u = 588 \text{ MPa} = 85\,286,44 \text{ lbf} / \text{pul}^2 = 117,26 \text{ Kpsi} = S_{ut}$ y con un proceso de maquinado para su fabricación se tomó según esta Norma como:

$$K_a = 0,72$$

El factor de tamaño para dientes de engranaje rectos con un paso diametral $P = 1,27 \text{ pulg}^{-1}$

$$K_b = 0,81$$

El factor de confiabilidad tomado para el cálculo con una confiabilidad de $R = 90 \%$.

$$K_c = 0,897$$

El factor de temperatura recomendado por la norma para casos en que la temperatura del aceite o del engranaje no excede de los 70 °C que es el caso analizado, se tomó:

$$K_d = 1$$

El factor de modificación por concentración de tensiones ya fue previamente incluido en el factor geométrico por lo cual tomaremos para los cálculos para engranajes,

$$K_e = 1$$

El factor de efectos diversos para flexión en un solo diente con un

$$\sigma_u = 85286,44 \text{ lbf} / \text{pul}^2 = 117,26 \text{ Kpsi} = S_{ut}, \text{ se obtiene que:}$$

$$K_f = 1,25$$

El límite de fatiga del material es, según esta Norma:

$$S'_e = 0,50 \cdot S_{ut} = 58\,743,21 \text{ lbf} / \text{pul}^2$$

Luego evaluando en la ecuación (2,44) se obtiene que:

$$S_e = 0,72 \cdot 0,81 \cdot 0,897 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 58\,743,21 \text{ lbf} / \text{pul}^2 = 38\,412,95 \text{ lbf} / \text{pul}^2$$

$$S_e = 38\,412,95 \text{ lbf} / \text{pul}^2$$

El factor de corrección por sobrecarga para esta transmisión que se analiza se consideró que los choques de la maquina motriz (Motor eléctrico) son choque ligeros mientras que en la rueda conducida los choques son moderados (Molino de bolas) para ello la norma recomienda:

$$K_0 = 1,50$$

El factor de distribución de la carga según la Norma AGMA para este engranaje cilíndrico recto con un ancho de la cara mayor de 16 pulg. En el cual se caracteriza por un montaje con exactitud tal que el área de contacto es menor que la de toda la cara. La norma establece que este valor toma valores mayores que 2,2. Para el caso analizado debido a la presencia de estas características perjudicables en el piñón consideramos que este factor podría llegar a tener un valor de:

$$K_m = 2,6$$

Luego evaluando los resultados de la expresión (2,43) se obtiene que:

$$n = \frac{S_e}{\sigma_{flex}} \cdot \frac{1}{K_0 K_m} = \frac{38412,95 \text{ lbf} / \text{pul}^2}{7054,36 \text{ lbf} / \text{pul}^2} \cdot \frac{1}{1,50 \cdot 2,6} = 1,40$$

Como se aprecia el factor de seguridad por esta Norma da mucho mas pequeño que el obtenido por la norma GOST. El factor (K_m) tendría que aumentar solamente hasta $K_m = 3,64$ para que el Factor de Seguridad a la Fatiga por Flexión de igual a la unidad y la falla por fatiga de los dientes fuera inevitable.

2.5.6. Consideraciones acerca de la causa de la desalineación del piñón, de las elevadas vibraciones, de la reducción de la mancha de contacto y como consecuencia de la Fractura por Fatiga de los dientes del Piñón. Conclusiones del capitulo.

Como se aprecia en el esquema de la transmisión desde los motores hasta los piñones mostrado en la Introducción de este trabajo en el inicio de la explotación de la Fábrica de Cemento “Karl Marx” los molinos de crudo empleaban un árbol de transmisión con dos acoplamientos dentados que poseían dos cojinetes de apoyo en cada árbol lo que garantizaba que el ajuste dado durante la alineación del molino no se perdía fácilmente y la transmisión trabajaba normalmente sin grandes vibraciones y durante muchos años sin que se produjera la fractura por fatiga de los dientes de los piñones. La falla que se apreciaba en esas circunstancias era la picadura superficial tanto de los dientes del piñón y sobre todo de los dientes de la catalina que es mas blanda y menos resistente al desgaste y a la picadura, aspectos estos observados durante la rehabilitación que condujeron a que se hiciera necesario invertir la catalina, tal como se refleja en la Introducción de este trabajo.

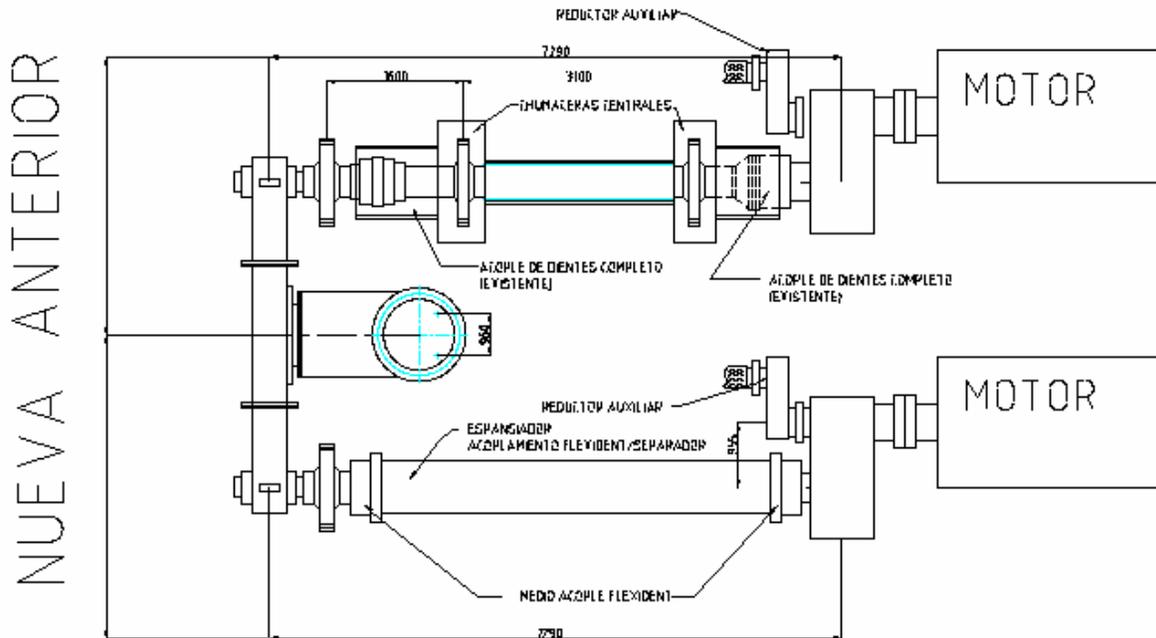


Fig. 2.8 Comparación entre los Acoplamientos Dentados de la Transmisión Anterior de los

Molinos y los Acoplamientos Dentados Flexident de la nueva Transmisión.

Como se aprecia en la Fig. 2.8 En la Vieja Transmisión se utilizaban Acoplamientos Dentados que son del Tipo rígidos de Compensación, pero con dos pedestales de apoyo en el árbol de conexión entre los dos acoplamientos, lo que garantizaba que una vez que se alineaba el conjunto, esta alineación no se perdía fácilmente y la transmisión operaba sin vibraciones y sin problemas con la fatiga de los dientes. El único problema que se observó en estos acoplamientos fue el desgaste del dentado después de muchos años de explotación que condujo incluso a la falla por fatiga de uno de los árboles, investigación que fue enfrentada por el Colectivo de Mecánica Aplicada de la Universidad de Cienfuegos en aquella ocasión. Sin embargo la nueva transmisión con acoplamientos dentados de la firma Flexident, realmente no emplea dos acoplamientos dentados, sino que emplea uno solo en el cual las dos mitades del acoplamiento, en lugar de estar acopladas entre si están conectadas por un tubo de conexión de gran rigidez, lo cual no es absolutamente necesaria, sin pedestales de apoyo, lo que conduce a que resulte extremadamente engorrosa e inestable su alineación lo que es la causa fundamental de los problemas de vibraciones que se han venido observando desde la puesta en funcionamiento del molino con estos acoplamientos, que conducen a las elevadas vibraciones, inestabilidad de la alineación reducción de la mancha de contacto y falla por fatiga de los dientes de los piñones.

3.1. Tenacidad a la Fractura del Material de los Piñones.

Según las especificaciones técnicas el material de los piñones se corresponde con el acero 30 Cr Mo V 9G con: Resistencia Máxima: $\sigma_u = 750 \text{ MPa}$, Límite de Fluencia: $\sigma_f = 588 \text{ MPa}$ y Resiliencia del orden de: $a_k = 8 \text{ kgf} - \text{m} / \text{cm}^2$

La Tenacidad a la Fractura de este material se halló a través de la correlación clásica de Rolfe – Barsón entre K_{Ic} y la energía CVN del ensayo de impacto Charpy con probeta entallada en V, dada en [13] para aceros de recipientes:

$$K_{Ic} = \sigma_f \sqrt{0,6478 \left(\frac{CVN}{\sigma_f} - 0,0098 \right)} \quad \text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}} \quad (3.1)$$

Donde:

$$CVN = a_k \cdot 9,81 \cdot 0,8 \quad \text{Joules}$$

Para este acero:

$$CVN = 8 \cdot 9,81 \cdot 0,8 = 62,8 \text{ J}$$

Y

$$K_{Ic} = 147,4 \quad \text{MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$$

3.2. Caracterización del estado tensional en la zona de las grietas de fatiga del diente y Modelo empleado para su estudio según la Mecánica de la Fractura.

La sección de falla por fatiga del diente está sometida a un estado tensional uniaxial en presencia de tensiones normales de flexión, desde el punto de vista de los Modos de Carga Mecánica de la Fractura esto se corresponde con el Modo I ^[20].

El Factor de Intensidad de Tensiones se obtuvo para un modelo de grieta superficial de cuarto de elipse en una placa plana de dimensiones finitas bajo un estado tensional uniaxial de tracción similar al real existente en el pie del diente, tal como se muestra en la Fig. 3.1

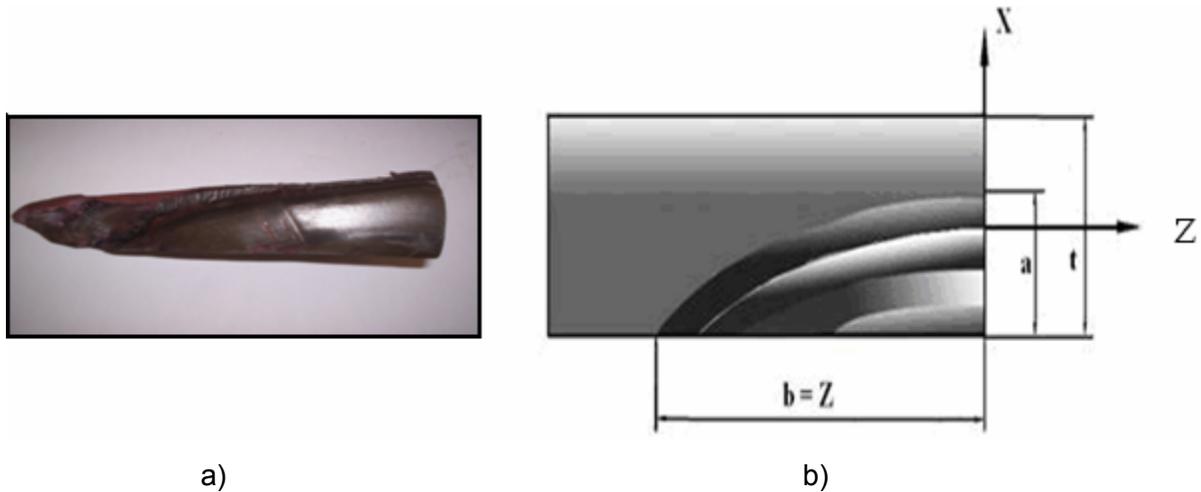


Fig. 3.1 Grieta Real y Modelo de Grieta utilizado en la evaluación de la resistencia a la fatiga del diente del piñón.

Vista de la grieta real en la esquina de la base del diente.

b) Modelo de grieta superficial de cuarto de elipse en placa plana finita bajo un estado tensional uniaxial de tracción igual al existente en los bordes del pie del diente.

3.3. Aplicación de la Mecánica de la Fractura Lineal Elástica en la obtención de las Curvas de Resistencia Residual y los Tamaños Críticos de las Grietas.

El Factor de Intensidad de Tensiones para el Tipo de Grieta considerado según Broek ^[20] es:

$$K_I = \beta \cdot \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (3.2)$$

$$\beta = \frac{1.25 \cdot M_k \left(\frac{a}{t} \right)}{\phi \left(\frac{a}{b} \right)} \quad (3.3)$$

De donde, para las proporciones de las grietas observadas en los dientes: $a \cong 0,25 b$.

El espesor t es igual al espesor del diente en la base. Según Golubev ^[21] este espesor es igual a:

$$S_o = D_p \cdot \cos \alpha_c \left(\frac{S_p}{D_p} + \text{inv } \alpha_c \right) \quad (3.4)$$

$$D_p = z_p \cdot m \quad \text{y} \quad S_p = \pi \cdot m/2 + 2 \cdot \xi \cdot m \cdot \tan \alpha_c \quad (3.5)$$

Para los datos del piñón se obtiene que en la zona de fractura $S_o \cong 45 \text{ mm}$ y la longitud de la grieta observada es de $z = 180 \text{ mm}$, de aquí la relación $(a / b) = (S_o / Z) \cong 0,25$. Para esta relación según los gráficos de $\phi^2 = f(a / b)$ que da Broek se puede tomar: $\phi = 1.14$. Para obtener los valores de M_k fue necesario obtener una función de $M_k = f(a / t)$ haciendo uso del Software Curve Expert, obteniéndose la siguiente:

$$M_k = 1,0577 \cdot (a / t)^2 - 0,555 \cdot (a / t) + 1.1006 \quad (3.6)$$

Partiendo de la condición de fractura:

$K_I = K_{Ic}$ y despejando σ , se obtiene la expresión para obtener la Gráfica de Resistencia Residual, o sea:

$$\sigma_c = \frac{K_{Ic}}{\beta \cdot \sqrt{\pi \cdot a}} \quad (3.7)$$

Con esta expresión se obtuvo la Gráfica de Resistencia Residual obtenida en la Fig. 3.2

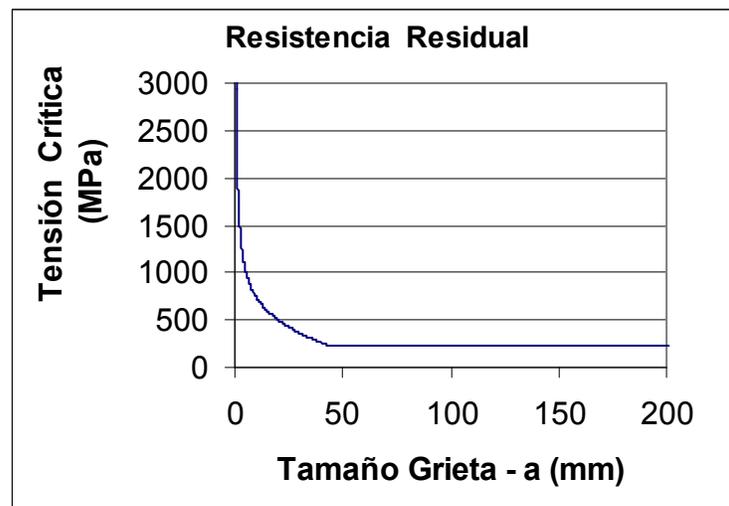


Fig. 3.2 Gráfica de Resistencia Residual para el modelo de grieta empleado.

De este gráfico y de las Tablas de Excel correspondientes se pudo obtener que para la tensión normal de trabajo de: $\sigma_{flex} = 50 \text{ MPa}$, la profundidad crítica de la grieta da: $a_c = 97,3 \text{ mm}$, y la longitud de la grieta en este caso sería del orden de $b = 390 \text{ mm}$, cuando en la realidad el diente se fracturó con $a_c = 45 \text{ mm}$ (la grieta no puede tener una profundidad mayor que este valor) y una longitud de la grieta $b = 180 \text{ mm}$.

Suponiendo que k_c como se explicó en el Capítulo II llegara a ser $k_c = 5.5$, se obtendría $\sigma_{flex} = 184 \text{ MPa}$ y el tamaño crítico de la grieta sería $a_c = 47 \text{ mm}$, lo que se aproxima cerradamente a lo que ocurrió en el diente, sin embargo, en la realidad el Estado Tensional en la Zona del Frente de Grieta una vez que este se produce es mucho mas complicado, o sea, no es un simple Estado Uniaxial, lo que determina que la grieta no se propague en la dirección de un plano en el pie del diente, sino que vaya subiendo hacia la cabeza del diente. Esta situación como se verá se evaluará mas adelante.

3.4. Aplicación de la Mecánica de la Fractura Subcrítica en la Evaluación del Crecimiento de las Grietas para el Caso de una Grieta de Cuarto de Elipse bajo el Estado Uniaxial de Tensiones.

Las grietas crecen desde algún micro defecto cualquiera que este presente en la estructura cristalina del metal, o a partir de una huella del proceso de maquinado de los mismos, en la zona de la superficie del pie del diente del lado de la tracción, mediante un proceso de incubación y de fisuración progresiva posterior hasta que alcanza el tamaño crítico ya determinado, momento en el cual se produce la fractura frágil total. Para la evaluación del crecimiento subcrítico se utilizó la Razón de Crecimiento de Paris [20]:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K^n \quad \text{m/ciclo} \quad (3.8)$$

$$\text{Donde, para el caso de ciclo intermitente: } \Delta K = K_{\max} - K_{\min}; \quad K_{\min} = 0 \quad (3.9)$$

De donde se tiene que:

$$\Delta K_I = \beta \cdot \Delta \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (3.10)$$

$$\text{y } \Delta \sigma = \sigma_{flex} = 50 \text{ MPa}$$

Las constantes C y n de la razón de crecimiento de Paris para aceros ferrítico – perlíticos son según Shigley – Mischkie [20]: $C = 6.9 \times 10^{-12}$ y $n = 3$

En la Fig. 3.3 se muestra el Gráfico de Crecimiento Subcrítico de las grietas en el pie del diente obtenido para el Modelo anterior para un $\Delta \sigma = 50 \text{ MPa}$.

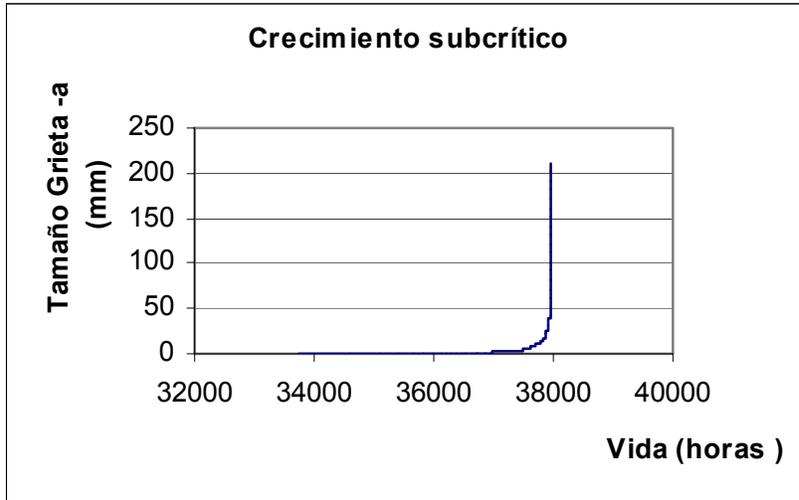


Fig. 3.3 Gráfico de Crecimiento Subcrítico de las grietas en los piñones para el Modelo de Grieta Simple de Cuarto de Elipse.

Del gráfico se observa que para que un pequeño microdefecto crezca hasta su tamaño crítico, en el caso de los dientes de los piñones para el modelo analizado tienen que transcurrir 37 941 horas, o sea, 1580 días. En la realidad el diente demoró en partirse, desde el 20 de Noviembre del 2004 en que se puso en explotación el molino después de la rehabilitación, hasta 20 de Septiembre del 2005 en que se produjo la fractura de los dientes, un total de 304 días, que corresponden a 7296 horas de trabajo continuo. Esto confirma la valoración hecha anteriormente de que el Estado Tensional en la zona del pie del diente es mas complicado que lo considerado en este modelo y que la tensión es mucho mayor que $\Delta\sigma = \sigma_{flex} = 50 \text{ MPa}$.

3.5. Aplicación de la Mecánica de la Fractura Subcrítica en la Evaluación del Crecimiento de las Grietas para el Caso de una Grieta de Cuarto de Elipse bajo el Estado Tensional Complejo en el pié de los dientes.

En la Fig. 3.4 se muestra el Estado Tensional Real que existe en el frente de la grieta en la medida que esta avanza a lo largo de la longitud y sube en la dirección y. Se muestran en la figura las componentes vertical y horizontal de la carga específica sobre el diente. Las cargas específicas $q_{r x}$ y $q_{r y}$, ambas provocan flexión con relación al eje z, como ocurre normalmente en un diente, provocando la tensión σ_y , cuyo valor se calcula por la conocida expresión:

$$\sigma_y = \frac{M_t \cdot K_c \cdot K_d (i+1)}{A \cdot B \cdot m \cdot i \cdot y \cdot \cos \alpha} \cdot K_y \quad (3.11)$$

Donde la tensión habitual σ_y que surge en el diente se ha multiplicado por un coeficiente de corrección del espesor K_y , ya que en la medida que la grieta avanza en la longitud (z) va subiendo en la dirección y , tal como se muestra en la Fig. 3.5, reduciéndose el espesor en la base de la sección y el momento de inercia con relación al eje z .

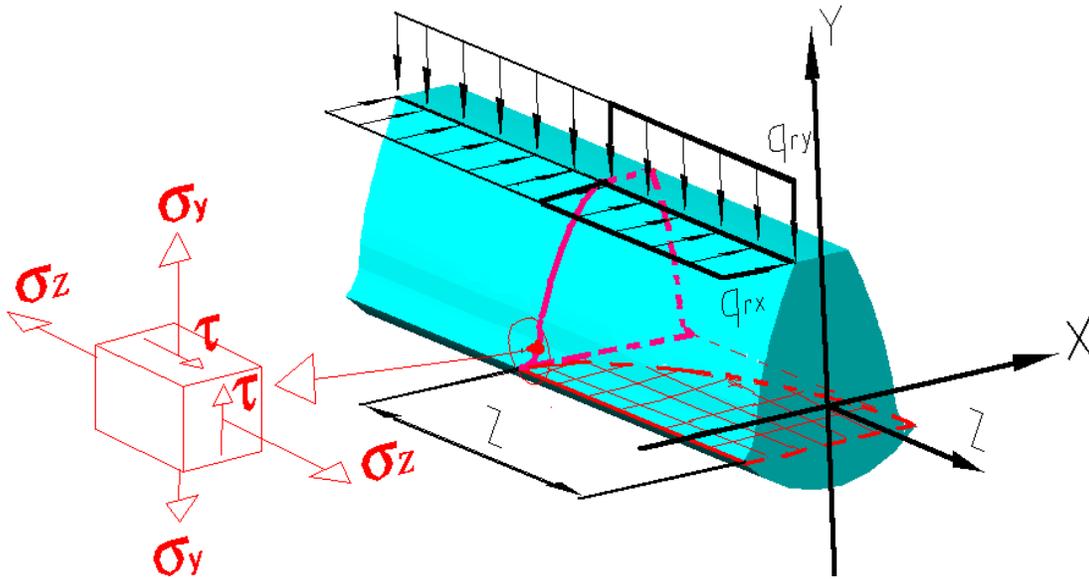


Fig. 3.4 Estado Tensional Real que existe en la zona del frente de grieta en la medida que esta avanza a lo largo de la longitud del diente.

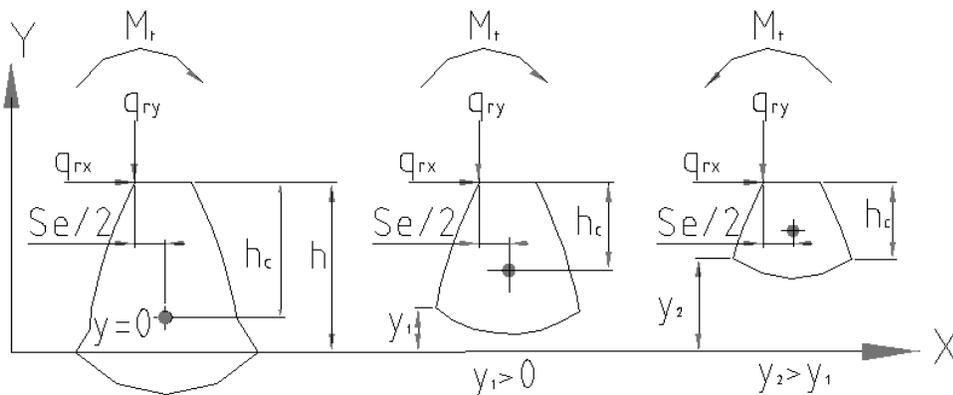


Fig. 3.5 Reducción del espesor en la base en la medida que la grieta avanza a lo largo de la longitud del diente y sube en la dirección y .

El coeficiente K_y se calcula por la expresión:

$$K_y = \left(\frac{S_o}{S_y} \right)^2 \quad (3.12)$$

Ahora bien, en la medida que la grieta avanza en la dirección z la carga q_{rx} provoca flexión con relación al eje y , donde el momento flector con relación al eje y es:

$$M_{fy} = q_{rx} \cdot z^2 / 2 \quad (3.13)$$

La tensión provocada por este momento σ_z se calcula entonces por la expresión:

$$\sigma_z = \frac{M_t \cdot K_c \cdot K_d (i+1)}{A \cdot B \cdot i \cdot \cos \alpha \cdot I_y} \cdot \frac{Z^2}{2} \quad (3.14)$$

Donde el momento de Inercia con relación al eje y varía en la medida que la grieta avanza y sube, tal como se puede apreciar en la Fig. 3.5.

Durante el proceso de crecimiento de la grieta las cargas q_{rx} y q_{ry} , ambas provocan torsión con relación al centroide de la sección sana del diente en el plano $X-Y$. En la Fig. 3.5 se ha representado la posición del centroide de esta sección. El momento torsor originado por estas cargas con relación al centroide es:

$$M_t = q_{rx} \cdot Z \cdot h_c - q_{ry} \cdot Z \cdot \frac{S_e}{2} \quad (3.15)$$

Donde h_c y S_e son respectivamente la altura de la sección sana y el espesor de la cabeza del diente respectivamente, tal como se muestra en la Fig. 3.5. La tensión tangencial τ originada por este momento torsor se calcula por la expresión:

$$\tau = \frac{M_t \cdot \rho}{I_p} \quad (3.16)$$

Donde ρ es la distancia radial desde el centroide hasta el punto de la sección donde se desea calcular τ y se calcula por la expresión:

$$\rho = \sqrt{\left(\frac{S_o}{2}\right)^2 + (h - h_c - y)^2} \quad (3.17)$$

I_p Es el Momento Polar de Inercia de la sección sana que se calcula por la expresión:

$$I_p = I_x + I_y \quad (3.18)$$

Para el Estado Tensional del punto representado la Tensión Principal Máxima se puede obtener por la conocida expresión:

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_z + \sigma_y}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_z - \sigma_y)^2 + 4 \tau^2} \quad (3.19)$$

La inclinación de la tensión principal varía en la medida que la grieta avanza y se modifican los valores de σ_x , σ_y y τ . La inclinación se puede calcular por la conocida ecuación:

$$\alpha = \frac{1}{2} \arctan\left(\frac{-2\tau_{xy}}{\sigma_z - \sigma_y}\right) \quad (3.20)$$

En la Fig. 3.6 se muestra un esquema donde se puede apreciar la variación de la posición de σ_{max} en función de α en la medida que la grieta crece a lo largo de la longitud (Z).

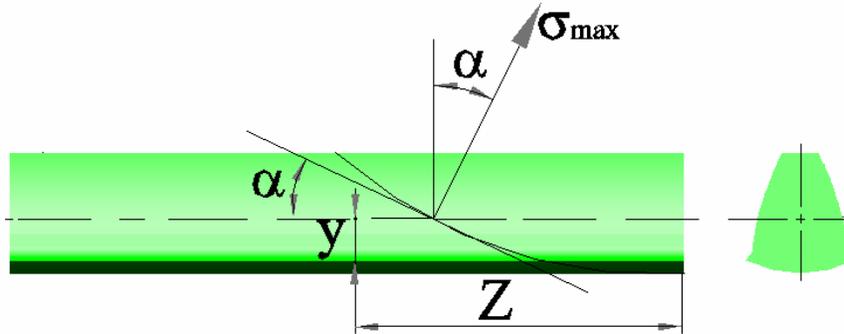


Fig. 3.6 Variación de α y σ_{max} en la medida que la grieta avanza a lo largo de la longitud del diente y sube en la dirección y.

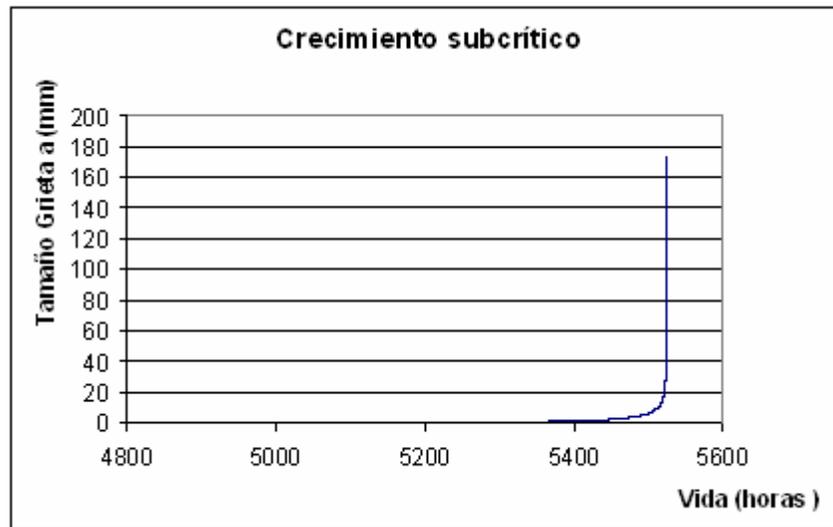


Fig. 3.7 Gráfico de Crecimiento Subcrítico.

La expresión de la tensión σ_{max} fue incluida en la hoja en EXCEL que calcula el Crecimiento Subcrítico de la grieta y se obtuvieron los siguientes resultados. La Gráfica de Crecimiento Subcrítico obtenida se da en la Fig. 3.7. Gráfico de Crecimiento Subcrítico de la profundidad de grieta a en los piñones para el Nuevo Modelo de Grieta de Cuarto de Elipse considerando la variación de σ_{max} durante el crecimiento.

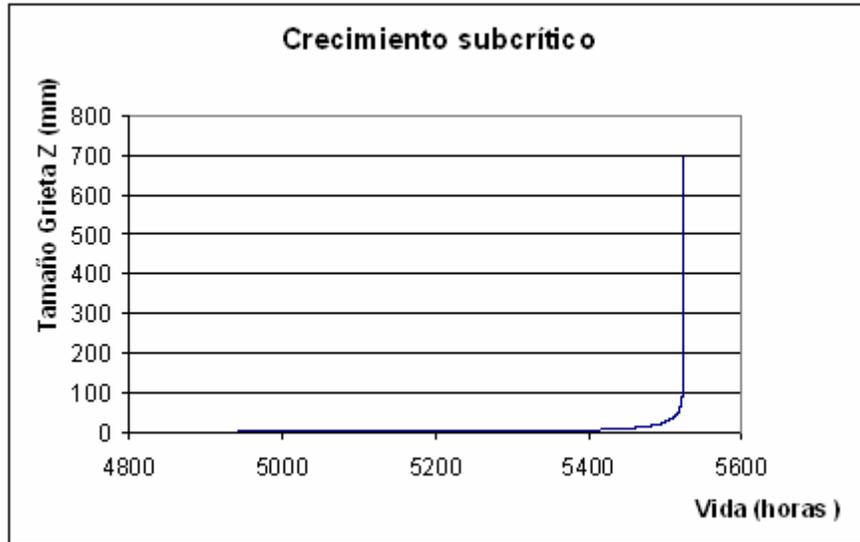


Fig. 3.8 Gráfico de Crecimiento Subcrítico de la longitud de la grieta Z en los piñones para el Nuevo Modelo de Grieta de Cuarto de Elipse considerando la variación de σ_{max} durante el crecimiento.

De las gráficas y de las tablas correspondientes se puede apreciar que para que un pequeño microdefecto crezca hasta su tamaño crítico, o sea, $a = 45 \text{ mm}$ ó $Z = 180 \text{ mm}$, en el caso de los dientes de los piñones para el Nuevo Modelo analizado, que contempla la variación de $\Delta\sigma = \sigma_{fmax}$, tienen que transcurrir 5 523,6 horas, o sea, 230 días. En la realidad, como se mencionó anteriormente, el diente demoró en partirse, desde el 20 de Noviembre del 2004 en que se puso en explotación el molino después de la rehabilitación, hasta 20 de Septiembre del 2005 en que se produjo la fractura de los dientes, un total de 304 días, que corresponden a un máximo de 7 296 horas de trabajo continuo, sin embargo, realmente el piñón debe haber trabajado un número menor de horas que este valor máximo pues existieron numerosas paradas para ajuste de los piñones en todo ese período.

Es interesante llamar la atención acerca de un fenómeno observado en la avería del diente y explicado a causa de los resultados obtenidos en la Mecánica de la Fractura. En la Fig. 3.9 se muestra como a partir de una determinada longitud de la grieta, o sea, cuando

$Z > 130 \text{ mm}$, se observa un cambio radical en la orientación de la grieta. Se había formulado la Hipótesis Inicial que este cambio estaba condicionado por una parada prolongada del piñón y que al reiniciarse la explotación el crecimiento de la grieta había tomado un nuevo curso. Los cálculos realizados han confirmado que más o menos a esa longitud (Z) se produce una inversión total del Momento Torsor sobre la sección sana del diente tal como se muestra en la Fig. 3.5, lo que modifica sustancialmente el ángulo α de orientación de la grieta.



Fig. 3.9 Vista ampliada de la Grieta de Fatiga y la zona de cambio de orientación de la Grieta cuando $Z > 130 \text{ mm}$.

3.6 Conclusiones del Capítulo.

Como se puede concluir de todo este análisis la Mecánica de la Fractura Lineal Elástica confirma que para que la Fractura del diente se produzca con $a = 45 \text{ mm}$ o cercano a este valor la concentración de carga en el diente tiene que ser elevada, o sea, $k_c \geq 4$.

La Mecánica de la Fractura Subcrítica confirma que el crecimiento de la grieta se produjo aceleradamente producto del Estado Tensional Compuesto que se produce en el pie del diente en las vecindades del Frente de Grieta y la misma sigue la dirección de la Tensión Principal σ_{max} .

El plazo requerido para el crecimiento de la grieta desde un microdefecto cualquiera en el pie del diente coincide cerradamente con el plazo de explotación que requirió el diente en las condiciones de desalineación descritas.

Conclusiones Generales

1. Durante la Rehabilitación del Molino de Crudo No. 2 se cambiaron los árboles de transmisión con acoplamientos dentados originales que transmitían la potencia desde ambos motores hasta los árboles - piñones del reductor final, por otros también con acoplamientos dentados del tipo Flexident, pero estos últimos diseñados por la Firma CMD Transmissions – Engrenages & Reducteurs, que a diferencia de los originales no tenían apoyos intermedios, lo que hace difícil e inestable su alineación.
2. La experiencia de explotación del Molino con posterioridad a la puesta en marcha demostró que desde el mismo momento de la puesta en explotación, hasta el momento de la rotura de los dientes de los piñón izquierdo, no fue posible lograr un funcionamiento estable de la transmisión manteniéndose normalmente altas las vibraciones y siempre que se evaluó resulto parcial la mancha de contacto.
3. Las grietas en los dientes son evidentemente grietas de fatiga, claramente asociadas a la falta de alineación entre los dientes del piñón y de la catalina que provocan la concentración de la carga en uno de los extremos del diente, lo que se hace evidente por la mancha de contacto que sólo abarca una parte del diente y por la diferencia de la temperatura superficial entre ambos extremos de estos, lo que es un claro indicador de que uno de los extremos transmite mayor carga.
4. Los cálculos realizados en el Trabajo, tanto por la norma GOST como por la Norma AGMA confirman que en condiciones de desalineación, cuando la mancha de contacto es parcial, del orden del 50 % de la longitud, es perfectamente posible la falla por fatiga a flexión de los dientes.
5. La causa fundamental de la fractura por fatiga de los dientes es la dificultad de alinear correctamente y la inestabilidad de la alineación de la nueva transmisión con acoplamientos dentados de la firma Flexident, la cual realmente no emplea dos acoplamientos dentados, sino que emplea uno solo en el cual las dos mitades del acoplamiento, en lugar de estar acopladas entre si están conectadas por un tubo de conexión de gran rigidez, lo cual no es absolutamente necesaria, sin pedestales de apoyo, lo que conduce a que resulte extremadamente engorrosa e inestable su alineación lo que es la causa fundamental de los problemas de vibraciones que se han venido observando desde la puesta en funcionamiento del molino con estos acoplamientos, que conducen a las elevadas vibraciones, inestabilidad de la

alineación reducción de la mancha de contacto y falla por fatiga de los dientes de los piñones.

6. La Mecánica de la Fractura Lineal Elástica confirma que para que la Fractura del diente se produzca con $a = 45$ mm o cercano a este valor la concentración de carga en el diente tiene que ser elevada, o sea, $k_c \geq 4$, lo que indudablemente está ocurriendo en la transmisión.
7. La Mecánica de la Fractura Subcrítica confirma que el crecimiento de la grieta se produjo aceleradamente producto del Estado Tensional Compuesto que se produce en el pie del diente en las vecindades del Frente de Grieta durante el proceso de crecimiento de la esta y se confirma que la misma sigue la dirección de la Tensión Principal σ_{\max} .
8. El plazo requerido para el crecimiento de la grieta desde un microdefecto cualquiera en el pie del diente, calculado por la Mecánica de la Fractura Sub Crítica arrojó un valor de 5 523,6 horas, lo cual coincide cerradamente con el plazo real de explotación que requirió el diente para su rotura, el cual arrojó físicamente un tiempo inferior a 7 296 horas en las condiciones de desalineación descritas.
9. A partir de una longitud de la grieta, $Z > 130$ mm, se observa un cambio radical en la orientación de la grieta. Los cálculos realizados confirman que más o menos a esa longitud (Z) se produce una inversión total del Momento Torsor sobre la sección sana del diente, lo que modifica sustancialmente el ángulo (α) de orientación de la grieta.

Recomendaciones

1. Valorar técnico – económicamente la posibilidad de sustituir los árboles de transmisión con Acoplamientos Dentados de la Firma Flexident por Acoplamientos Elásticos de Compensación como los utilizados en el Molino de crudo No. 3.
2. Valorar técnico – económicamente la posibilidad de adaptarles a los árboles de transmisión con Acoplamientos Dentados de la Firma Flexident dos pedestales de apoyo como tenía la transmisión original de los molinos buscando mayor estabilidad en la alineación.
3. Evaluar técnico – económicamente la posibilidad de recuperar los piñones dañados por soldadura.

Referencia Bibliográfica.

1. CMD Flexident Señor. Alemania. Engrenages y Reucteurs.(Catálogo Industrial).
2. Pisarenko, G. S. Manual de Resistencia de Materiales/ G. S. Pisarenko, A. P. Yakovlev , V. K. Matveev.— Moscú: Editorial MIR, 1989.—694p.
3. Cárdenas, A. López B. Comportamiento del Molino de Crudo No. 2 posterior a su puesta en marcha después de su rehabilitación. Informe Técnico/ A. Cárdenas, B. López.—Cienfuegos: Empresa Cementos Cienfuegos S.A., 10 de Enero del 2005.— 3 p.
4. Piloto, G. Rotura de dientes del piñón de la transmisión izquierda del Equipo 362 MB – 1 de la Planta Cementos Cienfuegos S. A. Informe Técnico./ G. Piloto.— Cienfuegos: Planta de Cemento de Cienfuegos, 21 de Septiembre de 2005.— 11 p.
5. Elementos de Máquinas/ V. Dobrovolski...[et.al.]--Moscú: Editorial MIR, 1970.— 330p.
6. ANSI/AGMA Standard 2001-C95. Fundamental Rating and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gears Teeth. Vig. Desde 01.— 100p.
7. Quiñones Cherta, Aisman. Influencia de los coeficientes de fricción y de corrección en las tensiones en el pie del diente de los engranajes cilíndricos de dientes rectos/ Aisman Quiñones Cherta; Rafael Goytisoló Espinosa, tutor.—Tesis de Maestría, Ucf (Cf), 1994.—166h.
8. GOST 21354-87. Cálculo de Transmisiones por Engranajes Cilíndricos de Dientes Rectos de Perfil de Evolvente. Vig. Desde 89.—50p.
9. Dudley, Dorle W. Gear Handbook/ Dorle W. Dudley.—[s.l.]: Mac Graw Hill, 1985.— 258p.
10. Fuller, Dudley D. Teoría y Práctica de la Lubricación/ D. Dudley Fuller.— La Habana :Edición Revolucionaria, 1967.— 326p.
11. Goytisoló, R. Influencia de la Corrección en la Lubricación de las Transmisiones por Engranajes. Tecnología (La Habana) 7, (11): 5-7, Enero-Junio 1976.
12. Goytisoló, R. Análisis de la Lubricación en el Reductor PM-400. Tecnología (La Habana) 8, (2): 30-32, Julio-Diciembre 1976.
13. Álvarez, A. Influencia del lubricante sobre el tipo de fricción en las coronas de molinos de caña de azúcar. / A. Álvarez.— UCLV:Informe de Investigación Terminada, 1998.— 80p.

14. Fuentes, Aznar A. Análisis de la Tensión de Flexión en Engranajes Cilíndricos de Perfil de Evolvente/ A. Aznar Fuentes; R. Goytisoló, tutor. --Tesis en Oposición al Grado Científico de Doctor, Universidad de Madrid (España), 1996.— 300h.
15. Fernández Martínez, Flor. Evaluación y Solución de las causas de la avería por calentamiento del Multiplicador de la Bomba de Agua del Sistema contra Incendios de la CTE "Carlos Manuel de Céspedes"/ Flor Fernández Martínez; Rafael Antonio Goytisoló Espinosa, tutor.— Tesis de Maestría, Ucf (Cf), 2004.— 250h.
16. Shigley, J. E. Diseño en Ingeniería Mecánica/ J. E. Shigley, C. Mischkie.--México: Editorial Mc Graw Hill Interamericana., 2001.—745p.
17. Roylance, T.F. Engineering Desing/ T. F. Roylance.—Great Britain: Pergamon Press, 1966.—357p.
18. Faires V. M. Diseño de Elementos de Máquinas/ V. M. Faires.— México: Editorial UTEHA, 1985—542 p.
19. Chernavski, S. A. Diseño de Transmisiones Mecánicas/ S. A. Chernavski.—Moscú: MIR, 1984— 490p.
20. Goytisoló R.A. Mecánica de la Fractura. Folleto de la Maestría de Mecánica Aplicada. 2000.—130p.
21. Golubev, Yuri. Teoría de Máquinas y Mecanismos/ Yuri Golubev.—Santiago de Cuba: Universidad de Oriente, 1967.— 430p.

Bibliografía

- Álvarez, A. Influencia del lubricante sobre el tipo de fricción en las coronas de molinos de caña de azúcar. / A. Álvarez.— UCLV:Informe de Investigación Terminada, 1998.— 80p.
- ANSI/AGMA Standard 2001-C95. Fundamental Rating and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gears Teeth. Vig. Desde 01.— 100p.
- Baranov, G. G. Curso de la Teoría de los Mecanismos y Máquinas/ G. G. Baranov.— Moscú: MIR, 1979.—522p.
- Baud, S. Static and Dynamic Tooth Loading in Spur and Helical Geared Systems- Experiments and Model Validation. ASME Journal of Mechanisms [s.l]124, (4):10-20, June 2002.
- Becker, A. Introduction to Nonlinear Finite Element Analysis./ A. Becker.— United Kingdom: University of Nottingham, 1999.—200p.
- Beer F.P., Mecánica de los Materiales/ F. P. Beer, E. R. Johnston.— Colombia: Mc Graw – Hill, 2ª. Edición, 1993.—738p.
- Birger, I. A. Cálculo de Resistencia de Piezas de Máquinas/ I. A. Birger, B. F. Shorr, R. M. Shneiderovich.— Moscú: Editorial Mashinostroenie. ,1966.—345p.
- Cárdenas, A. López B. Comportamiento del Molino de Crudo No. 2 posterior a su puesta en marcha después de su rehabilitación. Informe Técnico/ A. Cárdenas, B. López.—Cienfuegos: Empresa Cementos Cienfuegos S.A., 10 de Enero del 2005.— 3 p.
- Cardona Foix, Salvador. Teoría de Máquinas/ Salvador Cardona Foix, Daniel Clos Costa.—Barcelona: Ediciones UPC, 2001.— 132p.
- Chernavski, S. A. Diseño de Transmisiones Mecánicas/ S. A. Chernavski.—Moscú: MIR, 1984— 490p.
- Correa, S. Revisión del Método Analítico para el cálculo de esfuerzos de contacto en engranajes motor por medio de Elementos Finitos/ S. Correa.— Colombia: Universidad EAFIT, 2000.— 230p
- Cotaquispe Cevallos, Luis Orlando. Perfeccionamiento del Diseño de los Engranajes Cilíndricos de Dientes Rectos Exteriores mediante el Método de los Elementos Finitos/ Luis Orlando Cotaquispe Cevallos; J. L. Moya, tutor.— Tesis Doctoral, UCVL(VC), 2004.— 230h
- CMD Flexident Señor. Alemania. Engrenages y Reucteurs.(Catálogo Industrial).

- Dubbel. Manual del Constructor de Maquinas./ Dubbel.—Barcelona: Labor SA, 1980.—267p.
- Dudley, Dorle W. Gear Handbook/ Dorle W. Dudley.—[s.l.]: Mac Graw Hill, 1985.—258p.
- Elementos de Máquinas/ V. Dobrovolski...[et.al.]--Moscú: Editorial MIR, 1970.—330p.
- Faires V. M. Diseño de Elementos de Máquinas/ V. M. Faires.— México: Editorial UTEHA, 1985—542 p.
- Fayet, M. On the reverse of one property of involute gears. ASME Journal of Mechanisms [s.l.] 124,(4):7-9, June 2002.
- Felippa, Carlos A. Introduction to Finite Elements Methods/ Carlos A. Felippa.— Colorado: University of Colorado, 2001.—23p.
- Feodosiev, V.I. Resistencia de Materiales/ V. I. Feodosiev.— Moscú: Editorial MIR, 3ª Edición, 1985—583 p.
- Fernández Levy, Gilda S. Resistencia de Materiales./ Gilda S. Fernández Levy.— La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 1983.— 511 p.
- Fernández Martínez, Flor. Evaluación y Solución de las causas de la avería por calentamiento del Multiplicador de la Bomba de Agua del Sistema contra Incendios de la CTE “Carlos Manuel de Céspedes”/ Flor Fernández Martínez; Rafael Antonio Goytisoló Espinosa, tutor.— Tesis de Maestría, Ucf (Cf), 2004.— 250h.
- Fitzgerald F. Mecánica de Materiales/ F. Fitzgerald.— México: Alfa Omega S.A., 1996.—560 p.
- Flaherty, Joseph E. Finite Element Analysis/ Joseph E. Flaherty.—New York: Rensselaer Polytechnics Institute, 2000.—24p.
- Fuentes, Aznar A. Análisis de la Tensión de Flexión en Engranajes Cilíndricos de Perfil de Evolvente/ A. Aznar Fuentes; R. Goytisoló, tutor. —Tesis en Oposición al Grado Científico de Doctor, Universidad de Madrid (España), 1996.— 300h.
- Fuller, Dudley D. Teoría y Práctica de la Lubricación/ D. Dudley Fuller.— La Habana :Edición Revolucionaria, 1967.— 326p.
- Golubev, Yuri. Teoría de Máquinas y Mecanismos/ Yuri Golubev.—Santiago de Cuba: Universidad de Oriente, 1967.— 430p.
- Gonzales, G. Frechilla. El método de los elementos finitos como alternativa en el cálculo de engranajes./ G. Frechilla Gonzáles.— Cuba: ISPAJAE, 2001.—260p.

- GOST 21354-87. Cálculo de Transmisiones por Engranajes Cilíndricos de Dientes Rectos de Perfil de Evolvente. Vig. Desde 89.—50p.
- Goytisoló, R. Influencia de la Corrección en la Lubricación de las Transmisiones por Engranajes. Tecnología (La Habana) 7, (11): 5-7, Enero-Junio 1976.
- Goytisoló, R. Análisis de la Lubricación en el Reductor PM-400. Tecnología (La Habana) 8, (2): 30-32, Julio-Diciembre 1976.
- Goytisoló R. A. Height Correction to Maximize Gear Resistance to Fatigue. Revista Applied Mechanics (Canada) 9, (4) : 2-3, 1997.
- Goytisoló R.A. Mecánica de la Fractura. Folleto de la Maestría de Mecánica Aplicada. 2000.—130p.
- Gunzburger, Max D. Finite Element Methods/ Max D. Gunzburger, Janet S. Peterson.—[s.l : s.n.], 2002.— 17p.
- Hawkes, Barry. Cadcam/ Barry Hawkes.—Madrid: Paraninfo S.A., 1989.— 172p.
- Juvinall, R. Fundamentals of Machine Components Design./ R. Juvinall.—[s.l.]: John Wiley G. Sons Inc, 1991.—221p.
- Kahn-Jetter, B. Finite element analysis of an involute spline. ASME Journal of Mechanisms (s.l) 6,(121) :20, Junio 2000.
- Lubliner, Jacob. Plasticity Theory/ Jacob Lubliner.—Berkeley: University of California, 2000.—246p.
- Mischke, Ch. Introducción al Diseño Auxiliado por Computadora/ Ch. Mischke.— Mexico: Hnos Herrero, 1971.—130p.
- Mott R.L. Applied Strength of Materials/ R. L. Mott.—New Jersey: Prentice-Hall, 2ª. Edición, 1990.— 559 p.
- Moya, J. Engranajes cilíndricos de dientes rectos. Tomado De: www.infomecanica.com/engranajes.htm, mayo 2007.
- NC16-19-1981. Errores en las transmisiones por engranajes. Términos, definiciones y símbolos. Vig. Desde 81.— 32 p.
- Piloto, G. Rotura de dientes del piñón de la transmisión izquierda del Equipo 362 MB – 1 de la Planta Cementos Cienfuegos S. A. Informe Técnico./ G. Piloto.— Cienfuegos: Planta de Cemento de Cienfuegos, 21 de Septiembre de 2005.— 11 p.
- Pisarenko, G. S. Manual de Resistencia de Materiales/ G. S. Pisarenko, A. P. Yakovlev , V. K. Matveev.— Moscú: Editorial MIR, 1989.—694p.
- Quiñones Cherta, Aisman. Influencia de los coeficientes de fricción y de corrección en las tensiones en el pie del diente de los engranajes cilíndricos de dientes rectos/

- Aisman Quiñones Cherta; Rafael Goytisoló Espinosa, tutor.—Tesis de Maestría, Ucf (Cf), 1994.—166h.
- Roylance, T.F. Engineering Desing/ T. F. Roylance.—Great Britain: Pergamon Press, 1966.—357p.
 - Shigley, J. E. Diseño en Ingeniería Mecánica/ J. E. Shigley, C. Mischkie.—México: Editorial Mc Graw Hill Interamericana., 2001. —745p.
 - Timoshenko, S. Resistencia de Materiales/ S. Timoshenko.—Moscú: Nauka, 1965.—246p.
 - Velázquez Pérez, José Alberto. Influencia de la Geometría en la Resistencia a la Fractura de los Dientes de los Engranajes Plásticos Cilíndricos de Dientes Rectos/ José Alberto Velázquez Pérez; J.L. Moya, tutor. —Tesis Doctoral, UCLV (VC), 2004. —260h.
 - Wilson, Charles A. Computer Integred Machine Design/ Charles A. Wilson.—New Jersey: Prentice Hall, 1997.—314p.
 - Zienkiewics, O. C. The Finite Element Method: The Basics/ O. C. Zienkiewics, R. L.Taylor.—Oxford: Butterworth-Heinemann, 2000.—135p