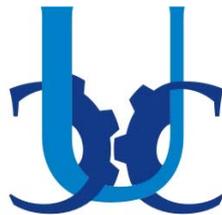




UNIVERSIDAD  
**CIENFUEGOS**

Carlos Rafael Rodríguez

UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS "Carlos Rafael Rodríguez"



**MECÁNICA**

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

# *Trabajo de Diploma*

**Factibilidad técnica-económica del empleo del accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar en condiciones de utilización de cana energética.**

**Autor: Marcell Marrero Alvarez**

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

**CURSO 2005- 2006**

**DECLARACIÓN DE AUTORIDAD.  
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS  
“CARLOS RAFAEL RODRÍGUEZ”**

Hago constar que el presente trabajo de diploma fue realizado en la Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez” como parte de la culminación de los estudios de la especialidad Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la institución para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente y que este no será presentado en evento ni publicado sin la aprobación de la Facultad.

---

Firma del autor

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

---

Información Científico Técnico.

Nombre y Apellidos. Firma.

---

Computación.

Nombre y Apellidos. Firma.

---

Firma de los tutores

---

Sistema de Documentación y Proyecto.

Nombre y Apellidos. Firma.

## **RESUMEN.**

En el presente trabajo se describen todas las alternativas de accionamientos que se pueden emplear, incluyendo el accionamiento desde las mazas inferiores y se concluyen en principio cuáles serían las ventajas particulares más importantes de cada una de estas alternativas. Se realizaron los cálculos de la potencia demandada, ahorro de energía, cargas actuantes, fuerzas internas, tensiones y evaluación de la resistencia a la fatiga de los árboles de los molinos de caña de azúcar con Accionamiento Mecánico e Hidráulico para las diferentes variantes analizadas, aplicando el esquema de análisis propuesto por Arzola<sup>3</sup>, además se describe el procedimiento para el cálculo de la Vida Remanente de los árboles de los molinos de caña de azúcar hidraulizados, con grieta circunferencial que es el tipo de grieta más crítica de los dos tipos de grietas que usualmente se describen en la literatura. En el cálculo se utilizan las posibilidades que brinda la Mecánica de la Fractura en cuanto a la determinación de tamaños críticos de grietas y en la determinación de la razón de propagación de grietas. La razón de crecimiento de Paris es utilizada en el modelo de crecimiento de la grieta. La zona que se analiza está ubicada en la media caña del collarín del lado de las coronas, que es la zona más propensa a la falla por fatiga. Son analizados solamente los árboles superiores, por ser estos los más susceptibles de falla por fatiga de los cinco molinos del CAI “Guillermo Moncada” para las variantes analizadas. Posteriormente se realiza un análisis técnico-económico de las diferentes variantes analizadas en comparación con un molino accionado mecánicamente, considerando un período de zafra igual a 6840 h, dividido en dos etapas fundamentales, una primera de zafra azucarera y una segunda de zafra energética, realizándose el análisis individual para cada variante de costos de inversión y ahorros generados.

## ÍNDICE

Introducción.....	1
Capítulo I Experiencias en el empleo del accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar y el empleo de la caña energética.....	5
1.1 - Experiencia sobre el accionamiento independiente de las mazas de los molinos de caña en la industria azucarera cubana.....	5
1.1.1.- Experiencias en el CAI “Panchito Gómez Toro”.....	5
1.1.2 Experiencias en el CAI “Puerto Rico Libre”.....	9
1.1.3.- Experiencias en el CAI “España Republicana”.....	12
1.1.4.- Experiencias en el accionamiento eléctrico independiente.....	13
1.2.- Experiencia de hidraulización en otros países.....	14
1.3- Ventajas del accionamiento hidráulico sobre el accionamiento mecánico.....	15
1.4- Caracterización de las diferentes alternativas para el accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar.....	18
1.4.1 Alternativas en el accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar.....	18
1.4.2 Accionamiento hidráulico desde la maza superior.....	19
1.4.3 Accionamiento hidráulico independiente de las diferentes mazas.....	20
1.4.4- Accionamiento hidráulico de la cuarta maza.....	21
1.4.5- Accionamiento hidráulico de alguna de las mazas inferiores.....	23
1.4.6 - Accionamiento hidráulico desde alguna de las mazas inferiores.....	24
1.5-Utilización de caña energética como alternativa para generar electricidad fuera de zafra.....	25
Capítulo II Resistencia a la fatiga y vida remanente de los árboles superiores de los molinos de caña.....	33
2.1-Cálculo de la potencia.....	33

2.1.1-Cálculo de la potencia para un molino accionado mecánicamente.....	33
2.1.2-Cálculo de la potencia para un molino accionado por un motor hidráulico acoplado a la maza superior manteniendo las coronas.....	37
2.1.3-Cálculo de la potencia para un molino accionado por un motor hidráulico acoplado a la maza cañera manteniendo las coronas.....	38
2.1.4-Cálculo de la potencia para un molino accionado por un motor hidráulico acoplado a la maza bagacera manteniendo las coronas.....	39
2.1.5-Cálculo de la potencia para un molino accionado por motores hidráulicos acoplados independientemente a cada maza.....	41
2.1.6-Análisis comparativo entre las potencias calculadas para los diferentes casos y la potencia medida experimental para el CAI Guillermo Moncada.....	42
2.2- Cargas sobre el guijo superior.....	45
2.3- Diagramas de fuerzas de cortante, momentos flectores y momentos torsores del guijo de la maza superior para los diferentes casos de accionamiento del guijo.....	45
2.3. 1- Con accionamiento mecánico del guijo de la maza superior.....	45
2.4- Cálculo del factor de seguridad a la fatiga resultante en el guijo de la maza superior de un molino de caña de azúcar para los diferentes casos de accionamiento.....	51
2.4.1.- Con accionamiento mecánico en la maza superior.....	51
2.4.2- Análisis comparativo de los resultados de factores de seguridad a la fatiga para las diferentes variantes.....	53
2.5- Aplicación de la Mecánica de la Fractura para determinar la vida remanente de los árboles superiores de un “tamdem” .hidraulizado.....	55
2.5.1 Modos de carga y desplazamiento del sólido con grietas.....	55
2.5.2- Determinación del estado tensional en la sección bajo estudio.....	57
2.5.3 Determinación de los tamaños de grietas críticos.....	59
2.5.4 Tipos de grietas presentes en los molinos de caña de azúcar.....	60

2.5.5- Construcción del gráfico de resistencia residual.....	60
2.5.6- Determinación del tamaño crítico de la grieta.....	62
2.5.7- Modelo de crecimiento de las grietas.....	64
2.5.7.1 Influencia del concentrador superficial de tensiones.....	64
2.5.7.2- Modelo empleado para el crecimiento de la grieta.....	65
2.5.7.3- Modelo de crecimiento de la grieta circunferencial.....	67
2.5.8 Determinación de la vida remanente de los árboles superiores.....	68
 Capítulo III–Factibilidad técnica-económica del empleo del accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar en condiciones de zafra energética.....70	
3.1 La Economía del Ciclo de Vida como criterio para los análisis de factibilidad técnico-económicos.....	70
3.2.- Enfoque para la realización del Análisis Técnico Económico en el caso de un “tandem” en el que se va a sustituir la vieja tecnología con transmisión mecánica por la nueva con transmisión hidráulica.....	72
3.2.1-Ahorros en el Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas (Variante 2).....	73
3.2.2 Ahorro en el Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza cañera manteniendo las coronas (Variante 3).....	77
3.2.3 Ahorro en el Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza bagacera manteniendo las coronas (Variante 4).....	79
3.2,4 Ahorro en el Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico independiente desde cada maza (Variante 5).....	80
3.2.5- Ahorro en el Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior con dos motores, uno a cada lado, manteniendo las coronas. (Variante 6).....	83
3.2.6 Ahorro en el Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico independiente desde cada maza con dos motores en la maza superior, uno a cada lado. (Variante 7).....	84
3.3 – Análisis comparativo para las diferentes variantes de accionamiento.....	86.

Conclusiones generales.....	88
Recomendaciones .....	90
Referencias bibliográficas.....	91
Bibliografía.....	96

## INTRODUCCIÓN

La industria azucarera cubana en la actualidad realiza cambios importantes buscando la eficiencia, tanto en los equipos mecánicos como en los procesos que se desarrollan en la producción de azúcar, con el objetivo de reducir los costos de fabricación y elevar la rentabilidad de la misma.

Uno de los procesos que presenta menor eficiencia y fiabilidad en la industria azucarera cubana actual es la molienda de la caña. Los molinos son equipos altos consumidores de energía y la transmisión de potencia desde el elemento primario (ya sea máquina de vapor, turbina de vapor o motor eléctrico) hasta las mazas encargadas de moler la caña para la extracción del jugo (guarapo) es extremadamente baja, del orden del 60% o inferior, lo que implica que casi la mitad de la energía se pierde en la transmisión, lo cual eleva considerablemente los costos de fabricación.

El molino de caña es también el equipo de menor fiabilidad de la industria; un volumen considerable de las fallas en servicio y los mayores gastos en reparaciones ocurren en los elementos del molino: engranajes, acoplamientos cuadrados, coronas, chumaceras, raspadores y árboles.

Una de las alternativas más promisorias en el empeño de elevar la eficiencia y la fiabilidad de los molinos es la sustitución del accionamiento mecánico por el accionamiento hidráulico, esto de hecho eleva la eficiencia mecánica general del molino, reduciendo el consumo de energía y eleva la fiabilidad del mismo, ya que se eliminan los reductores de la transmisión, los engranajes abiertos de la misma con sus respectivos cojinetes, los acoplamientos cuadrados, las coronas y todo esto se sustituye por transmisiones hidráulicas volumétricas conectadas en circuito cerrado, una para cada maza (para el caso del accionamiento independiente de las tres mazas del molino) integradas cada una por una bomba de pistones axiales de caudal regulable y un motor hidráulico de pistones radiales de alto torque, también regulable, elementos estos muy confiables, lo que indudablemente eleva sensiblemente la fiabilidad del molino.

Incluso aun cuando se presentan averías de alguno de estos elementos, los mismos se sustituirían por agregados completos de repuesto, lo que reduce sensiblemente el tiempo perdido en zafra. Una de las alternativas más importantes para mejorar el comportamiento de los árboles de los molinos a la fatiga puede ser también la introducción de accionamiento hidráulico ya que esta alternativa reduce las cargas que actúan sobre estos elementos. Sin embargo, la inversión inicial para sustituir el accionamiento mecánico tradicional por el accionamiento hidráulico es elevada y una buena alternativa para reducir el plazo de recuperación de la inversión es a través de la prolongación del período de molienda mediante la adición de un período de zafra adicional, empleando caña energética conocido como “Zafra Energética”.

La utilización de motores hidráulicos, como variante para el accionamiento de los árboles de los molinos de caña de azúcar en el mundo, se produjo por primera vez en Cuba en la zafra 81 – 82 en el CAI “Panchito Gómez Toro”<sup>2,36</sup>, en la provincia de Villa Clara y con posterioridad a esta experiencia se realizaron otras<sup>1,39</sup>, en Cuba y en otros países<sup>4,43,47</sup> y desde entonces hasta el año 2000 más de 135 motores hidráulicos han sido instalados en más de 60 molinos en el mundo<sup>4</sup>. En todos estos trabajos se hace referencia a las grandes ventajas de la hidraulización de los molinos de caña, sin poner énfasis en el ahorro de energía producto de la hidraulización, ni en la influencia de ésta en la fractura por fatiga de los guijos, o sea, en la influencia en la eficiencia y en la fiabilidad del molino.

La problemática planteada es muy actual, teniendo en cuenta que en las demandas de Ciencia y Técnica del MINAZ planteadas en el 2003 se encuentra precisamente la de investigar la hidraulización como una alternativa de accionamiento, además esto es una tendencia en todos los países productores de azúcar de caña. Aún más actual si se valora el empleo de la caña energética como alternativa para alargar el período de zafra, lo cual favorece la recuperación de la inversión.

En la Universidad de Cienfuegos desde el año 1995 se ha venido trabajando en precisar las expresiones para el cálculo de la potencia consumida por el molino de caña, como paso fundamental para relacionar el estado tensional del guijo con las características y parámetros de explotación del “tandem” y del molino en particular<sup>20,35,40</sup>

Se ha desarrollado también el trabajo de perfeccionamiento del esquema de análisis del guijo tomando en cuenta todas las cargas que realmente actúan sobre el mismo, con vistas al cálculo más exacto de las fuerzas internas y las tensiones, como paso previo para la evaluación de la resistencia a la fatiga y el pronóstico de la vida remanente 3,6,20,27,48.

En los estudios realizados acerca del empleo de las transmisiones hidráulicas volumétricas en el accionamiento de los molinos de caña de azúcar, que aparecen reflejadas en la literatura consultada, aunque se menciona que el empleo de estas conduce a un ahorro de energía en el molino, no se precisan cifras acerca de cuanto puede ser este ahorro para las diferentes alternativas de accionamiento hidráulico que se pudiera aplicar, no se hace referencia alguna a qué incidencia tiene el accionamiento hidráulico en la resistencia a la fatiga de los árboles, ni en el período interinspecciones, en el caso de emplear en estos el examen de ultrasonido como vía para la detección de la presencia de posibles grietas de fatiga, y no se reportan valoraciones técnico-económicas acerca de qué variante de accionamiento hidráulico resulta más conveniente emplear desde estos puntos de vista.

Teniendo en cuenta la experiencia acumulada por la Universidad de Cienfuegos”Carlos Rafael Rodríguez” en el análisis de esta problemática al precisar las expresiones para el cálculo de la potencia demandada por un molino en sus diferentes variantes de accionamiento, sobre la base de la consideración correcta del rendimiento mecánico de los elementos, que intervienen en la transmisión de potencia en cada caso, es posible precisar el ahorro de energía que se produce en cada uno de los molinos de un “tandem” y de todo el “tandem” en su conjunto.

Este resultado, unido al empleo de un esquema de análisis mucho más riguroso que permita determinar con la exactitud requerida, las fuerzas internas y las tensiones en los árboles de los molinos en sus diferentes variantes de accionamiento, permitirá precisar la incidencia del accionamiento hidráulico en la resistencia a la fatiga de los árboles y en los períodos interinspecciones ultrasónicas y se podrá evaluar con mayor objetividad qué variante de accionamiento es más adecuada desde el punto de vista técnico económico.

Los objetivos que persigue este trabajo son los siguientes:

### **Objetivos**

- Profundizar en la bibliografía acerca de las posibles variantes de accionamiento hidráulico empleadas en los molinos de caña de azúcar y en lo referente a la prolongación de la etapa de molienda empleando caña energética.
- Evaluar la resistencia a la fatiga de los árboles superiores de los molinos de caña de azúcar y determinar aplicando la Tecnología de la Mecánica de la Fractura, el tamaño crítico de las grietas de fatigas y la vida remanente para cada una de las posibles variantes de accionamiento hidráulico en los molinos de caña de azúcar.
- Evaluar técnica-económicamente las diferentes alternativas de accionamiento hidráulico en condiciones del empleo de la caña energética con relación al accionamiento mecánico.

## CAPÍTULO I: Experiencias en el empleo del accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar y el empleo de la caña energética.

1.1 - Experiencia sobre el accionamiento independiente de las mazas de los molinos de caña en la industria azucarera cubana.

### 1.1.1.- Experiencias en el CAI “Panchito Gómez Toro”.

Existen dos experiencias notables en el uso de sistemas hidráulicos como elemento motriz en los molinos de caña de azúcar, las cuales fueron experimentadas en el CAI “Panchito Gómez Toro”.

La primera experiencia mundial en el empleo de las transmisiones hidrostáticas se llevó a cabo en este CAI, en la zafra 81-82, a raíz de la cual se realizó un trabajo de evaluación sobre el funcionamiento de estos sistemas por el diplomante Ramón Aday Berovides<sup>2,36</sup>, tutorado por el Ing. Félix Pérez Egusquiza, en el cual aparece un análisis de las ventajas y desventajas que nos brinda el primer sistema hidráulico instalado de forma individual en cada maza de los molinos. En esta ocasión no se hizo en condiciones reales de trabajo debido a que no se pudo aplicar presión hidráulica en la maza superior, pero sí dio una idea de cómo debe ser el comportamiento en condiciones reales.

La experiencia consistió en hacer girar mediante motores hidráulicos Haggglunds<sup>22</sup> cada maza a velocidades diferentes, de esta forma se hicieron tres combinaciones:

Tabla 1.1.- Velocidades de cada maza.

Velocidades de cada maza (r.p.m.)		
Cañera	Superior	Bagacera
3	4	4
3.6	3.1	4.4
3.6	4	4

Lograr las diferentes velocidades con este sistema motriz es muy fácil, sólo hay que

poner a girar los motores hidráulicos a la velocidad deseada, pues cada uno está acoplado individualmente.

Para la realización de estos cálculos fue necesario hacer mediciones precisas y simultáneas en lo que respecta a:

- Número de revoluciones de la maza.
- Presión de alta en bar (entrada del motor).
- Presión de baja en bar (salida del motor).
- Potencia consumida por cada motor eléctrico.

Estas mediciones aparecen tabuladas conjuntamente con los resultados de los cálculos en diferentes tablas (Tablas 1.....5)<sup>40</sup>, lo que permitió conocer entre otras cosas: potencia de salida (kW), potencia consumida (kW), eficiencia del sistema incluyendo los reductores planetarios, eficiencia mecánica, eficiencia volumétrica, caudal en litros por minutos de la bomba principal, etc. Además, permitió apreciar que el sistema es más eficiente cuando las velocidades (rpm) se comporten de la siguiente forma.

Superior < cañera < bagacera

Como conclusión de estos resultados se pudo ver que la maza superior, al tener una velocidad menor, tiene tendencia a ser arrastrada por las otras. Además, se aclaró que en condiciones reales, es decir, con presión hidráulica aplicada correctamente, debe aumentar el consumo en el molino y disminuir la eficiencia.

La segunda experiencia en la instalación de motores hidráulicos fue en el desmenizador y primer molino, la cual fue objeto de la investigación llevada a cabo por el Ing. Juan Francisco Abón Rodríguez <sup>1</sup>; esta se realizó en la zafra 84-85 y para la misma se aprovechó la instalación existente de los molinos que tienen para su funcionamiento motores hidráulicos; los molinos son el desmenizador y el primer molino. El fin perseguido en este trabajo fue el de evaluar el comportamiento de dichos molinos, fijando velocidades relativas entre distintas mazas (superior, cañera y bagacera) y analizar su comportamiento en lo que refiere a preparación de la caña, consumo de potencia y extracción.

A continuación se presenta un resumen de las velocidades y presiones óptimas que se deben tener en cuenta para obtener mínima potencia, máxima extracción y máximo incremento del grado de desmenuzamiento.

Tabla 1.2.- Velocidades y presiones óptimas.

Para obtener mínima potencia.		
Parámetros	Molino desmenuzador	Primer molino
Vs	4.040	4.155
Vb	3.850	4.330
Vc	3.450	4.040
P	234	322
Recomendación	$V_s > V_b > V_c$	$V_b > V_s > V_c$

Tabla 1.3.- Velocidades y presiones óptimas.

Para obtener mayor extracción.		
Parámetros	Molino desmenuzador	Primer molino
Vs	4.058	4.240
Vb	4.120	4.231
Vc	4.066	4.197
P	356	470
Recomendación	$V_b > V_c > V_s$	$V_s > V_b > V_c$

Tabla 1.4.- Velocidades y presiones óptimas.

Para obtener mayor incremento del grado de desmenuzamiento.
-------------------------------------------------------------

Parámetros	Molino desmenuzador	Primer molino
Vs	4.17	4.285
Vb	4.00	4.080
Vc	4.168	4.250
P	405	487
Recomendación	$V_s > V_c > V_b$	$V_s > V_c > V_b$

Observaciones acerca de los resultados:

La potencia mínima se logra cuando la presión hidráulica es baja y cuando la velocidad de la maza bagacera es mayor que la de la maza cañera y al mismo tiempo cuando la velocidad de la maza superior es mayor que la de la maza cañera.

El mayor % de extracción del molino desmenuzador se logra cuando se incrementa la presión hidráulica y cuando la velocidad de la maza bagacera es mayor que la cañera y a su vez la de estas dos es mayor que la de la maza superior.

En el molino 1 se logra el mayor % de extracción cuando se incrementa la presión y cuando la velocidad de la maza superior es mayor que la de la bagacera y estas dos son mayores que la cañera.

El mayor incremento del grado de desmenuzamiento que realizan los dos molinos se logra cuando se incrementa la presión hidráulica y cuando la velocidad de la maza superior es mayor que la cañera, y a su vez la maza cañera tiene más velocidad que la bagacera.

De estas posibles combinaciones se puede elegir una combinación de compromiso donde se consideren los tres aspectos y se obtenga un resultado satisfactorio.

### **1.1.2 Experiencias en el CAI “Puerto Rico Libre”.**

Los diplomantes Abel Pulido González e Iván Carbajal Díaz <sup>39</sup> del ISAI “Camilo Cienfuegos” realizaron una investigación acerca de la potencia consumida por los

motores hidráulicos, encargados de transmitir el movimiento al cuarto molino del “tandem”, evaluando presión, velocidad de las mazas, consumo de energía eléctrica y torque, todo en vista a lograr una mayor eficiencia y productividad del azúcar y al mismo tiempo resaltar la importancia de poner en explotación los sistemas motrices hidráulicos instalados en la industria azucarera.

Lo primero que se realizó fue la regulación, tanto de la maza superior e inferior, así como del alimentador, a las revoluciones que se deseaban, después se reguló la presión sobre la maza superior, a continuación se tomaron los valores de corriente en los motores eléctricos con un jucón y simultáneamente se tomaron de los relojes del equipo hidráulico, los valores de presión de trabajo de ambas mazas y del alimentador, así como la presión auxiliar.

Las mazas superiores e inferiores utilizaron reductor planetario Lohmon GPC 225 con relación de transmisión  $i = 238.515$  y motor hidráulico A2F500 del tipo de pistones axiales que posee un desplazamiento de  $0.5 \text{ l/REV}$  y entregan un torque de  $7.95 \text{ Nm/bar}$ .

El alimentador utilizó un reductor planetario (Thyssen 1702-GR-710) con relación  $i=19.28$  e hidromotor de pistones radiales HD-42-D4700 con desplazamiento de  $4.7 \text{ l/REV}$  que entrega un torque de  $75 \text{ Nm/ bar}$ .

**Tabla 1.5.- Datos técnicos en la instalación.**

Cantidad de aceite necesario para que una maza rote a una revolución	
Maza superior	122.94 l/REV
Maza inferior	122.94 l/REV

Alimentador	99.4 l/REV	
Revoluciones del motor para que la maza rote a 4.68 (rpm)		
Maza superior	1 150.77 RPM	
Maza inferior	1 150.77 RPM	
Alimentador	94.99 RPM	
Momento de salida del reductor por un bar de presión		
Maza superior	1 706.57 Nm/bar	
Maza inferior	1 706.57 Nm/bar	
Alimentador	1 388.16 Nm/bar	
Potencia consumida a 4.68 (rpm)		
Maza superior	86.98 kW	
Maza inferior	78.66 kW	
Alimentador	23.13 kW	
Momento torsor a la salida del reductor(presión auxiliar 16 bar)		
Lugar	Presión de trabajo	Momento torsor
Maza superior	120 bar	177 483.3 Nm
Maza inferior	110 bar	160 512.10 Nm
Alimentador	50 bar	47 197.44 Nm
Potencia de los motores eléctricos según la corriente eléctrica		
Lugar	Corriente	Potencia
Maza superior	180 A	99 Kw
Maza inferior	150 A	82.5 Kw
Alimentador	140 A	77 Kw

Momento torsor total consumido por el molino: 385 193.3 Nm

Potencia total consumida por el molino: 188.77 kW

Potencia eléctrica total consumida por el molino: 258.5 kW

Luego se realizó un análisis de la correspondencia del sistema en cada maza y alimentador del molino teniendo en cuenta la potencia consumida y la potencia nominal de los motores eléctricos

Correspondencia del sistema a 4.68 r/min. en la maza superior

$$N_s = \frac{\text{potencia.consumida.por.la.maza superior(kW)}}{\text{potencia.nominal.del.motor.eléctrico(kW)}} \times 100\%$$
$$N_s = \frac{86,98}{99} \times 100\%$$
$$N_s = 87,86\%$$

Correspondencia del sistema a 4.68 r/min. en la maza inferior

$$N_i = \frac{\text{potencia.consumida.por.la.maza.inferior(kW)}}{\text{potencia.nominal.del.motor.eléctrico(kW)}} \times 100\%$$
$$N_i = \frac{78,66}{825} \times 100\%$$
$$N_i = 95,3\%$$

Correspondencia del sistema a 4.68 r/min. en el alimentador

$$N_a = \frac{\text{potencia.consumida.por.el.alimentador(kW)}}{\text{potencia.nominal.del.motor.eléctrico(kW)}} \times 100\%$$
$$N_a = \frac{23,13}{77} \times 100\%$$
$$N_a = 30\%$$

Correspondencia total del sistema a 4.68 r/min.

$$N_t = \frac{\text{potencia.total.consumida.por.el.molino(kW)}}{\text{potencia.total.nominal.de.los.motores.eléctricos.(kW)}} \times 100\%$$
$$N_t = \frac{188,77}{258,5} \times 100\%$$
$$N_t = 73,02\%$$

De lo anterior se pudo observar que el sistema instalado en el alimentador presenta una baja correspondencia ya que el motor eléctrico utilizado estaba sobredimensionado, por lo cual es ilógico usar un motor de tanta potencia para un alimentador que consume tan poca.

### **1.1.3.- Experiencias en el CAI “España Republicana”.**

No obstante a la larga experiencia que nuestra industria azucarera posee en utilización de alimentadores forzados en molinos de caña, nunca antes se había podido lograr conocer realmente el consumo de potencia y el torque de un alimentador, por lo que siempre aparecía adicionada esta potencia al consumo total del molino, por ello, con la utilización de los motores hidráulicos se pudo conocer el consumo de potencia de este elemento del molino de caña, se logró conocer su consumo directamente con distintos regímenes de explotación y se logró variar velocidades y con ello mejorar las posibilidades tecnológicas de la alimentación. Dicho CAI <sup>40</sup> resultó ser el primero en el país en comprobar experimentalmente cuál es realmente el mínimo de revoluciones adecuado para los alimentadores en el proceso de molienda. Esto fue posible variando una serie de parámetros tales como: revoluciones del alimentador y tomando como datos experimentales la presión de trabajo del motor hidráulico y la presión auxiliar. Después de obtenidos todos los datos se calculó el momento torsor y la potencia necesaria desarrollada por los hidromotores para un determinado número de revoluciones.

Las revoluciones se fueron variando desde 4 hasta 7.5 rpm , como puede apreciarse se movió desde un 100% hasta un 175%, pero a partir de un 130% se aclaró que para ningún valor de revoluciones se observó atoramiento del molino ni hubo cambios bruscos en la pol del bagazo; se pudo plantear una caída cada vez mayor del bagazo y un aumento de la potencia desarrollada por los motores hidráulicos, por lo cual se recomendó que las revoluciones más eficientes para alimentadores oscilan entre un 115% y un 125% con respecto a la velocidad de los molinos. Se recomendó analizar más este planteamiento ya que fue determinado manteniendo la presión sobre la maza superior a 3 000 lbs.

Luego se analizaron los alimentadores trabajando en vacío para saber cuál era el comportamiento de los motores en cuanto a la potencia desarrollada con respecto a la fuerza de fricción de los cojinetes; estas pruebas se realizaron variando las revoluciones del alimentador desde 3 hasta 7.5 r/min. Se llegó a la conclusión que el consumo de energía eléctrica y la potencia se mantuvieron constantes, por lo que los cojinetes no ejercían ninguna influencia sobre la potencia de los motores.

#### 1.1.4.- Experiencias en el accionamiento eléctrico independiente.

En el año 1986 el Ing. Edmundo Herrera<sup>24</sup>, de la delegación Provincial del MINAZ en Matanzas, confeccionó un documento refiriéndose a la posibilidad del movimiento eléctrico individual por mazas en los molinos como un futuro predecible. Cuando el ingeniero analizó la posibilidad del acoplamiento de motores eléctricos a reductores planetarios para el movimiento individual de cada maza se mostró muy optimista porque consideraba que de esta forma se podían obtener grandes variaciones de velocidades con los motores eléctricos por cascada subsincrónicos que se estaban usando para esteras de caña e incluso, no descartó la posibilidad de la utilización de sencillos motores jaula de ardilla cerrados, ya que el control de velocidad de estos no era una condicional fundamental de acuerdo a nuestras técnicas de molienda. En cambio, en estudios realizados posteriormente, se comprobó que no era muy factible la implantación de estos sistemas debido a que, para mover cada una de las mazas de un molino típico del país sería necesaria una potencia mayor de 100 (kW). Si nos remitimos a un catálogo de motores eléctricos de la firma JEUMONT-SCHNEIDER, francesa, posibles suministradores, para mostrar a grandes rasgos las dimensiones y el peso de estos motores tipo jaula de ardilla tendríamos.

Tabla 1.6.- Características de los motores.

Tipo de motor	Potencia (Kw.)	Dimensiones en ( mm)			Peso (Kg.)
		Largo	Ancho	Alto	
FNCA 315S6	103	1 273	560	897	982
FNCA 315L8	126	1 388	560	897	1 224
FNCA 315L6	151	1 388	560	897	1 230

Resulta que para mover individualmente cada maza de un molino es necesario que el elemento motriz quede suspendido en la espiga de la maza. Según la relación de motores que citamos anteriormente, vemos que ya acoplados a un reductor planetario superan la tonelada de peso, y que sin dudas el momento flector que generaría la enorme maza colgante ocasionaría irregularidades en el funcionamiento de la transmisión, pues el acoplamiento de la espiga sería poco seguro al igual que la unión entre motor y

planetario, además la libre flotación de la maza superior podría verse afectada por este gran peso.

## **1.2.- Experiencia de hidraulización en otros países**

Según señala Cant <sup>4</sup>, con posterioridad a la primera experiencia mundial en hidraulización de molinos de caña realizada en Cuba donde se emplearon los Motores Hidráulicos “Hagglunds” fabricados en Suecia, se continuaron realizando otras experiencias en diversos países productores de caña de azúcar. En el año 1983 aparecieron en el mercado Motores Hidráulicos “Marathón” de alto torque y baja velocidad. El primero de este tipo fue instalado en Colombia en el año 1986. Desde esa fecha hasta el año 2 000 más de 135 motores de este tipo han sido instalados en más de 60 molinos en el mundo.

Los sistemas son diseñados en circuito cerrado y se emplea una bomba de cebado para compensar las fugas con presión de 10 - 12 bar y una capacidad de 15 – 30 % de la capacidad de la bomba principal.

Según estas experiencias se confirma la alta eficiencia de estos sistemas, su baja inercia y elevada controlabilidad. En ellos se eliminan todos los reductores.

Otra experiencia referida por Shield <sup>43</sup> es la del Central Victoria en Australia, donde se emplearon dos motores Hagglunds MB 2400, de 14 rpm y 2 400 Nm/bar, uno a cada lado de la maza superior, usando la transmisión tradicional entre la maza superior y las mazas cañeras y bagaceras.

La utilización de motores hidráulicos MA-1600 de 25 rpm 1600 N-m/ bar se acoplaron mediante transmisión por engranaje a las mazas, la eficiencia total de los motores fue del 96%, en esta experiencia el incremento de la capacidad de molida fue de 830 T a 1230 T de caña por hora.

En Mulgrave, Gordonvale, Queensland, Australia, en 1996, se instaló un nuevo molino con accionamiento independiente en cada maza. En varios centrales azucareros australianos se aplicaron diversas experiencias de hidraulización<sup>9,10</sup>.

### **1.3- Ventajas del accionamiento hidráulico sobre el accionamiento mecánico.**

De todas las experiencias anteriores<sup>1,2,9,10,35,36,40,47</sup> se pudieran extraer las siguientes conclusiones acerca de las ventajas del accionamiento hidráulico.

1. Se eliminan los voluminosos motores o turbinas y los voluminosos reductores y trenes de engranes, que en volumen resultan mayores que los propios molinos. El área y volumen que ocuparía un “tandem” se reduciría en más de la mitad de los “tandem” actuales, además se elimina el costoso mantenimiento de estos equipos.
2. Se eliminan los tradicionales acoplamientos cuadrados de hierro fundido que cada día más constituyen un renglón creciente en el costo de mantenimiento. Cada año se gastan en el país alrededor de 1 400 de estos acoplamientos con un costo aproximado de 2 800 000 dólares. Además, estos acoplamientos producen en cada zafra un elevado tiempo perdido (0.10 % de zafra), y contribuyen a disminuir la facilidad de libre flotación de las mazas superiores, afectando la eficiencia.
3. En caso del accionamiento independiente de cada maza, se eliminan las tradicionales coronas que con las nuevas exigencias de molida cada día duran menos y producen grandes roturas y grandes costos de lubricantes. Cada año se gasta en el país alrededor de 580 coronas con un costo de 1 600 000 dólares. Se puede considerar que para lubricar las coronas ahora se gastan alrededor de 200 000 gls. de lubricantes por año con un costo de 112 000 dólares. Las coronas producen en cada zafra un tiempo perdido de alrededor de 0.05 %; pero además las reacciones de las coronas en operación, tienden a producir flotaciones irreales con un marcado efecto en la eficiencia. Para lubricar trenes

de engranes se gastan en el país aproximadamente 230 000 gls de lubricantes por año con un costo de 130 000 pesos.

4. Al eliminar las coronas y los acoplamientos de molinos que es un área prácticamente intransitable por el agua y la grasa en todos los “tandems”, esta área se convertirá en un área limpia lo cual facilitará los mantenimientos e inspecciones, además de dar libertad en el diseño. El impulso primario y la bomba hidráulica, pueden ser localizados en el mejor lugar que se juzgue conveniente, por lo que se pueden aprovechar mejor los espacios disponibles. Con la mayoría de las transmisiones hidrostáticas, se tiene la posibilidad de avanzar el molino a pulsos es decir, a muy bajas velocidades e intermitentemente, para realizar calibraciones o dar mantenimiento a los componentes mecánicos que ejecutan el trabajo.
5. Se ha podido comprobar que la eliminación de engranes, acoplamientos y coronas produce una disminución de más de 20% de la potencia requerida en los molinos.
6. Como se demostrará en el presente trabajo, se reducirán las roturas de guijos, que cada día se incrementan más, correspondiendo el 90 % a los superiores de molinos porque a través de ellos se trasmite el 50 % de la potencia del molino. Cada año se cambian por roturas moliendo y después por fisuras en reparaciones unos 200 guijos en el país con un costo de 1 280 000 dólares. El tiempo perdido imputable a roturas de guijos es aproximadamente 0.10 % de zafra.
7. Este tipo de accionamiento extremadamente compacto y simple de instalar, sin problemas de alineamientos y sus consecuencias, permite una fácil estandarización.
8. Teniendo estandarizados estos equipos, la solución de una rotura mayor en ellos debe poder resolverse en cuestión de minutos con un cambio rápido del equipo de repuesto. Ahora la rotura de máquinas, turbinas, motores, reductores de “tandem” es del orden de 0.20 % de zafra. Véase que el tiempo perdido de

acoplamientos, coronas, mazas, máquinas y engranes es del orden de 0.5 % de la zafra, que puede parecer pequeño pero equivale a 112 días de zafra de un central medio en el país.

9. La operación de estos equipos se haría sin los clásicos ayudantes de máquinas, turbinas o engranes.
10. La gran facilidad con que se puede medir y registrar la potencia gastada por cada maza en cada momento, constituiría prácticamente una “radiografía” permanente de lo que está pasando en los molinos y que en estos momentos ni se ve ni se siente.
11. Los motores hidráulicos para los movimientos individuales son de velocidad variable y sin escalonamiento, brindando la posibilidad de ajustar las velocidades de cada maza para lograr la máxima eficiencia, desde una velocidad cero hasta la máxima posible de diseño, a través de un potenciómetro u otra señal procesada, mientras que el impulsor primario (motor eléctrico o turbina de vapor), se mantiene trabajando a una velocidad constante; además, estos motores poseen la capacidad de invertir la rotación en forma rápida y fácil, a través de un interruptor de selección con seguro.
12. Tienen también muy baja inercia de rotación y una manera rápida y precisa de limitar el par de torsión, lo que da como resultado, un daño mínimo si es que lo hay, del mecanismo impulsado (transportador, molino de caña, etc.), ya sea por atascamientos de material o por la presencia de pedazos de hierro, piedras, etc.
13. Capacidad de arranque a plena carga; esto implica que ya sea la mesa de lavado, el transportador o bien el molino de caña, pueden ser arrancados sin necesidad de descargarlos, ahorrando así tiempo de operación.

14. Este tipo de accionamiento puede constituir un elemento ideal para resolver con poco costo y sin complicaciones mayores una necesidad de incrementar la potencia en cualquier instalación existente, ya sea de máquinas, turbinas o motores eléctricos. Supongamos que un equipo esté moviendo uno o varios molinos y se necesite una potencia superior que la del equipo, simplemente se mueve una maza o más maza, con movimiento individual y el resto de la instalación seguiría igual pero con mayor potencia.
15. Da la posibilidad de incrementar la capacidad de molienda en un futuro con pequeñas modificaciones al sistema de la transmisión y en algunos casos, sin modificación alguna. Este elemento es importante tenerlo en cuenta en la selección de los elementos de transmisión hidrostática, las cuales deben tener una capacidad superior para poder asimilar la posible elevación de la capacidad.
16. Las transmisiones hidrostáticas son más eficientes que las transmisiones termomecánicas tradicionalmente utilizadas en la industria azucarera, lo que significa un menor consumo de petróleo para la quema de bagazo en calderas o más bagazo disponible para otros fines como la fabricación de papel, etc.

#### **1.4- Caracterización de las diferentes alternativas para el accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar.**

##### **1.4.1 – Alternativas en el accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar.**

En la literatura consultada donde se reflejan las experiencias sobre el accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar, en la documentación disponible impresa, y en Internet, sobre este particular, se relacionan cuatro alternativas básicas que son:

1. Accionamiento hidráulico desde la maza superior.
2. Accionamiento hidráulico independiente desde las diferentes mazas.
3. Accionamiento hidráulico de la cuarta maza.

4. Accionamiento hidráulico desde alguna de las mazas inferiores.

Estas alternativas serán caracterizadas en sus aspectos esenciales, destacando en particular las ventajas y desventajas específicas de cada variante de accionamiento, independientemente de las ventajas generales descritas anteriormente, la mayoría de las cuales son comunes a todas las alternativas de accionamiento hidráulico. Además de estas alternativas básicas en el presente trabajo se evaluarán otras dos alternativas.

5. Accionamiento desde la maza cañera.

6. Accionamiento desde la maza bagacera.

#### **1.4.2 - Accionamiento hidráulico desde la maza superior.**

El accionamiento hidráulico desde la maza superior es aquella transmisión hidrostática que impulsa a un molino de caña, mediante el uso de uno o dos motores hidráulicos con o sin reductor de velocidad, instalados en uno o ambos extremos del árbol principal de la maza superior. Esta a su vez impulsa a las dos mazas inferiores, mediante las coronas colocadas en las tres mazas.

La decisión de instalar uno o dos motores hidráulicos con o sin reductor de velocidad se toma en base al tamaño del molino, del espacio disponible en ambos lados del tandem de molienda, de las ventajas que se pudieran obtener desde el punto de vista de la resistencia a la fatiga del guijo y en definitiva de los resultados del análisis-técnico económico en general.

#### **Ventajas:**

Se elimina la transmisión hacia el molino mediante el acoplamiento cuadrado, lo que tiene por consecuencia una eficiencia mayor, menor mantenimiento y ahorro de componentes como chumaceras, barra cuadrada y sus coupling, etc.

Este tipo de alternativa es actualmente, quizás, la más popular de todas.

Desventajas:

Con este tipo de arreglo, se necesita seguir utilizando las coronas para la transmisión entre las mazas y esto implica que se pierda eficiencia.

En cuanto a mantenimiento, cada vez que se desee dar mantenimiento a la maza superior o bien al interior del molino y haya que remover a la maza superior, habrá que desensamblar parcialmente la transmisión hidrostática, pues habrá que retirar los motores hidráulicos de dicha maza.

### **1.4.3 - Accionamiento hidráulico independiente de las diferentes mazas.**

Accionamiento hidráulico independiente de las diferentes mazas es aquella transmisión hidrostática que impulsa a un molino de caña, mediante el uso de un motor hidráulico con o sin reductor de velocidad instalado en cada una de las mazas independientemente.

En la maza superior pueden instalarse dos motores hidráulicos, uno a cada lado.

Los motores hidráulicos, van instalados directamente en el eje de cada maza, por lo que se eliminan completamente las coronas entre mazas y se obtiene la mayor eficiencia posible.

Ventajas:

La posibilidad de poder variar la velocidad de cada maza independientemente de las otras dos. Existe la teoría de que la extracción puede incrementarse, cuando las mazas giran a diferentes velocidades.

Dado que en la consola de control, se tienen lecturas de consumo de potencia y par de torsión requerido para cada maza, se puede saber con toda precisión, el comportamiento de todos los componentes mecánicos del molino y con esto prever fallas y programar mantenimientos.

Del mismo modo, al saberse los pares de torsión en cada eje de las mazas, podrá diagnosticarse el estado físico de los mismos y alternarlas para lograr su máximo aprovechamiento. Se elimina por completo la necesidad de cimentación para la transmisión.

Desventajas:

Cada maza del molino necesita de uno o dos motores hidráulicos con o sin reductor,

conectados a un mínimo de una bomba hidráulica por maza a través de tubos y mangueras; todo esto resulta en un alto costo de inversión inicial y de instalación.

Cada ocasión en que se requiera dar mantenimiento al molino, y que las mazas tengan que ser removidas, las mangueras tendrán que ser desconectadas de los motores hidráulicos y estos a su vez removidos de los ejes, afectando en los tiempos de operación y poniendo en riesgo la integridad de la transmisión.

#### **1.4.4- Accionamiento hidráulico de la cuarta maza.**

Durante la última década, se ha consolidado en la industria azucarera, una tendencia muy marcada a instalar una cuarta maza en los molinos de caña, cuya función principal es el de alimentar en forma forzada a las tres mazas principales. Esta tendencia se debe a que se ha logrado comprobar una mejoría en el desempeño general del molino, mediante una inversión relativamente baja.

Sin embargo, esta podría ser una apreciación errónea a mediano y largo plazo, si analizamos con detenimiento lo que sucede en la transmisión del molino.

En primer lugar, la gran mayoría de las transmisiones para molino de caña operando actualmente, lo hacen con una reserva de capacidad muy reducida, esto debido a que con mejoras en el molino, en la transportación de caña entre molinos y algunas otras innovaciones, se ha logrado incrementar la molienda por hora, exigiendo a la transmisión mayor potencia para la cual fue diseñada inicialmente.

Si consideramos que una cuarta maza consume entre un 8 y un 12% de potencia adicional, el instalarla nos puede llevar a trabajar la transmisión del molino con reservas de resistencia próxima a la unidad o inferiores y quedar así en riesgo de una falla súbita.

Finalmente, si se considera que un 70% de las transmisiones para molinos de caña que están operando en la actualidad en Cuba, tienen un promedio de más de 30 años de trabajo y por lo tanto presentan fatiga en algunos de sus componentes; exigirles un 8 a 12% más de potencia, es un aspecto que conviene analizar más de una vez.

Las transmisiones hidrostáticas representan una alternativa compacta y económica para evitar los problemas descritos anteriormente al instalar una cuarta maza al molino, debido a las siguientes razones:

1. Lo compacto de la transmisión hidrostática y su versatilidad en cuanto a la instalación, permite realizar esta mejora al molino, sin tener que realizar modificaciones físicas en planta ni cimentación alguna.
2. Dadas las características técnicas de una transmisión hidrostática, la cuarta maza contará con velocidad variable y límite de par de torsión, características que no se tendrían utilizando la transmisión principal como fuente de accionamiento. Si se modifica un molino con este tipo de transmisión se eliminarían las coronitas.
3. El mantenimiento de esta transmisión será sustancialmente menor al requerido cuando se aprovecha la transmisión mecánica principal con coronitas.

En resumen, las transmisiones hidrostáticas en la cuarta maza nos permiten responder a la modernización de los molinos de caña de tres mazas, con un costo relativamente bajo, con todas las ventajas de la tecnología moderna y sin poner en riesgo a la transmisión actual de los mismos.

#### **1.4.5- Accionamiento hidráulico de alguna de las mazas inferiores.**

Los mismos criterios que conducen a la conclusión de utilizar una transmisión hidrostática, si es que se va a agregar una cuarta maza al molino de caña, son en los que se basa la decisión de utilizar este tipo de transmisiones para incrementar la potencia total instalada del molino y adecuarlo así para una mayor molienda por hora.

La tendencia actual en la industria azucarera es la de incrementar la molienda por hora del tandem y esto se logra aumentando en lo posible la velocidad del molino e incrementando la presión sobre la maza superior del mismo. El aumento de estos parámetros trae como consecuencia lógica un consumo mayor de potencia en el molino y riesgo de averías prematuras de los árboles superiores.

Incrementar la potencia instalada para un molino de caña, realmente no resulta ser tan

fácil como se describe, pues prácticamente tiene que cambiarse todo el tren de transmisión, así como la turbina de vapor o motor eléctrico. Sin embargo, mediante las transmisiones hidrostáticas existe una alternativa relativamente simple.

La transmisión que actualmente se utiliza para impulsar a todo el molino, se mantiene tal cual está instalada, para poder seguir transmitiéndole potencia a la maza superior a través de la barra cuadrada. De las coronas que transmiten de la maza superior a las mazas inferiores se elimina alguna de ellas dejando una de las dos mazas inferiores girando independientemente.

El movimiento de la maza liberada, se realizará entonces mediante una transmisión hidrostática instalada directamente en el árbol de entrada y podrá tener una velocidad variable desde 0 hasta la velocidad máxima de cálculo, según sea la necesidad para obtener la mejor extracción.

En conclusión, si los requerimientos actuales del ingenio, sugieren un incremento de potencia instalada para un molino, la manera más versátil y económica de realizarlo sin tener que hacer grandes modificaciones en planta, es mediante la instalación de transmisiones hidrostáticas en alguna o ambas de las mazas inferiores. Por otra parte además, se deja preparado al molino para en el futuro recibir una transmisión hidrostática en la maza superior, modernizándolo completamente bajo el esquema de transmisión independiente.

#### **1.4.6 - Accionamiento hidráulico desde alguna de las mazas inferiores.**

Accionamiento hidráulico desde alguna de las mazas inferiores es aquella transmisión hidrostática que impulsa a un molino de caña, mediante el uso de un motor hidráulico, con o sin reductor acoplado a una de las mazas inferiores, pero transmitiendo la potencia a las restantes dos mazas mediante las coronas. Estas alternativas no han sido mencionadas en ninguna de las fuentes consultadas.

El motor hidráulico con su reductor o sin él, va acoplado directamente al eje de una de las mazas inferiores, eliminando completamente el tren de engrane que clásicamente se utiliza en la industria azucarera, así como la eliminación de los acoplamientos cuadrados, lo que trae como beneficio un aumento de la eficiencia del mismo. Esta

variante posibilita la instalación del motor hidráulico en una base fija, a diferencia del motor acoplado al árbol superior que necesita una barra de fijación extensible para evitar que el torque reactivo provoque el movimiento de rotación del motor en su conjunto.

Ventajas:

El motor hidráulico empleado es más simple constructivamente, ya que no requiere de la barra de conexión para evitar el giro.

Desventajas:

Es necesario realizar una cimentación para ubicar el motor hidráulico. Se mantienen las coronas, lo cual se traduce en pérdidas de la eficiencia.

### **1.5-Utilización de caña energética como alternativa para generar electricidad fuera de zafra.**

En las fábricas de azúcar donde se quiera instalar tecnologías modernas para cogenerar y donde las zafas son cortas, menores de 150 días, se hace necesario la búsqueda de un combustible económicamente viable para generar después del período de zafra, ya que dado los altos costos de inversión de estas tecnologías, deben explotarse durante todo el año, más de 7000 h, para garantizar la recuperación económica de la inversión.

Cuando se revisan las alternativas de combustibles para fuera de zafra, reportadas por<sup>18,30,33</sup> se hace referencia al bagazo, pero del ahorrado de la zafra azucarera, lo cual está limitado por la disponibilidad del mismo, la paja de caña y los residuos agrícolas de esta planta (RAC), biomasa que según <sup>5</sup> solo podrían almacenarse por un período máximo de 90 días, se consume una cantidad de energía en su recolección equivalente a casi el 50 % de su potencial y su aprovechamiento no debe ser superior al 50 % del

disponible, lo que limita su utilización para períodos largos después de la zafra. En caso de existir baja disponibilidad de biomasa se debe recolectar de varias fábricas para asegurar la generación en una de ellas, no pueden perderse de vista, además, los inconvenientes que para el suelo puede tener el uso total de los RAC, ya que como se sabe influyen en el control de las malas yerbas al romperse la denominada cobertura de paja de los campos; esto implica el uso de mayor cantidad de herbicidas químicos, influye también en la compactación del suelo y dificulta el reciclaje de los nutrientes al mismo. Este tema es tratado por<sup>28,29</sup>, cuando al analizar el impacto sobre la agricultura de la recolección de los RAC, hacen referencia a todo lo anterior e incluyen lo referente a la erosión del suelo, así como una mayor susceptibilidad a plagas de las plantaciones cañeras.

Otras alternativas incluyen el uso de biomasa de Eucalipto u otras plantas herbáceas. Esto estaría limitado por el tiempo necesario para producir la biomasa en estos bosques que generalmente sobrepasa los 4 años, en contraposición con los campos de caña que producen toda la biomasa en períodos entre 12 y 18 meses<sup>30,32</sup>. Por otra parte, la extensión de la zafra azucarera encuentra varias limitaciones para utilizarse como alternativa de producción de combustible, ya que en el período lluvioso estas variedades poseen bajos rendimientos azucareros y para extender la zafra todo el año deben duplicarse prácticamente las áreas cañeras actuales. Por su parte, el uso de combustibles fósiles en plantas de centrales azucareros, además de no existir amplia disponibilidad de los mismos en Cuba, su uso en plantas de centrales azucareros no compite en eficiencia con las termoeléctricas y no ofrece las ventajas ambientales de la biomasa.

Se puede resumir que la instalación de una planta moderna de cogeneración necesita de un combustible alternativo, para generar después de la zafra y asegurar una operación de la planta superior a las 7000 h, que en el caso de Cuba no existen elevadas disponibilidades de combustibles fósiles con estos fines, aunque su uso en este tipo de planta no sería competitivo con las termoeléctricas convencionales, además, no disminuiría el efecto ambiental del uso de estos combustibles con fines energéticos. Por otra parte, la utilización de caña azucarera estaría limitada en este período por los bajos rendimientos agrícolas, mientras que el uso de los RAC sería útil para cubrir una parte del tiempo, pero para todo el período tendría algunas limitaciones, dados por problemas

en el almacenamiento y en los sistemas de recolección, por lo que se requiere buscar una alternativa viable para continuar la generación de electricidad después de la zafra.

Para extender la generación de electricidad en fábricas de azúcar en los trabajos<sup>28,29,30,32</sup> se propone procesar variedades de caña de alto contenido de fibra, llamadas energéticas. Estas variedades se obtienen comúnmente en los centros de producción de variedades y tienen la característica de producir mayor cantidad de biomasa que las variedades azucareras, así como de crecer vigorosas en suelos de mediana y baja fertilidad y producir rendimientos superiores a las 100 t/ha. Las variedades energéticas tienen una composición aproximada de 30 % de jugo y 70 % de bagazo, en contraposición a 30 % de bagazo y 70 % de jugo de las variedades azucareras. La siguiente tabla brinda información de la producción de biomasa de estas variedades y otras plantas.

**Tabla 1.7:** Materia seca ( MS ) por hectárea y por año.

Cultivo	t de MS /ha/a
Caña tradicional	30 a 52
Maíz ( PC )	8,5
Arroz ( PC )	4 a 15
Yuca ( PC )	8 a 32
Eucalipto, ciclo 7 años.	12
Pino	10 a 20
Caña energética	60 a 90

PC: Planta completa. Fuente: ICIDCA 1986

Por lo antes expuesto la propuesta de extensión de la zafra para una fábrica, que tiene una destilería anexa y que realice una inversión en una planta moderna de cogeneración, consiste en lo siguiente.

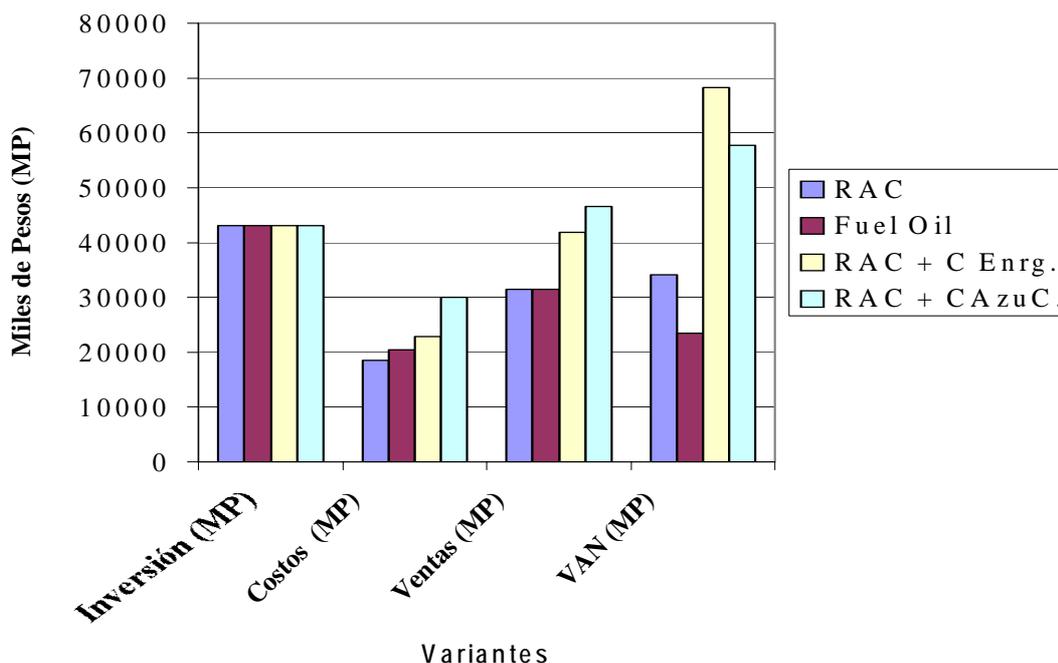
- **Zafra azucarera.** Se desarrollará en el período de tiempo que normalmente se realiza según las condiciones climáticas de cada región o país. En este período se procesará solamente la caña azucarera y se recuperarán los RAC, se produce azúcar, electricidad a partir del bagazo y alcohol de la miel final.
- **Zafra energética (No. 1) en molienda.** Se desarrollará al terminar la zafra azucarera y en la misma se procesará caña energética como materia prima en el tandem de la fábrica, la caña energética aportará bagazo para generar electricidad y jugo, que será utilizado como sustrato en la producción de alcohol.
- **Zafra energética (No. 2) sin molienda.** Se desarrollará al terminar la zafra energética en molienda o en aquellos días en que la operación del tandem, durante la zafra azucarera, deba interrumpirse por problemas ajenos a la fábrica; en este período solo se generará energía eléctrica con biomasa almacenada.

En la Fig.1 se muestran los resultados financieros de una inversión en la fábrica Melanio Hernández, seleccionada para el estudio, si se realiza una inversión de 23 MW de potencia para generar electricidad en una turbina de extracción-condensación, que recibe vapor a 6 MPa y 490 °C y el suministro de combustible después de la zafra se obtiene por diferentes fuentes.

Se analizaron cuatro variantes de combustibles que son: RAC, generar después de zafra con residuos de la cosecha cañera recuperados durante la zafra azucarera. RAC +C Energ., recuperar RAC en la zafra azucarera y procesar caña energética al terminar la zafra. RAC +C Azuc., extender la zafra azucarera a todo el año. Fuel Oil, generar después de zafra con petróleo crudo.

Puede observarse en la Fig. 1, que a pesar de considerarse inversiones iguales, el mayor VAN debe esperarse cuando se usa la variante con caña energética, demostrándose que esta sería la mejor variante para esta fábrica.

**Fig. 1.1 : Comparación del VAN entre variantes de combustible para después de zafra.**



**Tabla 1.8:** Costo de producción estimado, precio de venta y ganancias estimadas para los diferentes productos de la fábrica, cuando se procese caña energética al terminar la zafra.

Producto	Costo produc.	Precio de venta	Ganancias	Producción estimada	Ganancias estimadas. \$/a	%
Azúcar.	228,18 \$/t	279,2 \$/t	51,02 \$/t	87976,6 t/a	4488566,1	48
Alcohol	20,35 \$/Hl	35 \$/Hl	14,65 \$/Hl	297000 Hl/a	4351050	46
MWh	50,69 \$/MWh	54,98	4,29	125125	536786,3	6

		\$/MWh	\$/MWh	MWh/a		
Costo total de producción estimado.				\$/a	32461036,8	
Valor de las ventas totales.				\$/a	41837439,2	
Ganancia total estimada.				\$/a	9376402,4	
Ganancias estimadas por peso invertido.				\$/a	0,29	

Puede observarse que al procesarse caña energética después de la zafra, se logra que en los resultados económicos anuales todos los productos de la fábrica brinden ganancias al balance. La tabla 1.9, ofrece la ficha de costo de cada uno de los productos, en cada período de operación.

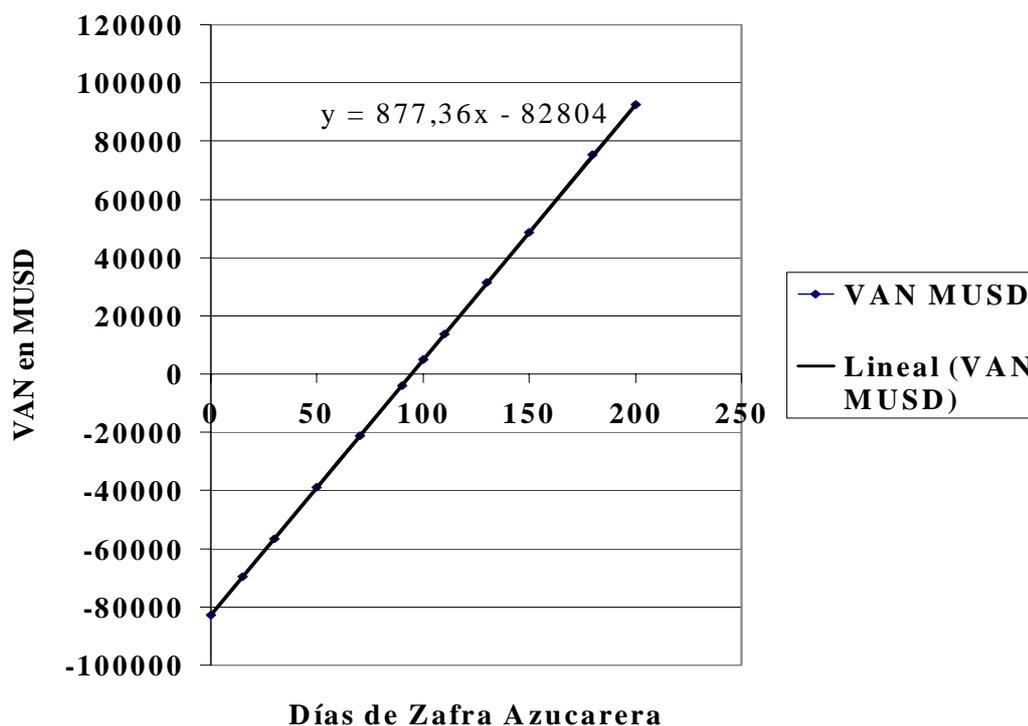
**Tabla 1.9:** Ficha de costo obtenida para cada producto del complejo integrado.

Partida de costo.(M USD anuales)	Azúcar (t)	Alcohol (HI)	Electricidad (MWh)	
Caña azucarera	16062,7	-----	-----	
Caña energética	-----	3115,6	4673,4	
Miel Comprada	-----	2330,9	-----	
Residuos agrícolas (RAC)	817,0	-----	-----	
Agua	33,6	11,2	14,6	
<b>Costos Variables. (CV)</b>	<b>16913,3</b>	<b>5457,7</b>	<b>4688,0</b>	
Salario y seguridad social.	975,0	136,2	119,6	
Gastos de administración.	264,7	13,6	11,9	
Gastos de mantenimiento	256,2	187,3	74,6	
Otros gastos	63,6	13,2	11,3	
Gastos comerciales	73,5	-----	-----	
Depreciación	1528,2	235,3	1437,5	
<b>Costos Fijos. (CF)</b>	<b>3161,2</b>	<b>585,6</b>	<b>1654,9</b>	
<b>Costos Totales. (CT)</b>	<b>20074,5</b>	<b>6043,3</b>	<b>6342,9</b>	
Ventas anuales estimadas.	87976,6 t	297000 HI	125125 MWh	
Costo Unitario. (USD / t, HI o MWh)	228,18 \$ /t	20,35 \$ /HI	50,69 \$ /MWh	
Desglose de los costos según los períodos de operación.				
Zafra Azucarera	Azúcar	Alcohol	Electricidad.	Total
CV	16913,3	1064,4	6,6	17984,3

CF	3161,2	266,2	752,2	4179,6
CT	20074,5	1330,6	758,8	22163,9
Costo Unitario	228,2 \$/t	9,9 \$/Hl	14,74 \$/MWh	
	CV = 0,81		CF = 0,19	
Zafra Energética 1				
CV	-----	1513,2	1612,4	3125,6
CF	-----	110,0	310,9	420,9
CT	-----	1623,2	1923,3	3546,5
Costo Unitario	-----	29,1 \$/Hl	76,0 \$/MWh	
	CV = 0,88		CF = 0,12	
Zafra Energética 2				
CV	-----	2879,9	3068,9	5948,8
CF	-----	209,4	591,7	801,1
CT	-----	3089,3	3660,6	6749,9
Costo Unitario	-----	29,1 \$/Hl	76,0 \$/MWh	
	CV = 0,88		CF = 0,12	

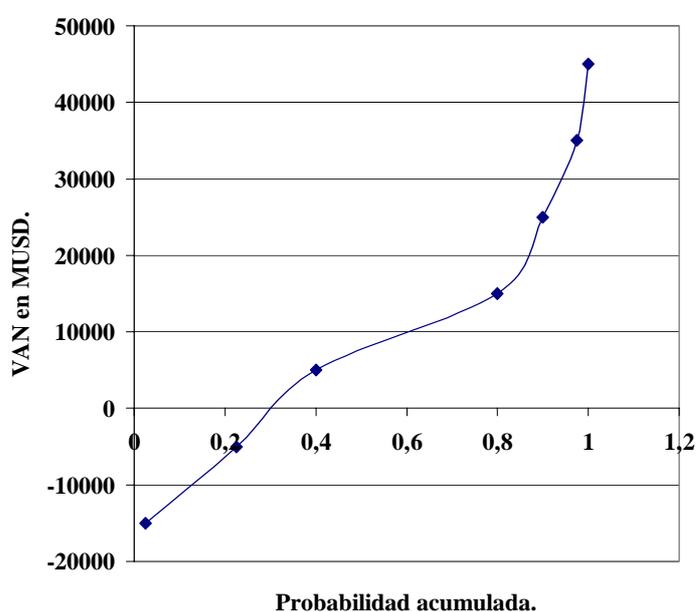
En la Fig. 1.2 se muestra un análisis del VAN de la inversión en dependencia de los días de producción de azúcar de caña, puede observarse que es necesario producir al menos 94,4 días azúcar para lograr que la inversión sea factible, esto indica que una inversión para generar todo el año con caña energética no es factible, ya que las ventas del azúcar juegan un papel muy importante en los resultados financieros del complejo integrado.

**Fig. 1.2: Relación del VAN con los días de zafra azucarera para la planta de Melanio Hernández.**



En la Fig. 1.3 se presenta el perfil del riesgo de la inversión para generar todo el año en Melanio Hernández, procesando caña energética después de la zafra azucarera, obsérvese que existe un 60% de probabilidad de que el VAN de esta inversión sea mayor que 5 millones, lo que indica que los riesgos de la inversión son bajos.

**Fig. 1.3: Perfil de Riesgo del Proyecto.**



Finalmente se realizó una optimización de la operación anual de la fábrica, obteniéndose como resultando que para alcanzar las máximas ganancias, la fábrica debe operar 150 días con caña azucarera, 135 con caña energética y 45 con biomasa almacenada, esta última distribución del tiempo de Zafra será el empleado en el análisis técnico-económico del presente trabajo.

## CAPÍTULO II – Resistencia a la fatiga y vida remanente de los árboles superiores de los molinos de caña.

### 2.1-Cálculo de la potencia.

#### 2.1.1-Cálculo de la potencia para un molino accionado mecánicamente.

Tal como se analiza en el trabajo<sup>3,27</sup> para el cálculo de potencia de un molino accionado mecánicamente, Hugot<sup>25</sup> descompone la potencia demandada en cinco componentes fundamentales que son:

1.- Potencia demandada en la compresión del bagazo.

$$N_1 = 0.3728 \cdot P_{HT} \cdot n_s \cdot D_e \cdot \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} \quad [kW] \quad (2-1)$$

donde:

$P_{HT}$  – Fuerza hidráulica total aplicada al molino (Tf.).

$n_s$  - Velocidad de giro de los rodillos (r/min).

$D_e$  – Diámetro exterior medio de los rodillos (m).

$\tau$  - Carga fibrosa específica (kg/m<sup>2</sup>-m).

$\rho$  - Densidad del bagazo comprimido (kg/m<sup>3</sup>).

F - Fracción de fibra de bagazo en la caña molida.

2.- Potencia demandada por la fricción entre los muñones y los cojinetes de apoyo.

$$N_2 = 0,5219 \cdot f_1 \cdot P_{HT} \cdot n_s \cdot D_e \quad [kW] \quad (2-2)$$

$f_1$  - Coeficiente de fricción entre el acero y el bronce.

3.- Potencia demandada por la fricción entre el bagazo y la cuchilla central.

En el análisis, Hugot supone que la cuchilla central absorbe el 20% de la fuerza hidráulica total aplicada al cilindro superior y da la siguiente expresión:

$$N_3 = 0.0567 \cdot f_2 \cdot P_{HT} \cdot n_s \cdot D_e \quad [kW] \quad (2-3)$$

donde:

$f_2$  – Coeficiente de fricción entre el bagazo y el acero.

4.- Potencia demandada por la fricción de los raspadores y la punta de la cuchilla con los rodillos.

Hugot propone la siguiente expresión unificada para las pérdidas sumarias que por este concepto se producen en el molino.

$$N_4 = 0.7457 \cdot (2 \cdot p + p') \cdot 0.07 \cdot L \cdot n_s \cdot D_e \cdot f_3 \quad [kW] \quad (2-4)$$

donde:

p - Presión por unidad de longitud entre los raspadores y los rodillos (kg/cm).

p' - Presión por unidad de longitud entre los raspadores y los rodillos (kg/cm).

L - Longitud de los rodillos (m).

$f_3$  - Coeficiente de fricción entre el acero y el hierro fundido.

5.- Potencia demandada por el conductor intermedio.

$$N_5 = 1.4168 \cdot L \cdot n_s \cdot D_e \quad [kW] \quad (2-5)$$

donde:

L- Longitud del molino (m).

$n_s$  - Velocidad del molino en (r.p.m.).

Además de estos factores principales existen otros que son difíciles de medir o estimar como son: variedad de la caña (para un mismo porciento de fibra la molienda de variedades diferentes puede conducir a potencias sensiblemente diferentes), estado de las superficies de fricción, calidad y conservación de la lubricación, ajuste de las aberturas entre los rodillos y de la cuchilla, entre otros factores.

La imposibilidad de tomar en cuenta todos estos factores hace difícil tener una gran precisión en el cálculo de la potencia. En la práctica las potencias reales pueden diferir de las calculadas en un 20% y hasta un 25% <sup>25, 37</sup>.

Sumando los cinco términos anteriores y considerando además la potencia transmitida hacia la maza alimentadora se obtiene:

$$N_0 = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 + N_5 + N_{tp}$$

$$N_0 = 0.7457 \cdot n_s \cdot D_e \cdot \left[ PHT \cdot \left( 0.5 \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} + 0.7f_1 + 0.076f_2 \right) + L((2p+p) \cdot 0.07f_3 + 1.9) \right] + N_{cp} \quad (2-6)$$

La potencia total consumida por el molino se calcula sumándole a esta potencia las pérdidas de potencia en la transmisión de la misma. Estas pérdidas ocurren durante la transmisión de potencia desde el elemento motriz hasta el molino a través del tren de engranajes ( $P_{te}$ ), el acoplamiento cuadrado ( $P_{ac}$ ), en la transmisión de la potencia que se consume en las mazas cañera y bagacera, a través de las coronas ( $P_{c.g}$ ) y en la transmisión de la potencia en las coronitas ( $P_{cp}$ ).

$$P_T = P_{te} + P_{ac} + P_{cg} + P_{cp} \quad (2-7)$$

La potencia total demandada por el molino es entonces:

$$N_T = N_0 + P_T \quad (2-8)$$

Una parte de la potencia que llega al acoplamiento cuadrado se transmite hacia los rodillos inferiores a través de las coronas. Según <sup>3,34,42</sup> el 50 % de la misma se consume en el rodillo superior, un 30 % se transmite hacia el rodillo delantero (cañero) y el 20 % restante se transmite hacia el rodillo trasero (bagacero).

Las pérdidas en el tren de engranes se pueden calcular por la expresión:

$$P_{te} = N_T \cdot (1 - \eta_{te}) \quad (2-$$

9)

donde:

$\eta_{te}$  - Rendimiento mecánico del tren de engranes.

Las pérdidas en el acoplamiento cuadrado se pueden calcular en función de la potencia que este transmite  $N_{ac}$  por la siguiente expresión:

$$P_{ac} = N_{ac} \cdot (1 - \eta_{ac}) \quad (2-10)$$

donde:

$\eta_{ac}$  - Rendimiento mecánico del acoplamiento cuadrado.

Para calcular las pérdidas en las coronas hay que tomar en cuenta que ellas solamente transmiten una fracción de la potencia generada por el motor primario debido a las pérdidas de potencia en el tren de engranes y en el acoplamiento cuadrado y que además ellas solo transmiten el 50% de la potencia que llega al árbol superior, (30 % engrane superior-cañera y 20% engrane superior-bagacera), de donde las pérdidas en las coronas serán:

$$P_{cgs} = N_T \cdot \eta_{te} \cdot \eta_{ac} \cdot [\varphi_{MC}(1 - \eta_{cc})]$$

$$P_{cgsb} = N_T \cdot \eta_{te} \cdot \eta_{ac} \cdot [\varphi_{MB}(1 - \eta_{cb})]$$

$$P_{cg} = N_T \cdot \eta_{te} \cdot \eta_{ac} \cdot [\varphi_{MC}(1 - \eta_{cc}) + \varphi_{MB}(1 - \eta_{cb})] \quad (2-$$

11)

donde:

$\varphi_{MC}$  - Fracción de la potencia total que se transmite a la maza cañera.

$\varphi_{MB}$  - Fracción de la potencia total que se transmite a la maza bagacera.

$\varphi_{MA}$  - Fracción de la potencia total que se transmite a la coronita (cuarta maza).

$\eta_{cb}$  - Rendimiento mecánico del engrane superior - bagacera.

$\eta_{cc}$  - Rendimiento mecánico del engrane superior - cañera.

Las pérdidas en las coronitas se calculan en función de la potencia que estas transmiten  $N_{cp}$  y de su rendimiento mecánico  $\eta_{cp}$  por la siguiente expresión:

$$P_{CP} = N_{cp} \cdot (1 - \eta_{cp}) = \varphi_{MA} \cdot w_T \cdot \eta_{te} \cdot \eta_{ac} \cdot (1 - \eta_{cp}) \quad (2-12)$$

donde:

$\eta_{cp}$  - Rendimiento mecánico de las coronitas.

Según la literatura<sup>17, 34</sup> la potencia consumida por la coronita es alrededor de (10-12)% de la potencia total.

La potencia total que demanda el molino quedará entonces expresada como:

$$N_T = \frac{0.7457 \cdot n_s \cdot D_e \cdot \left[ PHT \cdot \left( 0.5 \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} + 0.7 \cdot f_1 + 0.076 \cdot f_2 \right) + L \cdot (0.07 \cdot (2p + p) f_3 + 1.9 \varphi_{ci}) \right]}{\eta_{te} \cdot \eta_{ac} \cdot (1 - (\varphi_{MC} \cdot (1 - \eta_{cc}) + \varphi_{Mb} \cdot (1 - \eta_{cb}) + \varphi_{MA} \cdot (2 - \eta_{cp})))} \quad (2-$$

13)

Donde:

$\varphi_{ci} = \{1$  Si el transportador intermedio toma la potencia del sistema

$\varphi_{ci} = \{0$  Si el transportador intermedio toma la potencia de un motor independiente

### **2.1.2-Cálculo de la potencia para un molino accionado por un motor hidráulico acoplado a la maza superior manteniendo las coronas.**

Para el cálculo de potencia para un molino accionado por un motor hidráulico acoplado a la maza superior manteniendo las coronas se utilizarán las ecuaciones anteriormente planteadas, solamente se modificará la ecuación 2.13 al introducirse las eficiencias del motor hidráulico y de la bomba y eliminarse el acoplamiento cuadrado y todo el tren de engrane, lo cual conlleva a un aumento de la eficiencia.

$$N_T = \frac{0.7457 \cdot n_s \cdot D_e \cdot \left[ PHT \cdot \left( 0.5 \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} + 0.7 \cdot f_1 + 0.076 \cdot f_2 \right) + L \cdot (0.07 \cdot (2p + p) f_3 + 1.9 \varphi_{ci}) \right]}{\eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot (1 - (\varphi_{MC} \cdot (1 - \eta_{cc}) + \varphi_{MB} \cdot (1 - \eta_{cb}) + \varphi_{MA} \cdot (2 - \eta_{cp})))} \quad (2-14)$$

donde:

$\eta_c$  - Rendimiento mecánico del acoplamiento elástico.

$\eta_{sh}$  - Eficiencia total del sistema hidráulico.

Esta expresión se utilizará también para el cálculo de potencia para un molino accionado por dos motores hidráulicos acoplados a la maza superior, uno a cada lado, manteniendo las coronas.

### **2.1.3-Cálculo de la potencia para un molino accionado por un motor hidráulico acoplado a la maza cañera manteniendo las coronas.**

Para el cálculo de la potencia consumida por un molino de caña accionado con un motor hidráulico, acoplado a la maza cañera, se utilizarán las expresiones anteriores modificándose solamente las ecuaciones (de la 2.9 hasta la 2.13).

Las pérdidas de potencia en el sistema hidráulico se calculan por la expresión

$$P_{sh} = N_T \cdot (1 - \eta_{sh}) \quad (2-15)$$

Las pérdidas en el acoplamiento elástico se pueden calcular en función de la potencia que este transmite  $N_c$  por la siguiente expresión:

$$P_c = N_c \cdot (1 - \eta_c) \quad (2-16)$$

Para calcular las pérdidas en las coronas para este caso las ecuaciones se transforman como sigue:

$$P_{eng\ es} = N_t \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot (1 - \varphi_{MC}) \cdot (1 - \eta_{cc})$$

$$P_{eng\ SB} = N_t \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \varphi_{MB} (1 - \eta_{cb})$$

$$P_{cg} = N_T \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot [(1 - \varphi_{MC}) \cdot (1 - \eta_{cc}) + \varphi_{MB} (1 - \eta_{CB})] \quad (2-$$

17)

Las pérdidas en las coronitas se calculan en función de la potencia que estas transmiten  $N_{cp}$  y de su rendimiento mecánico  $\eta_{cp}$  por la siguiente expresión:

$$P_{cp} = \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \eta_{cc} \cdot (1 - \eta_{cp}) \cdot N_t \quad (2-$$

18)

La potencia total que demanda el molino quedará entonces expresada como:

$$N_t = \sum_{i=1}^c N_i + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \eta_{cc} \cdot N_t + N_t \left[ \begin{aligned} &(1 - \eta_{sh}) + \eta_{sh} \cdot (1 - \eta_c) + \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot (1 - \varphi_{MC}) \cdot (1 - \eta_{cc}) + \\ &+ \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \varphi_{MB} (1 - \eta_{cb}) + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \eta_{cc} (1 - \eta_{CP}) \end{aligned} \right]$$

Despejando  $\sum_{i=1}^5 N_i$  y agrupando términos semejantes

$$N_t \left[ 1 - \left\{ \begin{aligned} &(1 - \eta_{sh}) + \eta_{sh} \cdot (1 - \eta_c) + \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot (1 - \varphi_{MC}) \cdot (1 - \eta_{cc}) + \\ &+ \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \varphi_{MB} \cdot (1 - \eta_{cb}) + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \eta_{cc} \cdot (2 - \eta_{cp}) \end{aligned} \right\} \right] = \sum_{i=1}^5 N_i$$

$$N_t = \frac{\sum_{i=1}^5 N_i}{\eta_\tau} \quad ; \quad \eta_t = \eta_{sh} \cdot \eta_c \left[ 1 - \left( (1 - \varphi_{MC})(1 - \eta_{cc}) - \varphi_{MB} (1 - \eta_{cb}) - \varphi_{MA} \cdot \eta_{cc} \cdot (2 - \eta_{cp}) \right) \right]$$

La expresión final para el cálculo de potencia será:

$$N_T = \frac{0.7457 \cdot n_s \cdot D_e \cdot \left[ PHT \cdot \left( 0.5 \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} + 0.7 \cdot f_1 + 0.076 \cdot f_2 \right) + L \cdot (0.07 \cdot (2p + p) f_3 + 1.9 \varphi_{ci}) \right]}{\eta_{sh} \cdot \eta_c \left[ 1 - (1 - \varphi_{MC})(1 - \eta_{cc}) - \varphi_{MB}(1 - \eta_{cb}) - \varphi_{MA} \cdot \eta_{cc} \cdot (2 - \eta_{cp}) \right]} \quad (2-19)$$

#### 2.1.4-Cálculo de la potencia para un molino accionado por un motor hidráulico acoplado a la maza bagacera manteniendo las coronas.

Para el cálculo de la potencia consumida por un molino de caña accionado con un motor hidráulico acoplado a la maza bagacera se utilizarán las expresiones anteriores modificándose solamente las ecuaciones (de la 2.9 hasta la 2.13).

Las pérdidas de potencia en el motor hidráulico y las pérdidas en el acoplamiento se calcularán por las expresiones (2.15 y 2.16).

Para calcular las pérdidas en las coronas se utilizará el procedimiento anterior de donde las pérdidas en la coronas serán:

$$P_{cgcs} = N_T \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot [\varphi_{MC}(1 - \eta_{cc})]$$

$$P_{cgbs} = N_T \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot [\varphi_{MB}(1 - \eta_{cb})]$$

$$P_{cg} = N_T \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot [\varphi_{MC}(1 - \eta_{cc}) + \varphi_{MB}(1 - \eta_{cb})] \quad (2-20)$$

Las pérdidas en las coronitas se calculan en función de la potencia que estas transmiten  $N_{cp}$  y de su rendimiento mecánico  $\eta_{cp}$  por la siguiente expresión:

$$P_{cp} = N_{cp} \cdot (1 - \eta_{cp}) = \varphi_{MA} \cdot N_T \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \eta_{cb} \cdot (1 - \eta_{cp}) \quad (2-21)$$

Según la literatura, la potencia consumida por la coronita es alrededor de (10-12)% de la potencia total.

La potencia total que demanda el molino quedará entonces expresada como:

$$N_t = \sum_{i=1}^5 N_i + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_{cc} \cdot \eta_{cb} \cdot N_t + N_t \left[ \begin{aligned} & \left( (1-\eta_{sh}) + \eta_{sh} (1-\eta_c) \right) + \eta_{sh} \cdot \eta_c (1-\varphi_{MB}) \cdot (1-\eta_{cb}) + \\ & + \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \varphi_{MC} (1-\eta_{cc}) + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \eta_{cb} (1-\eta_{cp}) \end{aligned} \right]$$

Despejando  $\sum_{i=1}^5 N_i$  y agrupando términos semejantes:

$$N_t \left[ 1 - \left\{ \begin{aligned} & \left( (1-\eta_{sh}) + \eta_{sh} (1-\eta_c) + \eta_{sh} \cdot \eta_c (1-\varphi_{MB}) \cdot (1-\eta_{cb}) + \right) \\ & + \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \varphi_{MC} (1-\eta_{cc}) + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot \eta_{cb} \cdot (2-\eta_{cp}) \end{aligned} \right\} \right] = \sum_{i=1}^5 N_i$$

$$N_t = \frac{\sum_{i=1}^5 N_i}{\eta_\tau} ; \quad \eta_t = \eta_{sh} \cdot \eta_c \left[ 1 - \left( (1-\varphi_{MB})(1-\eta_{cb}) - \varphi_{MC}(1-\eta_{cc}) - \varphi_{MA} \cdot \eta_{cb} \cdot (2-\eta_{cp}) \right) \right]$$

La expresión final para el cálculo de potencia será:

$$N_T = \frac{0.7457 \cdot n_s \cdot D_e \cdot \left[ PHT \cdot \left( 0.5 \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} + 0.7 \cdot f_1 + 0.076 \cdot f_2 \right) + L \cdot (0.07 \cdot (2p+p) f_3 + 1.9 \varphi_{ci}) \right]}{\eta_{sh} \cdot \eta_c \left[ 1 - (1-\varphi_{MB})(1-\eta_{cb}) - \varphi_{MC}(1-\eta_{cc}) - \varphi_{MA} \cdot \eta_{cb} \cdot (2-\eta_{cp}) \right]} \quad (2-22)$$

### 2.1.5-Cálculo de la potencia para un molino accionado por motores hidráulicos acoplados independientemente a cada maza.

Para el cálculo de la potencia consumida por un molino de caña accionado con un motor hidráulico acoplado a la maza bagacera se utilizarán las expresiones anteriores modificándose solamente las ecuaciones (de la 2.9 hasta la 2.13).

Las pérdidas de potencia en el motor hidráulico y las pérdidas en el acoplamiento se calcularán por las expresiones (2.15 y 2.16).

Las pérdidas en las coronas son igual a cero, pues al utilizar este caso se eliminan las mismas.

$$P_{cgcs} = 0$$

$$P_{cgs} = 0$$

$$P_{cg} = 0$$

Las pérdidas en las coronitas se calculan en función de la potencia que estas transmiten  $N_{cp}$  y de su rendimiento mecánico  $\eta_{cp}$  por la siguiente expresión:

$$P_{cp} = \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c (1 - \eta_{cp}) N_t \quad (2-$$

23)

La potencia total que demanda el molino quedará entonces expresada como:

$$N_t = \sum_{i=1}^5 n_i + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot N_t + N_t \cdot \left[ (1 - \eta_{sh}) + \eta_{sh} \cdot N_t \cdot (1 - \eta_c) + \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c \cdot (1 - \eta_{cp}) \right]$$

Despejando  $\sum_{i=1}^5 N_i$  y agrupando términos semejantes.

$$N_t \cdot \left[ 1 - (1 - \eta_{sh}) - \eta_{sh} (1 - \eta_c) - \varphi_{MA} \cdot \eta_{sh} \cdot \eta_c (2 - \eta_{cp}) \right] = \sum_{i=1}^5 N_i$$

$$N_t = \frac{\sum_{i=1}^5 N_i}{\eta_\tau} \quad ; \quad \eta_\tau = \eta_{sh} \cdot \eta_c \left[ 1 - \varphi_{MA} (2 - \eta_{cp}) \right]$$

La expresión final para el cálculo de potencia será:

$$N_\tau = \frac{0.7457 \cdot n_s \cdot D_e \cdot \left[ PHT \cdot \left( 0.5 \sqrt{\frac{\tau}{\rho \cdot F}} + 0.7 \cdot f_1 + 0.076 \cdot f_2 \right) + L \cdot (0.07 \cdot (2p + p) f_3 + 1.9 \varphi_{ci}) \right]}{\eta_{sh} \cdot \eta_c \left[ 1 - \varphi_{MA} (2 - \eta_{cp}) \right]} \quad (2-24)$$

Esta expresión se utilizará también para el cálculo de potencia para un molino accionado por motores hidráulicos acoplados independientemente a cada maza, pero con dos motores en la maza superior.

**2.1.6-Análisis comparativo entre las potencias calculadas para los diferentes casos y la potencia medida experimental para el CAI Guillermo Moncada.**

Para el caso del CAI “Guillermo Moncada” se tomaron los datos reales de presiones hidráulicas aplicadas a cada pistón y diámetro del pistón y con esto se calculó la fuerza hidráulica.

Tabla 2.1- Presiones hidráulicas y diámetro de los pistones del CAI “Guillermo Moncada”.

Equipo	Dp (plg)	P <sub>h</sub> (lb/plg <sup>2</sup> )	P <sub>HT</sub> (t)
1er Molino	14	1800	255,382
2do Molino	14	2450	347,603
3er Molino	14	2600	368,885
4to Molino	14	2450	397,26
5to Molino	14	2800	425,636

Tabla 2.2 - Valores de la potencia mecánica demandada por el molino accionado mecánicamente.

Equipo	P <sub>HT</sub> (t)	$\tau$ (kg/m <sup>2</sup> .m)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	F	N <sub>T</sub> (kW)	f <sub>1</sub>	f <sub>2</sub>	f <sub>3</sub>
1er Molino	255.382	14.87	1255.30	0.46	200,28	0,04	0,4	0,2
2do Molino	347.603	14.87	1267.36	0.46	264,42	0,04	0,4	0,2
3er Molino	368.885	14.87	1270.14	0.46	279,18	0,04	0,4	0,2
4to Molino	397.260	14.87	1273.85	0.46	298,82	0,04	0,4	0,2
5to Molino	425.636	14.87	1277.54	0.46	318,43	0,04	0,4	0,2

Tabla 2.3 - Valores de eficiencias utilizadas para los cálculos de potencia y valores de fracción de potencia para cada maza.

$\eta_{te}$	$\eta_{ac}$	$\eta_{cb}$	$\eta_{cc}$	$\eta_{cp}$	$\eta_{mh}$	$\eta_c$	$\phi_{MC}$	$\phi_{MB}$	$\phi_{MA}$
0,69	0,97	0,83	0,83	0,83	0,96	0,99	0,27	0,18	0,1

En la Tabla 2.4 se muestran los valores de la potencia medida experimentalmente y la potencia calculada para un molino accionado mecánicamente. Se puede apreciar que el porcentaje de diferencia mayor aparece en los últimos molinos, sin embargo la diferencia no excede en ningún caso el 2,5 %.

Tabla 2.4 - Porcentaje de diferencia entre la potencia medida y calculada para el caso I.

Equipo	N <sub>t</sub> medida (kW)	N <sub>t</sub> calculada (kW)	Porcentaje de
--------	----------------------------	-------------------------------	---------------

	Caso I	Caso I	diferencia (%)
Molino 1	196,81	200,28	-1,76
Molino 2	259,61	264,42	-1,85
Molino 3	276,66	279,18	-0,91
Molino 4	292,68	298,82	-2,10
Molino 5	324,5	318,43	1,87

En la Tabla 2.5 se muestran los valores de las potencias calculadas para los 5 molinos y la potencia total demandada por el “tandem” en su conjunto para cada una de las casos analizados, y en la Tabla 2.6 se muestra el ahorro de potencia para cada molino en cada una de los casos, el ahorro total en el “tandem” y el porcentaje que este ahorro total representa con relación a la potencia total demandada para cada caso.

Caso I Accionamiento mecánico tradicional.

Caso II Accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas.

Caso III Accionamiento hidráulico desde la maza cañera manteniendo las coronas.

Caso IV Accionamiento hidráulico desde la maza bagacera manteniendo las coronas.

Caso V Accionamiento hidráulico desde las tres mazas independientes.

Caso VI Accionamiento hidráulico desde la superior con dos motores, manteniendo las coronas.

Caso VII Accionamiento hidráulico desde las tres mazas independientes con dos motores en la maza superior.

Tabla 2.5 - Potencia calculada para cada uno de los casos analizados

Equipo	N <sub>t</sub> (kW) Caso I	N <sub>t</sub> (kW) Caso II	N <sub>t</sub> (kW) Caso III	N <sub>t</sub> (kW) Caso IV	N <sub>t</sub> (kW) Caso V	N <sub>t</sub> (kW) Caso VI	N <sub>t</sub> (kW) Caso VII
Molino 1	200,28	158,53	170,89	178,17	144,80	158,53	144,80
Molino 2	264,42	209,30	225,62	235,24	191,17	209,30	191,17
Molino 3	279,18	220,98	238,20	248,36	201,84	220,98	201,84
Molino 4	298,82	236,53	254,96	265,84	216,04	236,53	216,04
Molino 5	318,43	252,05	271,70	283,28	230,22	252,05	230,22
Potencia total demandada por el “tandem”	1361,14	1077,40	1161,37	1210,9	984,06	1077,40	984,06

Tabla 2.6 - Ahorro de potencia de cada variante comparada con la potencia medida experimentalmente para el CAI Guillermo Moncada

	Nt medida	Ahorro de potencia con respecto a la Nt Medida experimentalmente (kw)					
		Caso II	Caso III	Caso IV	Caso V	Caso VI	Caso VII
Molino 1	<b>196,81</b>	55,77	25,92	18,64	52,01	55,77	52,01
Molino 2	<b>259,61</b>	73,39	33,99	24,37	68,44	73,39	68,44
Molino 3	<b>276,66</b>	80,05	38,46	28,30	74,82	80,05	74,82
Molino 4	<b>292,68</b>	82,24	37,72	26,84	76,64	82,24	76,64
Molino 5	<b>324,50</b>	100,25	52,80	41,22	94,28	100,25	94,28
Promedio de ahorro de potencia por molino (kW)		<b>78,34</b>	<b>37,78</b>	<b>27,87</b>	<b>73,24</b>	<b>78,34</b>	<b>73,24</b>
Ahorro total del “tandem” (kW)		<b>276,4</b>	<b>188,89</b>	<b>139,37</b>	<b>366,20</b>	<b>276,4</b>	<b>366,20</b>
% con relación al total demandado		<b>20,21</b>	<b>13,99</b>	<b>10,32</b>	<b>27,12</b>	<b>20,21</b>	<b>27,12</b>

## 2.2- Cargas sobre el guijo superior.

Las cargas que actúan sobre el guijo de un molino de caña son:

Los pesos propios de las partes del guijo y de los elementos colocados sobre él, y las cargas que surgen durante el funcionamiento.

## 2.3- Diagramas de fuerzas de cortante, momentos flectores y momentos torsores del guijo de la maza superior para los diferentes casos de accionamiento del guijo.

### 2.3.1- Con accionamiento mecánico del guijo de la maza superior.

Para hacer los diagramas de fuerzas de cortante y momentos flectores en el guijo, además de los pesos propios del árbol y los elementos acoplados, así como las fuerzas que actúan sobre el mismo producto de la coronita, la corona cañera y bagacera, tenemos que determinar la reacción del bagazo sobre la maza del molino considerándolo como una viga sobre fundación elástica<sup>38</sup>.

Esta se halla según <sup>3</sup> por la siguiente expresión:

$$q_{r(z)} = -\alpha \cdot y_{(z)}$$

donde:

$q_{r(z)}$  – Intensidad de la reacción del bagazo (kN/m).

$\alpha$ - Coeficiente de rigidez de la fundación (Mpa).

$y_{(z)}$ - Flecha del árbol (mm).

El Coeficiente de rigidez de la fundación según<sup>3</sup>, se halla experimentalmente y puede ser calculado por la expresión que aparece en dicha tesis.

La expresión es:

$$\alpha = \frac{5.88 \cdot 10^{-7} \cdot (84.63 - 0.4318 \cdot W + 0.0062 \cdot W^2 + 4.354 \cdot M)}{C_{eq}^{-7}}$$

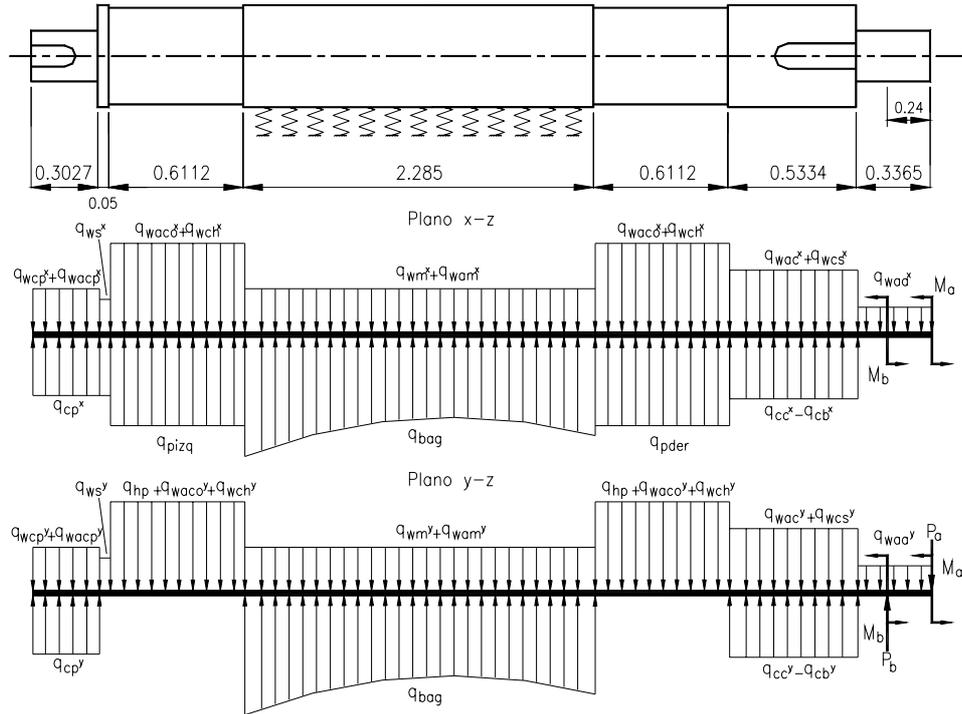
donde:

W- Por ciento de humedad en el bagazo que entra en el molino (%).

M- Posición del molino en la batería (1,2.....5).

$C_{eq}^{-7}$  - Relación de compresión del bagazo en el molino.

El esquema de análisis para el rodillo superior se toma<sup>3</sup>.



**Fig.2.1- Esquema de análisis del guijo superior.**

Las fuerzas internas del árbol se pueden hallar por el método de las secciones, hasta el extremo izquierdo y hasta el extremo derecho del árbol. En la zona de la maza sin embargo, debido a la variación de la reacción del bagazo que no es uniforme, tenemos que utilizar el método de los parámetros del origen para la solución del caso general de carga de una viga finita sobre fundación elástica<sup>38</sup>.

Le llamamos  $Q_1$  y  $Q_2$  a las fuerzas de cortante en el extremo izquierdo y derecho de la zona donde está la masa y  $M_1$  y  $M_2$  a los momentos flectores en el extremo izquierdo y derecho de la zona donde está la masa.

Los valores pueden ser hallados según<sup>3</sup>. Por las siguientes expresiones:

$$Q_1 = (q_{cp}^y - q_{wcp}^y - q_{wacp}^y) \cdot L_1 - q_{ws}^y \cdot L_2 - (q_{whp} + q_{waco}^y + q_{wch}^y) \cdot L_3$$

$$Q_2 = (q_{whp} - q_{waco}^y - q_{wch}^y) \cdot L_5 + (q_{wac}^y + q_{wcs}^y - q_{cc}^y + q_{cb}^y) \cdot L_6 + q_{waa}^y \cdot L_7 - P_a + P_b$$

$$M_1 = (q_{cp}^y - q_{wcp}^y - q_{wacp}^y) \cdot L_1 \cdot (0.5L_1 + L_2 + L_3) - q_{ws}^y \cdot L_2 \cdot (0.5L_2 + L_3)$$

$$\begin{aligned}
& - (q_{whp} + q_{waco}^y + q_{wch}^y) \cdot 0.5 \cdot L_3^2 \\
M_2 = & (q_{whp} - q_{waco}^y - q_{wch}^y) \cdot 0.5 L_5^2 - (q_{wac}^y + q_{wcs}^y - q_{cc}^y + q_{cb}^y) \cdot L_6 \cdot (0.5 L_6 + L_5) \\
& - q_{waa}^y \cdot L_7 \cdot (0.5 L_7 + L_6 + L_6) - P_a \cdot (L_5 + L_6 + L_7) + P_b \cdot (L_5 + L_6 + L_7 - L_1) - \mu c \cdot \\
& (P_a + P_b) \cdot (0.5 L_3)
\end{aligned}$$

Para la zona de la maza la ecuación diferencial de la viga es:

$$Y_{(z)}^{IV} + 4 \cdot \beta^4 \cdot y_{(z)} = 0$$

donde:

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{\alpha}{4 \cdot S}} \quad \text{y} \quad S = I_s \cdot E_s + I_e \cdot E_e$$

S- Rigidez sumaria del sistema árbol – masa (kN-m<sup>2</sup>).

I<sub>s</sub>, I<sub>e</sub>- Momentos de inercia de la sección transversal del árbol y la masa respectivamente (m<sup>4</sup>).

E<sub>s</sub>, E<sub>e</sub>-Módulos de elasticidad para el material del árbol y de la masa respectivamente (kN/m<sup>2</sup>).

La variable independiente z puede ser sustituida por una variable adimensional.

$$\xi = \beta \cdot Z$$

De modo que pueden ser calculados dos parámetros en el origen, los mismos toman los siguientes valores:

$$\theta_o = \frac{\beta^2}{\alpha \cdot (J_{o3}^2 - J_{o2} \cdot J_{o4})} \cdot \left[ Q_1 \cdot (J_{o2}^2 - J_{o1} \cdot J_{o3}) + Q_2 \cdot J_{o3} + M_{f1} \cdot \beta \cdot (J_{o1} \cdot J_{o2} + 4 \cdot J_{o3} \cdot J_{o4}) - M_{f2} \cdot \beta \cdot J_{o2} \right]$$

$$y_o = \frac{\beta^2}{\alpha \cdot J_{o3}} \cdot \left[ M_{f2} - M_{f1} \cdot J_{o1} - \frac{Q_1 \cdot J_{o2}}{\beta} - \frac{\theta_o \cdot \alpha \cdot J_{o4}}{\beta^3} - \frac{q_f \cdot J_{o3}}{\beta^2} \right]$$

$$J_{o1} = \text{Cosh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot L_4)$$

$$J_{o2} = \frac{1}{2} \cdot (\text{Cosh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot L_4) + \text{Sinh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot L_4))$$

$$J_{o3} = \frac{1}{2} \cdot \text{Sinh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot L_4)$$

$$J_{o4} = \frac{1}{4} \cdot (\text{Cosh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot L_4) - \text{Sinh}(\beta \cdot L_4) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot L_4))$$

donde:

$y_o$  – Flecha del árbol en el extremo izquierdo de la maza (m).

$\theta_o$  – Pendiente del árbol en el extremo izquierdo de la maza (rad.).

$J_{01}, J_{02}, J_{03}, J_{04}$  – Funciones de Krislov evaluadas en el origen.

Finalmente la deflexión, pendiente, fuerza de cortante y momento flector del árbol en el plano yz están dados por las siguientes expresiones:

$$y_{(z)} = y_o \cdot J_{1(z)} + \frac{\theta_o \cdot J_{2(z)}}{\beta} - \frac{1}{S} \cdot \left[ \frac{M_{r1} \cdot J_{3(z)}}{\beta^2} + \frac{Q_1 \cdot J_{4(z)}}{\beta^3} + \frac{q_t \cdot J_{1(z)}}{4 \cdot \beta^4} \right]$$

$$\theta_{(z)} = \theta_o \cdot J_{1(z)} - \frac{1}{S} \cdot \left[ \frac{M_{r1} \cdot J_{2(z)}}{\beta} + \frac{Q_1 \cdot J_{3(z)}}{\beta^2} + 4 \cdot S \cdot \beta \cdot y_o \cdot J_{4(z)} - \frac{q_t \cdot J_{4(z)}}{\beta^3} \right]$$

$$Q_{(z)} = Q_1 \cdot J_{1(z)} + \frac{y_o \cdot \alpha \cdot J_{2(z)}}{\beta} + \frac{\theta_o \cdot \alpha \cdot J_{3(z)}}{\beta^2} - 4 \cdot M_{r1} \cdot \beta \cdot J_{4(z)} + \frac{q_t \cdot J_{2(z)}}{\beta} \cdot 7$$

$$M_{(z)} = M_{r1} \cdot J_{1(z)} + \frac{Q_1 \cdot J_{2(z)}}{\beta} + \frac{y_o \cdot \alpha \cdot J_{3(z)}}{\beta^2} + \frac{\theta_o \cdot \alpha \cdot J_{4(z)}}{\beta^3} + \frac{q_t \cdot J_{3(z)}}{\beta^2}$$

Siendo:

$$J_{1(z)} = \text{Cosh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot z)$$

$$J_{2(z)} = \frac{1}{2} \cdot (\text{Cosh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot z) + \text{Sinh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot z))$$

$$J_{3(z)} = \frac{1}{2} \cdot \text{Sinh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot z)$$

$$J_{4(z)} = \frac{1}{4} \cdot (\text{Cosh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Sin}(\beta \cdot z) - \text{Sinh}(\beta \cdot z) \cdot \text{Cos}(\beta \cdot z))$$

La reacción del colchón de bagazo puede obtenerse mediante la ecuación de la fuerza de cortante, como sigue:

$$q_{R(z)} = \frac{dQ(z)}{dz} - q_t^y = (q_t + \alpha \cdot y_o) \cdot \cos(\beta \cdot z) \cdot \cosh(\beta \cdot z) + \left( \frac{\alpha \cdot \theta_o}{2 \cdot \beta} - \beta \cdot Q_1 \right) \cdot \sin(\beta \cdot z) \cdot \cosh(\beta \cdot z) +$$

$$+ \left( \frac{\alpha \cdot \theta_o}{2 \cdot \beta} + \beta \cdot Q_1 \right) \cdot \cos(\beta \cdot z) \cdot \sinh(\beta \cdot z) - 2 \cdot \beta^2 \cdot M_{r1} \cdot \sin(\beta \cdot z) \cdot \sinh(\beta \cdot z) - q_t^y$$

Posteriormente se construyen los gráficos de fuerzas internas para los planos  $y - z$  y  $x - z$  para las fuerzas que actúan en el guijo de la masa superior (Fig.2.2). En el plano  $x - z$  se tienen como incógnitas las reacciones normales sobre la virgen, las cuales se obtienen de las ecuaciones de equilibrio correspondientes de ese plano.

Las expresiones de cálculo de los momentos torsores que actúan en el árbol superior del molino se obtienen según <sup>3</sup>.

$$T_a = \frac{9,55 \cdot N_t}{n_s}$$

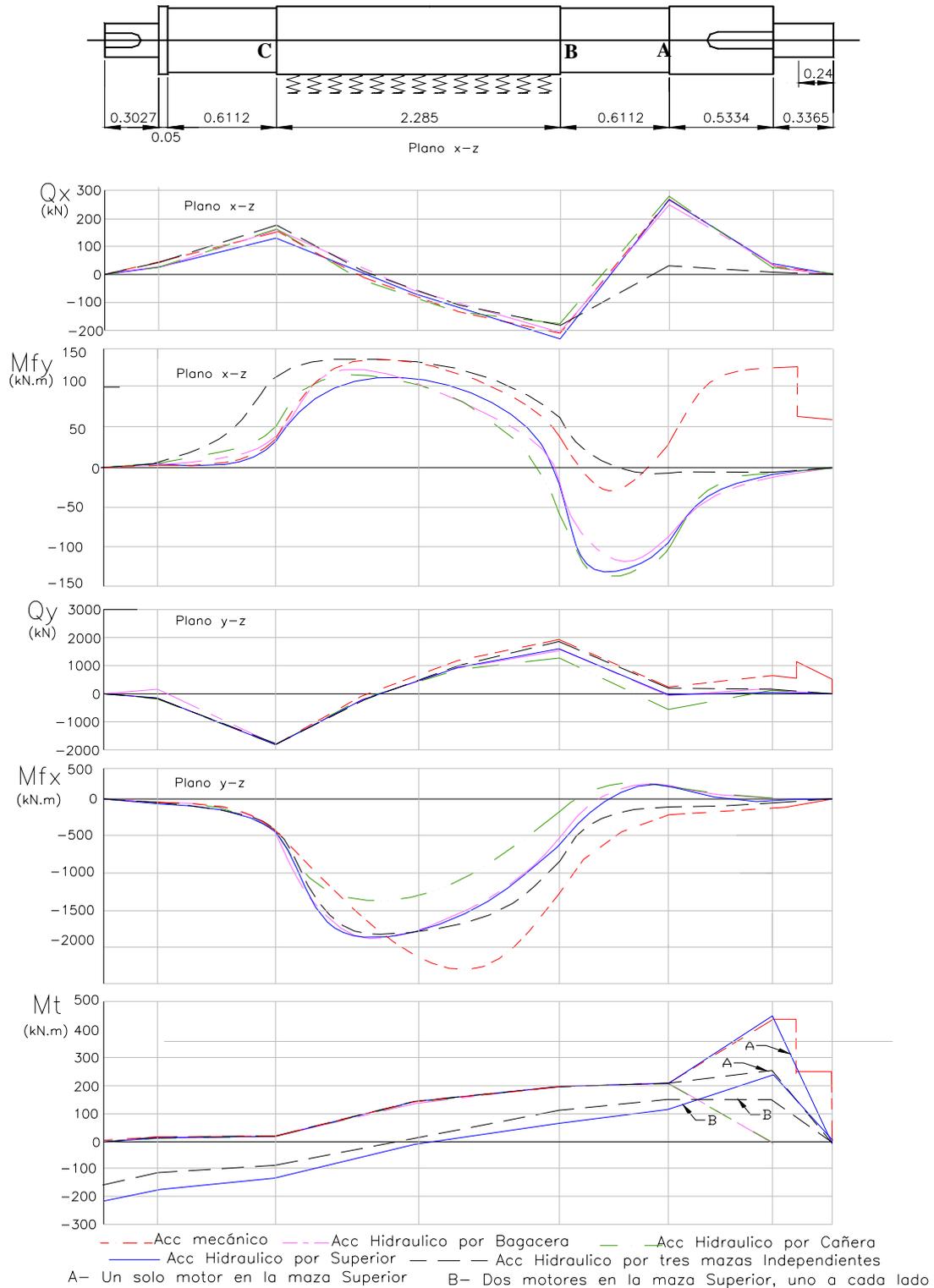
Entre estos puntos la ley de variación del momento torsor puede suponerse lineal, excepto para la zona de la maza, donde la misma puede ser hallada como:

$$T(z) = T_b + \mu_{m\_bag} \cdot \frac{D_e}{2} \cdot \int_0^z q_R(z) \cdot dz$$

El coeficiente de fricción equivalente acero-bagazo se determina como:

$$\mu_{m\_bag} = \frac{2 \cdot (T_c - T_b)}{L_a \cdot \int_0^z q_R(z) \cdot dz}$$

En la Fig. 2.2 se muestran los diagramas de momentos flectores, momentos torsores y cortantes para las 7 variantes analizadas.



**Fig.2.2- Diagrama de fuerza cortante, momento flector y momento torsor para el árbol superior.**

## 2.4- Cálculo del factor de seguridad a la fatiga resultante en el guijo de la maza superior de un molino de caña de azúcar para los diferentes casos de accionamiento.

### 2.4.1.- Con accionamiento mecánico en la maza superior.

El cálculo del estado tensional del guijo se realizará para la sección donde ocurre más frecuentemente la falla en estos árboles según la experiencia de la Industria Azucarera cubana y mundial<sup>3,7,11,12,13,15,16,19,23,26,41</sup>. Esta sección es la de cambio de diámetro entre el diámetro del muñón de apoyo y la zona de colocación de la maza del lado del acoplamiento cuadrado que coincide con la sección de cortante máximo en el guijo (Fig.2.2) la cual llamaremos sección B,

#### *Para la sección B:*

El momento flector resultante:

$$M_{fR} = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fx}^2}$$

La tensión normal máxima en esta sección se puede calcular como:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{fR}}{W_x}$$

Para una sección circular maciza:

$$W_x = 0.1d^3 \quad \text{Para } d = 48.26 \text{ cm se obtiene:}$$

Tanto las tensiones normales como las tangenciales en las diferentes secciones del guijo varían cíclicamente. El ciclo de las tensiones normales de flexión es simétrico ( $r = -1$ ) y el factor de seguridad a la fatiga se determina por la expresión clásica<sup>14</sup>:

$$n_{\sigma} = \frac{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_k \cdot \sigma_{-1}}{k_{\sigma} \cdot \sigma_a}$$

**Desde el punto de vista de las tensiones tangenciales, se superponen las tensiones tangenciales de la flexión ( $\tau_Q$ ) con las de la torsión ( $\tau_{Mt}$ ).**

**El ciclo de tensiones variables desde el punto de vista de las tensiones tangenciales será tal que la  $\tau_{\max}$  se producirá cuando se suman las tensiones  $\tau_Q$  y  $\tau_{Mt}$ , o sea:**

$$\tau_{\max} = \tau_Q + \tau_{Mt}$$

y la tensión mínima cuando se restan.

$$\tau_{\min} = \tau_{Mt} - \tau_Q$$

La razón de asimetría del ciclo será:

$$r = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}$$

En este caso la razón de asimetría del ciclo es negativa, estamos trabajando en la zona I del diagrama de límites de fatiga, y la expresión de cálculo es:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau} \cdot \tau_a}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta_K} + \psi_{\tau} \tau_m}$$

El factor de seguridad a la fatiga resultante se determina como:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = 0,4697$$

Este resultado parece alarmante, sin embargo ya en el año 1983 la Doctora Gilda Fernández Levy<sup>13</sup> llamó la atención acerca de este particular al evaluar el factor de seguridad a la fatiga de 10 guijos de mazas superiores de distintos CAI de la Provincia de Villa Clara, que habían fallado por fatiga, demostrando que en todos los casos sin excepción el factor de seguridad estaba por debajo de la unidad, lo que explica lo frecuente de la falla por fatiga en guijos de mazas superiores. El hecho de que el factor de seguridad sea inferior a la unidad simplemente nos quiere decir que la fatiga es inevitable y que la vida del guijo será muy reducida, tal como se confirma como resultado de la Aplicación de la Mecánica de la Fractura en el trabajo<sup>3</sup>.

**2.4.2- Análisis comparativo de los resultados de factores de seguridad a la fatiga para las diferentes variantes.**

En las Tablas 2.7, 2.8 y 2.9 se resumen los resultados para las tres secciones analizadas.

Tabla 2.7 Valores de fuerzas internas, tensiones y factores de seguridad en la sección A

	Caso I	Caso II	Caso III	Caso IV	Caso V	Caso VI	Caso VII
Mfx (kN cm)	-28201	4909	18911	5576	-1938	4909	-1938
Mfy (kN cm)	3101	-9702	-10108	-8949	-327	-9702	-327
MfR (kN cm)	28370,9 8	10873,2 3	21442,8 9	10544,0 2	1965,3 9	10873,2 3	1965,39
$\sigma_{ma} = \sigma_a$	2,524	0,967	1,908	0,938	0,175	0,967	0,175
Mt (kN cm)	21256	21255	21010	21513	21261	10627,5	10630,5
Qx (kN)	253,58	252,26	266,33	231,29	-8,56	252,26	-8,56
Qy (kN)	256,8	8,86	-423,45	-11,72	220	8,86	220
QR (kN)	360,90	252,42	500,24	231,59	220,17	252,42	220,17
$\tau_Q$ (kN/cm <sup>2</sup> )	0,2631	0,1840	0,3646	0,1688	0,1605	0,1840	0,1605
$\tau_{mt}$ (kN/cm <sup>2</sup> )	0,9456	0,9455	0,9346	0,9570	0,9458	0,4728	0,4729
$\tau_{max}$ (kN/cm <sup>2</sup> )	1,2086	1,1295	1,2992	1,1258	1,1063	0,6567	0,6334
$\tau_{min}$ (kN/cm <sup>2</sup> )	0,6825	0,7615	0,5700	0,7882	0,7853	0,2888	0,3124
Razón de asimetría	0,5647	0,6742	0,4387	0,7001	0,7099	0,4397	0,4932
$\tau_a$ (kN/cm <sup>2</sup> )	0,2631	0,1840	0,3646	0,1688	0,1605	0,1840	0,1605
$\tau_m$ (kN/cm <sup>2</sup> )	0,9456	0,9455	0,9346	0,9570	0,9458	0,4728	0,4729
$\eta\sigma$	2,1299	5,5573	2,8180	5,7308	30,745 0	5,5573	30,7450
$\eta\tau$	12,4864	17,2543	9,2220	18,5921	19,462 8	18,2737	20,7702
$\eta$	2,0995	5,2897	2,6950	5,4766	16,444 7	5,3169	17,2108

Tabla 2.8 Valores de fuerzas internas, tensiones y factores de seguridad en la sección B.

	Caso I	Caso II	Caso III	Caso IV	Caso V	Caso VI	Caso VII
Mfx (kN cm)	-126388	-52817	-12797	-50911	-72391	-52817	-72391
Mfy (kN cm)	4169	-2522	-5729	-21892	6210	-2522	6210
MfR (kN cm)	126456,7 4	52877,1 8	14020,8 6	55418,3 1	72656,8 7	52877,1 8	72656,8 7
$\sigma_{ma} = \sigma_a$	11,251	4,704	1,247	4,931	6,464	4,704	6,464
Mt (kN cm)	19350	19572	19542	19831	19521	9786	9760,5
Qx (kN)	-204	-222,52	-195	-218	-177	-222,52	-177
Qy (kN)	1875	1691	1319	1673	1873	1691	1873
QR (kN)	1886,06	1705,58	1333,34	1687,14	1881,34	1705,58	1881,34
$\tau_Q$ (kN/cm <sup>2</sup> )	1,3748	1,2432	0,9719	1,2298	1,3713	1,2432	1,3713
$\tau_{mt}$ (kN/cm <sup>2</sup> )	0,8608	0,8706	0,8693	0,8822	0,8684	0,4353	0,4342
$\tau_{max}$ (kN/cm <sup>2</sup> )	2,2355	2,1139	1,8412	2,1119	2,2397	1,6785	1,8055
$\tau_{min}$ (kN/cm <sup>2</sup> )	-0,5140	-0,3726	-0,1026	-0,3476	-0,5029	-0,8079	-0,9371
Razón de asimetría	-0,2299	-0,1762	-0,0557	-0,1646	-0,2246	-0,4813	-0,5190
$\tau_a$ (kN/cm <sup>2</sup> )	1,3748	1,2432	0,9719	1,2298	1,3713	1,2432	1,3713
$\tau_m$ (kN/cm <sup>2</sup> )	0,8608	0,8706	0,8693	0,8822	0,8684	0,4353	0,4342
$\eta\sigma$	0,4778	1,1428	4,3097	1,0904	0,8317	1,1428	0,8317
$\eta\tau$	2,5600	2,8258	3,5980	2,8556	2,5660	2,8498	2,5857
$\eta$	0,4697	1,0594	2,7620	1,0186	0,7911	1,0607	0,7917

Tabla 2.9 Valores de fuerzas internas, tensiones y factores de seguridad en la sección C.

	Caso I	Caso II	Caso III	Caso IV	Caso V	Caso VI	Caso VII
Mfx (kN cm)	-49383	-49383	-49461	-49411	-49436	-49383	-49436
Mfy (kN cm)	4731	4362	5122	4665,5	11200	4362	11200
MfR (kN cm)	49609,10	49575,2 7	49725,5 0	49630,7 7	50688,8 4	49575,2 7	50688,8 4
$\max = a$	4,414	4,411	4,424	4,416	4,510	4,411	4,510
Mt (kN cm)	2972,5	2972	2948	2998	2973	-1500	-750
Qx (kN)	137,84	124,78	149,58	132,47	166,22	124,78	166,22
Qy (kN)	-1768,9	-1768,9	-1769	-1769,26	-1769,6	-1768,9	-1769,6
QR (kN)	1774,26	1773,30	1775,31	1774,21	1777,39	1773,30	1777,39
$\tau_Q$ (kN/cm <sup>2</sup> )	1,2933	1,2926	1,2940	1,2932	1,2956	1,2926	1,2956
$\tau_{mt}$ (kN/cm <sup>2</sup> )	0,1322	0,1322	0,1311	0,1334	0,1323	-0,0667	-0,0334
$\tau_{max}$ (kN/cm <sup>2</sup> )	1,4255	1,4248	1,4252	1,4266	1,4278	1,2258	1,2622
$\tau_{min}$ (kN/cm <sup>2</sup> )	-1,1610	-1,1604	-1,1629	-1,1599	-1,1633	-1,3593	-1,3289
Razón de asimetría	-0,8145	-0,8144	-0,8160	-0,8130	-0,8147	-1,1089	-1,0529
$\tau_a$ (kN/cm <sup>2</sup> )	1,2933	1,2926	1,2940	1,2932	1,2956	1,2926	1,2956
$\tau_m$ (kN/cm <sup>2</sup> )	0,1322	0,1322	0,1311	0,1334	0,1323	-0,0667	-0,0334

$\eta\sigma$	1,2180	1,2189	1,2152	1,2175	1,1921	1,2189	1,1921
$\eta\tau$	2,7561	2,7576	2,7545	2,7561	2,7512	2,7679	2,7598
$\eta$	1,1141	1,1148	1,1118	1,1137	1,0938	1,1155	1,0944

En la Tabla 2.10 se da un resumen general de los factores de seguridad a la fatiga para las tres secciones en los diferentes casos, resaltados en negrita los valores más críticos.

Tabla 2.10 Valores de factores de seguridad para las secciones analizadas.

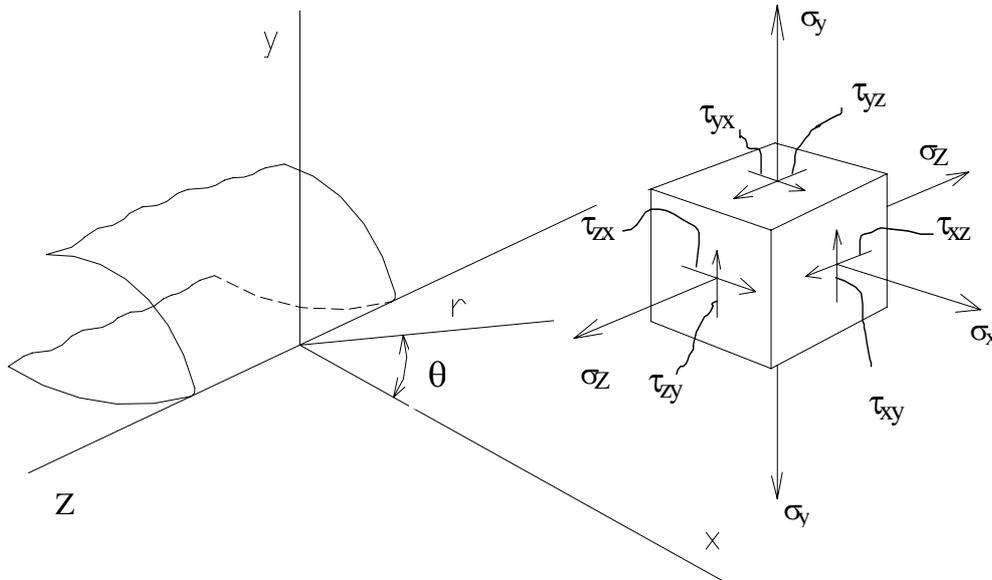
		Caso I	Caso II	Caso III	Caso IV	Caso V	Caso VI	Caso VII
Sección A	$\eta\sigma$	2,130	5,557	2,818	5,731	30,74	5,557	30,745
	$\eta\tau$	12,486	17,254	9,222	18,592	19,46	17,648	20,853
	$\eta$	2,100	5,290	2,695	5,477	16,44	5,301	17,258
Sección B	$\eta\sigma$	0,478	1,143	4,310	1,090	0,832	1,143	0,832
	$\eta\tau$	2,560	2,826	3,598	2,856	2,566	2,850	2,586
	$\eta$	<b>0,470</b>	<b>1,059</b>	2,762	<b>1,019</b>	<b>0,791</b>	<b>1,061</b>	<b>0,792</b>
Sección C	$\eta\sigma$	1,218	1,219	1,215	1,218	1,192	1,219	1,192
	$\eta\tau$	2,756	2,758	2,754	2,756	2,751	2,768	2,760
	$\eta$	1,114	1,115	<b>1,112</b>	1,114	1,094	1,116	1,094

## 2.5- Aplicación de la Mecánica de la Fractura para determinar la vida remanente de los árboles superiores de un “tamdem” hidráulizado.

### 2.5.1 Modos de carga y desplazamiento del sólido con grietas

En la Fig. 2.3 se muestra el sistema de coordenadas cartesianas y las componentes del estado tensional en la zona de las vecindades del frente de la grieta referido a este sistema de coordenadas. La solución del problema del desarrollo de la grieta para el caso de un entorno pequeño en las vecindades del frente de la misma puede considerarse independiente de la tensión  $\sigma_z$  que surge en la dirección paralela al frente. El caso más

general de tensiones y deformaciones en las vecindades del frente puede obtenerse entonces por superposición de los siguientes modos de carga (Fig. 2.4).

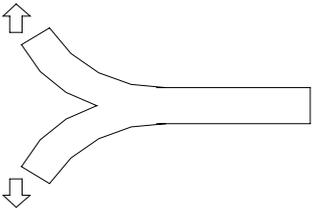
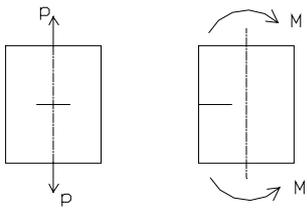
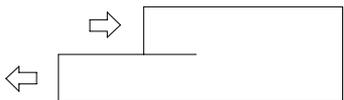
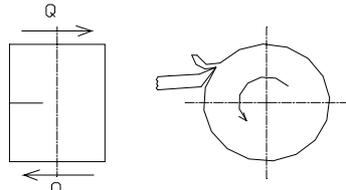
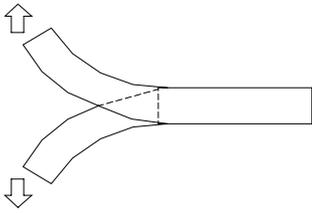
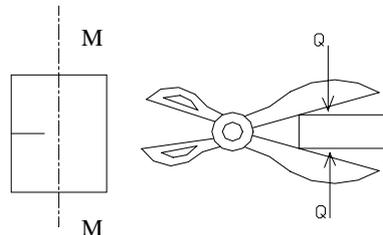


**Fig. 2.3- Campo de tensiones en el frente de una grieta.**

El modo I es mediante el cual los desplazamientos que surgen son tales que las caras de la grieta se alejan una de la otra en direcciones opuestas y perpendiculares a las caras del corte. Estos desplazamientos son los que ocurren en la tracción o en la flexión pura tal como se muestra en la Fig. 2.4 a).

El modo II corresponde al caso de carga en el cual los desplazamientos de las caras de la grieta son tales que se deslizan una sobre la otra en una dirección perpendicular al frente de la grieta, tal como ocurre por ejemplo cuando se separa una viruta de material mediante una cuchilla de corte en el torno o en el caso del cortante transversal (Fig. 2.4 b).

El modo III es aquel modo de carga en el cual los desplazamientos de las caras de la grieta son tales que las mismas se deslizan una con relación a la otra, pero en la dirección paralela al frente de la grieta, como ocurre por ejemplo en el caso de una barra agrietada en la sección transversal en el caso de la torsión o cuando se realiza el corte mediante una tijera (Fig. 2.4 c).

Modo	Desplazamiento de las caras de la grieta	Tipos de carga
I		
II		
III		

**Fig. 2.4- Modos de carga de la Mecánica de la Fractura.**

### 2.5.2- Determinación del estado tensional en la sección bajo estudio.

El primer paso para llevar a cabo el análisis del crecimiento de la grieta es conocer, con la mayor exactitud posible, los valores de las fuerzas internas que actúan en la sección bajo análisis. Conociendo las cargas que actúan sobre el molino y utilizando los diferentes esquemas de análisis planteados en este capítulo se llega a determinar dichas fuerzas internas. Las dimensiones de los árboles analizados son iguales a las del árbol

tipo I, según la norma NC 07-22. En las Fig. 2.5 y 2.6 se muestra la variación de las tensiones tangenciales circunferenciales y tensiones normales respectivamente en función del ángulo de giro del árbol para los 7 casos analizados.

Por medio de estas fuerzas internas se puede conocer el estado tensional presente en un punto de la periferia del árbol. El diagrama de la variación de la tensión normal con la rotación del árbol producto del momento flector fue obtenido por Arzola<sup>3</sup> para el caso de un molino accionado mecánicamente. Las tensiones tangenciales radiales y circunferenciales con la rotación del árbol también aparecen en dicho trabajo.

Para el caso de una grieta circunferencial, las tensiones necesarias en las expresiones de los factores de intensidad de tensiones son las que existen en la periferia del árbol. Por supuesto, la componente radial de la tensión tangencial será nula por encontrarse el punto bajo análisis en la superficie.

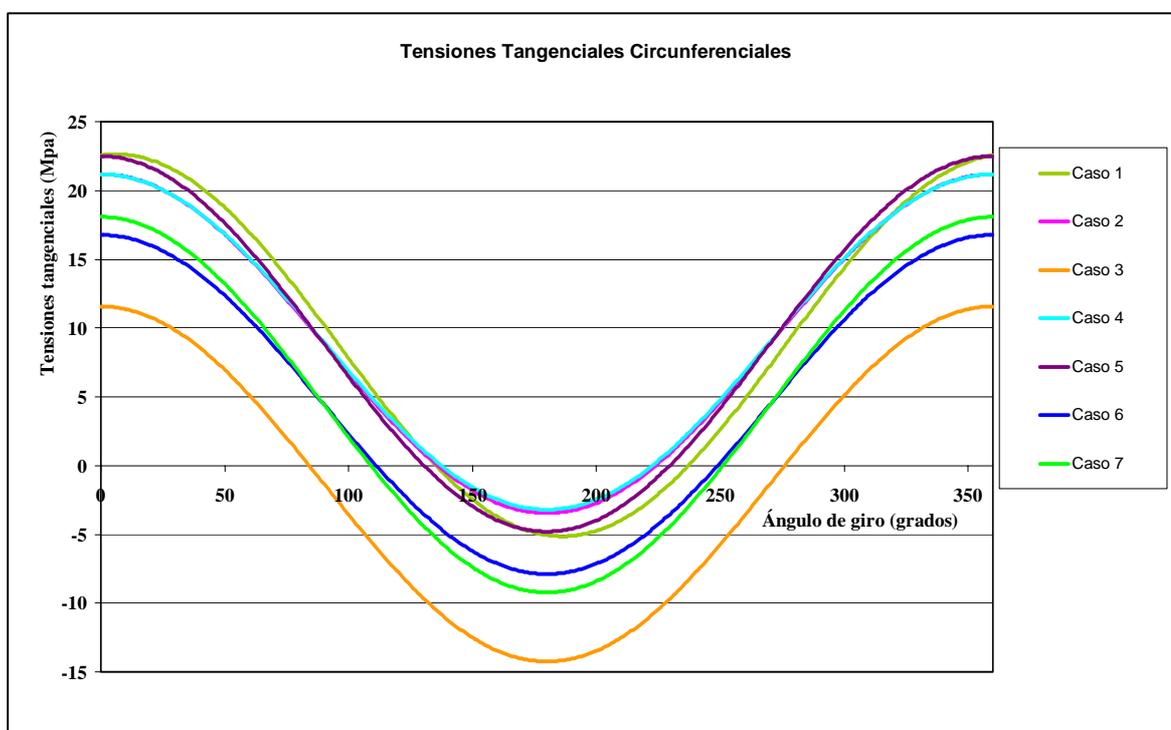


Fig. 2.5- Variación de las tensiones tangenciales circunferenciales contra ángulo de giro del árbol.

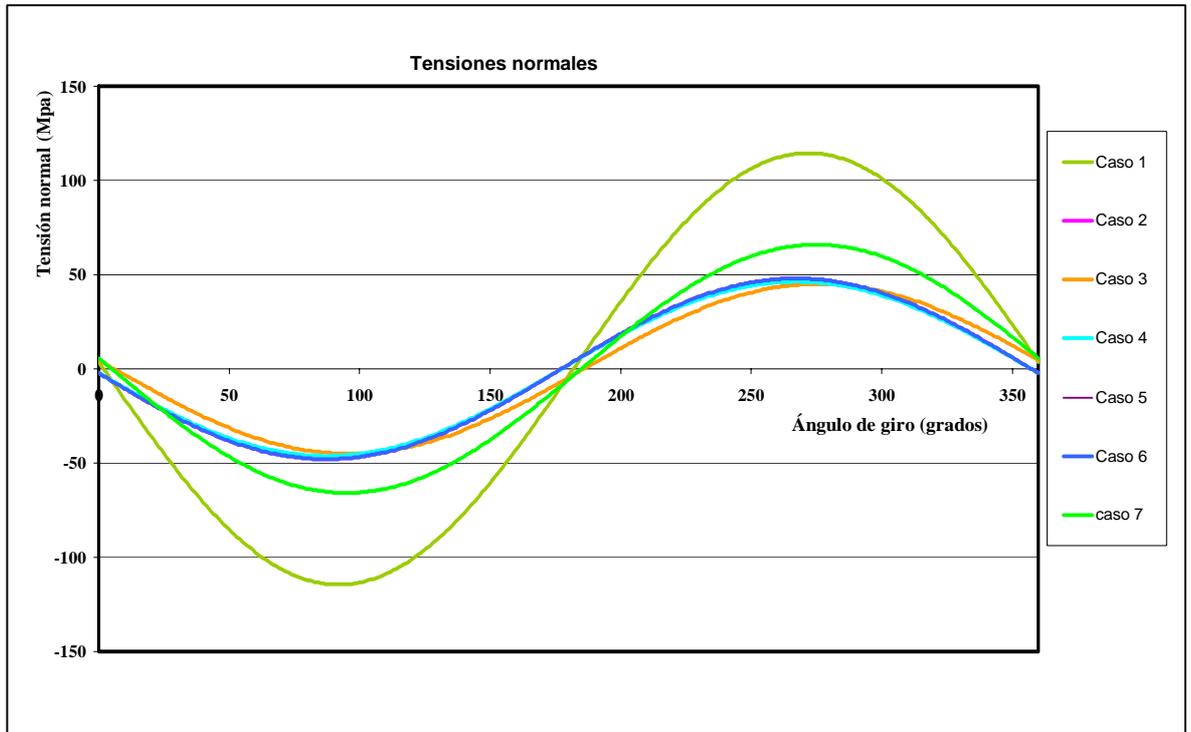


Fig. 2.6- Variación de las tensiones normales contra ángulo de giro del árbol.

Caso # 1 Accionamiento mecánico tradicional.

Caso # 2 Hidraulizado por la maza superior manteniendo las coronas.

Caso # 3 Hidraulizado por la maza cañera manteniendo las coronas.

Caso # 4 Hidraulizado por la maza bagacera manteniendo las coronas.

Caso # 5 Hidraulizado por las tres mazas.

Caso # 6 Hidraulizado por la superior con dos motores, manteniendo las coronas.

Caso # 7 Hidraulizado por las tres mazas con dos motores en la maza superior.

### 2.5.3 Determinación de los tamaños de grietas críticas.

Para poder realizar el pronóstico de vida en los árboles de los molinos es necesario establecer el tamaño crítico de la grieta. Para la determinación de dicho tamaño crítico mencionado se requiere de la construcción de la gráfica de resistencia residual.

#### **2.5.4- Tipos de grietas presentes en los molinos de caña de azúcar.**

En las mediciones ultrasónicas realizadas por el CENEX a los molinos de caña de azúcar se han encontrado una amplia variedad de tamaños y formas de grietas. Por su parte Fernández<sup>13</sup> también hizo una amplia caracterización de las fallas que surgen en estos elementos. Las grietas encontradas siempre han estado ubicadas en un plano próximo a la sección transversal del árbol. El tamaño de la grieta depende de la etapa de su propagación en que son detectadas y siempre surgen de microdefectos ubicados en la superficie o muy próximos a ella.

Existen dos modelos de grietas que concuerdan con las observaciones experimentales: la grieta semielíptica superficial y la grieta circunferencial. En una sección dada del árbol pueden surgir una o varias grietas semielípticas superficiales. Las cuales al crecer dan lugar al surgimiento de una grieta circunferencial, cuando sus bordes hacen contacto. Además, puede surgir y propagarse una grieta circunferencial de existir un defecto periférico en la superficie del árbol; como por ejemplo, el rayado provocado por una cuchilla de maquinado o huellas de desgaste en la zona del collarín.

En la práctica resultan innumerables las combinaciones de grietas que pueden surgir a lo largo del tiempo para una sección dada. Arzola realizó un estudio de la propagación desde una hasta 10 grietas semielípticas superficiales que se convierten antes de la fractura en una grieta semielíptica superficial.

#### **2.5.5- Construcción del gráfico de resistencia residual.**

El gráfico de resistencia residual se obtiene igualando el factor de intensidad de tensiones equivalente, a la tenacidad a la fractura del material; que es la condición para que ocurra la falla instantánea.

$$K_{eq} = K_{Ic} \quad (2-25)$$

Existen dos criterios ampliamente extendidos para la determinación del factor de intensidad de tensiones equivalente, los cuales son el criterio de la energía de deformación liberada y del desplazamiento del vértice de la grieta. El primero de ellos es el utilizado en este caso. Para el estado de deformación plana el mismo es expresado como:

$$K_{eq} = \sqrt{K_I^2 + K_{II}^2 + \frac{1}{1 - \mu_s} \cdot K_{III}^2} \quad (2-26)$$

Los modos de carga presentes en el vértice de una grieta circunferencial para el estado tensional planteado son el I y el III. Las ecuaciones para el cálculo de los factores de intensidad de tensiones pueden ser encontradas en la literatura especializada en el tema<sup>45,46</sup>. Las mismas dependen del valor del estado tensional, del tamaño de la grieta y de las características geométricas del cuerpo bajo análisis.

Para el caso en estudio, estos factores de intensidad de tensiones se expresan según las ecuaciones (2-28) y (2-29).

$$K_{I(\varphi)} = F_I \cdot \sigma_{N(\varphi)} \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (2-28)$$

$$K_{III(\varphi)} = F_{III} \cdot \tau_{t(\varphi)} \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (2-29)$$

Siendo:

$$F_I = \frac{3}{8 \cdot \beta^{2.5}} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{2} \cdot \beta + \frac{3}{8} \cdot \beta^2 + \frac{5}{16} \cdot \beta^3 + \frac{35}{128} \cdot \beta^4 + 0,537 \cdot \beta^5 \right] \quad (2-30)$$

$$F_{III} = \frac{3}{8 \cdot \beta^{2.5}} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{2} \cdot \beta + \frac{3}{8} \cdot \beta^2 + \frac{5}{16} \cdot \beta^3 + \frac{35}{128} \cdot \beta^4 + 0,208 \cdot \beta^5 \right] \quad (2-31)$$

$$\beta = 1 - \frac{2 \cdot a}{D} \quad (2-32)$$

Luego de hacer algunas transformaciones elementales, utilizando las ecuaciones posteriores se llega a la siguiente expresión:

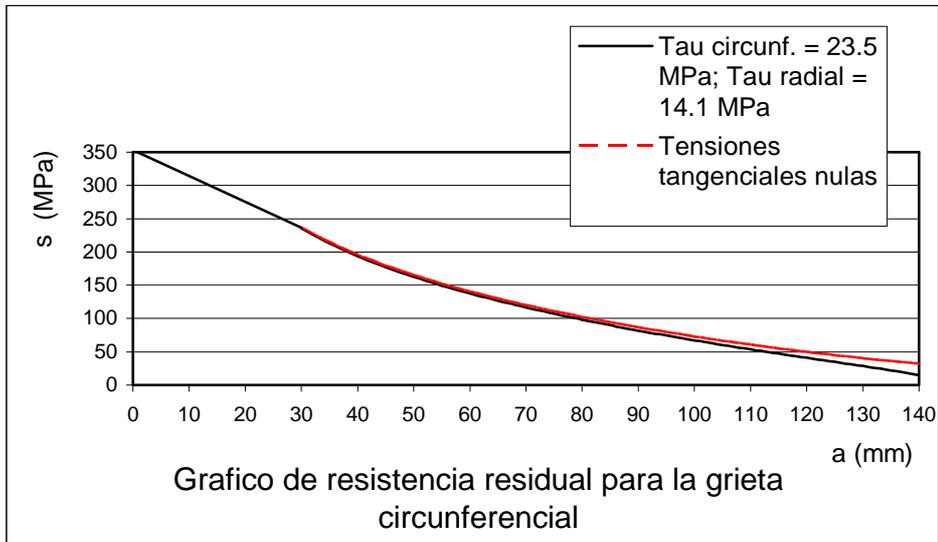
$$\sigma_c = \sqrt{\frac{K_{Ic}^2}{F_I^2 \cdot \pi \cdot a_c} - \tau_r^2 \cdot \left(\frac{F_{II}}{F_I}\right)^2 - \frac{1}{1-\mu} \cdot \tau_t^2 \cdot \left(\frac{F_{III}}{F_I}\right)^2} \quad (2-33)$$

Afortunadamente, para el caso en estudio, la tensión dominante en el proceso de propagación de la grieta es la tensión normal, existiendo la posibilidad de construir un gráfico de resistencia residual de  $\sigma_c$  vs.  $A_c$  tomando los máximos valores que alcanzan las tensiones tangenciales, de modo que el cálculo resulte conservador.

La tensión tangencial radial se encuentra desfasada respecto a la tensión tangencial circunferencial entre  $80^\circ$  y  $90^\circ$  durante el proceso de agrietamiento. En la gráfica de resistencia residual se muestra una curva adicional con valores nulos para las tensiones tangenciales donde se aprecia que estas son poco influyentes para la zona de grietas no muy grandes.

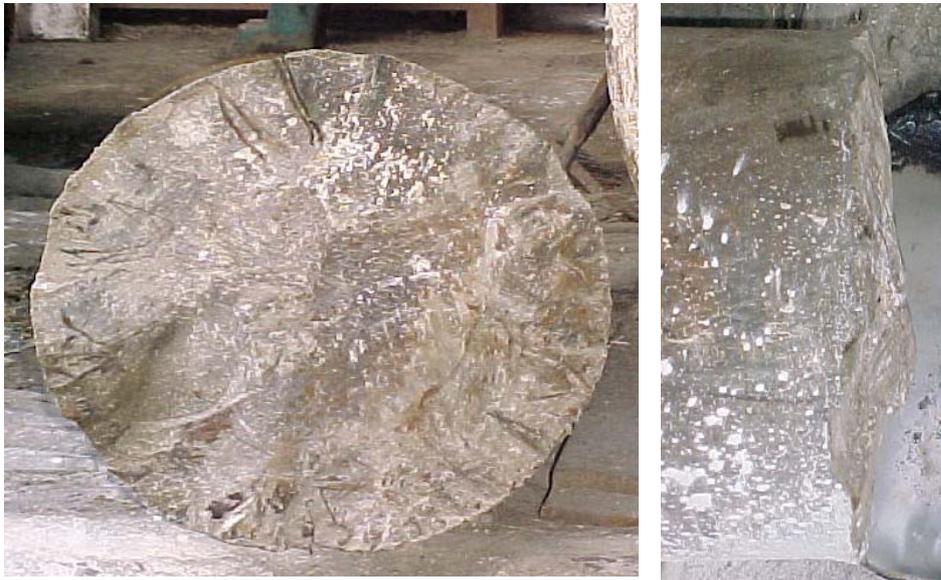
#### **2.5.6- Determinación del tamaño crítico de la grieta.**

Para buscar el tamaño crítico de la grieta para cada caso se toma la tensión máxima calculada en la sección analizada para el caso correspondiente, con esta se entra el gráfico de la resistencia residual y se obtiene el tamaño crítico de la grieta. También se puede buscar tomando los dos valores más próximos a la tensión máxima calculada e interpolando en la tabla en Excel. Del análisis realizado obtuvimos los siguientes valores críticos:



**Fig. 2.7-** Gráfico de resistencia residual para la grieta circunferencial

Se analizaron 7 casos diferentes de los cuales se obtuvieron los valores de tamaño crítico de la grieta, para el modelo de grieta circunferencial, mostrado en la tabla 2.4



**Fig. 2.8-** Vista superior y frontal de la falla por fatiga de un árbol de molino de azúcar.

Los casos analizados fueron los siguientes:

Caso # 1 Accionamiento mecánico tradicional.

Caso # 2 Hidraulizado por la maza superior manteniendo las coronas.

Caso # 3 Hidraulizado por la maza cañera manteniendo las coronas.

Caso # 4 Hidraulizado por la maza bagacera manteniendo las coronas.

Caso # 5 Hidraulizado por las tres mazas.

Caso # 6 Hidraulizado por la superior con dos motores, manteniendo las coronas.

Caso # 7 Hidraulizado por las tres mazas con dos motores en la maza superior.

**Tabla 2.11 Tamaño crítico de grieta en los árboles superiores para los casos analizados**

		Caso I	Caso II	Caso III	Caso IV	Caso V	Caso VI	Caso VII
Circunferencial	ac (mm)	50	102	106	100	84	102	84
	ap (mm)	48	94	97	93	79	94	79

ap tamaño máximo permisible de la grieta. o sea su tamaño crítico para sobrecarga de trabajo.

ac tamaño crítico de la grieta para cargas nominales de trabajo.

## **2.5.7- Modelo de crecimiento de las grietas.**

### **2.5.7.1 Influencia del concentrador superficial de tensiones.**

La sección analizada en este trabajo se encuentra ubicada en un cambio en diámetro. Las expresiones que aparecen en la literatura para el cálculo de los factores de intensidad de tensiones no consideran el fenómeno de elevación de las tensiones producto de estos concentradores. Según Dowling<sup>8</sup> el efecto de la concentración externa de tensiones provocado por un cambio de diámetros no se manifiesta a través de toda la sección transversal, sino solamente hasta una profundidad entre  $(0,1 \text{ a } 0,2) \cdot r$ .

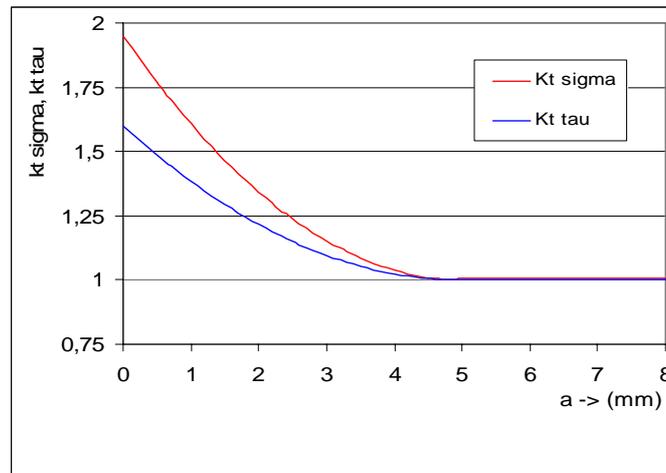
En el trabajo de Arzola<sup>3</sup> considerando una dependencia cuadrática, se propuso tomar en cuenta el efecto del concentrador de tensiones en la profundidad.

En todos los árboles normalizados de molinos, el radio del filete aliviador de tensiones utilizado en el cambio en diámetro tiene una magnitud igual a  $r = 25$  mm. Utilizando este último valor y el resto de las características geométricas se obtiene  $k_{t\sigma}^s = 1,95$  y  $k_{t\tau}^s = 1,60$ . La ley de variación utilizada para  $k_{t\sigma}$  y  $k_{t\tau}$  es la mostrada en la Fig. 2.5.

Matemáticamente los valores de  $k_{t\sigma}$  y  $k_{t\tau}$  son expresados por las expresiones (2-34) y (2-35). De este modo se emplea una ley de variación cuadrática para los puntos que están cerca de la superficie y a partir de una profundidad igual al 20 % del radio del cambio en diámetro ambos coeficientes toman valor igual a uno, lo cual implica una influencia nula del concentrador de tensiones en el crecimiento de la grieta cuando el vértice de esta última se encuentra “distante” de la superficie.

$$k_{t\sigma} = \begin{cases} 1 + \frac{(k_{t\sigma}^s - 1)}{0,04 \cdot r^2} \cdot (a - 0,2 \cdot r)^2 & \text{si } a < 0,2 \cdot r \\ 1 & \text{si } a \geq 0,2 \cdot r \end{cases} \quad (2-34)$$

$$k_{t\tau} = \begin{cases} 1 + \frac{(k_{t\tau}^s - 1)}{0,04 \cdot r^2} \cdot (a - 0,2 \cdot r)^2 & \text{si } a < 0,2 \cdot r \\ 1 & \text{si } a \geq 0,2 \cdot r \end{cases} \quad (2-35)$$



### Fig. 2.9- Ley de variación de tensiones.

#### 2.5.7.2- Modelo empleado para el crecimiento de la grieta.

Para modos de carga combinados, el crecimiento subcrítico de la grieta puede ser modelado satisfactoriamente por la ecuación propuesta por Paris.

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta K_{eq})^n \quad (\text{m/ciclo}) \quad (2-36)$$

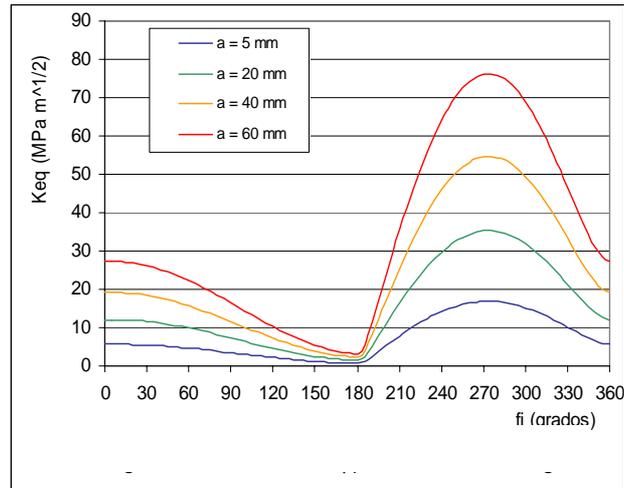
Siendo:

$$\Delta K_{eq} = K_{eq \max} - K_{eq \min} \quad (2-37)$$

En la literatura aparecen los valores de los coeficientes de la ecuación de Paris para los aceros ferrito – perlíticos. Los mismos poseen valores de  $C = 6,89 \cdot 10^{-12}$  y  $n = 3$ , para  $da/dN$  en m/ciclo y  $\Delta K$  en  $\text{MPa m}^{1/2}$ .

En la Fig. 2.10 se muestra la variación del factor de intensidad de tensiones equivalente para un ciclo completo de carga y para distintos tamaños de grietas, para el caso del árbol superior del quinto molino del CAI “Guillermo Moncada”, obtenido en el trabajo de Arzola.

Para la confección del mismo se considera que el factor de intensidad de tensiones para el modo I de carga, posee valor cero para el semiciclo negativo de la tensión normal, debido a que el efecto que produce una tensión normal de compresión es el de cerrar la grieta impidiendo que crezca. Solamente en materiales con límite de fluencia muy bajos se aprecia la influencia de la tensión normal de compresión en el crecimiento de la grieta.



**Fig. 2.10- Variación de  $K_{eq}$  para un ciclo de carga.**

El factor de intensidad de tensiones equivalente alcanza valores mínimos y máximos en este caso para las posiciones angulares del árbol de  $180^\circ$  y  $270^\circ$ .

### 2.5.7.3- Modelo de crecimiento de la grieta circunferencial.

Los modos de carga presentes para este tipo de grieta y para el estado tensional presente son el I y el III. Las ecuaciones para el cálculo de los factores de intensidad de tensiones para una grieta circunferencial aparecen en el epígrafe 2.5.5.

Si se observan los gráficos de variación de las tensiones para un ciclo de carga se aprecia que las tensiones normales y las tangenciales están fuera de fase, en consecuencia los valores extremos no se alcanzan para un mismo instante de tiempo. Esto conduce a realizar el cálculo de  $K_{eq}$  para un ciclo completo y a lo largo del crecimiento subcrítico de la grieta, para poder conocer sus valores extremos.

La expresión empleada para hallar  $\Delta K_{eq}$  es:

$$\Delta K_{eq} = \left[ \left\langle \sqrt{\left(F_I \cdot k_{t\sigma} \cdot \sigma_{N(\varphi)}\right)^2 + \frac{1}{1-\mu} \cdot \left(F_{III} \cdot k_{t\tau} \cdot \tau_{t(\varphi)}\right)^2} \right\rangle_{\max} - \left\langle \sqrt{\left(F_I \cdot k_{t\sigma} \cdot \sigma_{N(\varphi)}\right)^2 + \frac{1}{1-\mu} \cdot \left(F_{III} \cdot k_{t\tau} \cdot \tau_{t(\varphi)}\right)^2} \right\rangle_{\min} \right] \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (2-38)$$

Los subíndices *máx* y *mín* indican que los valores escogidos, para las ecuaciones a las cuales afectan, son los máximos y los mínimos respectivamente para un ciclo completo de carga, el cual evidentemente corresponde con una vuelta completa del árbol.

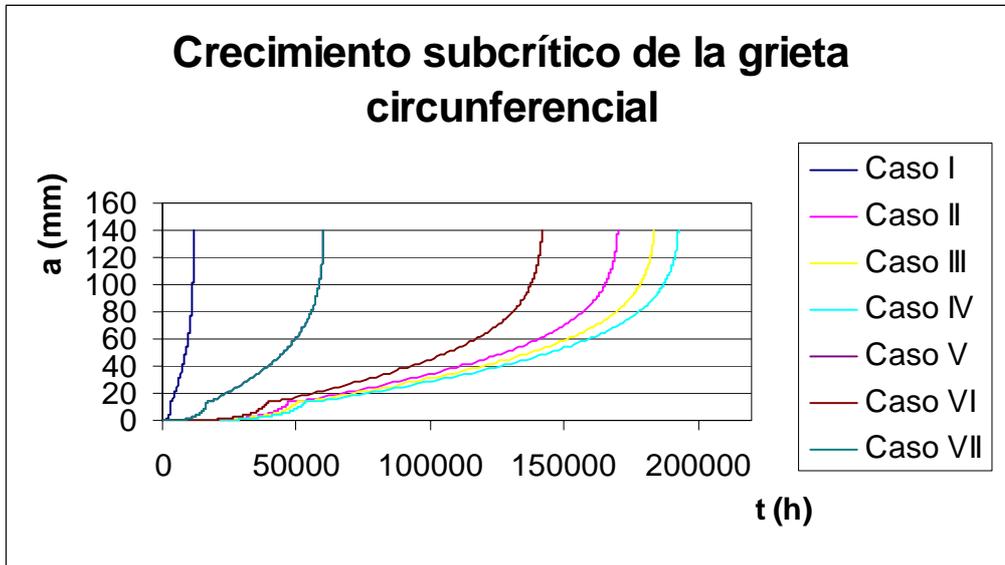
Además, la ecuación (2-38) será evaluada solamente para valores positivos de la tensión normal ( $\sigma > 0$ ), puesto que el efecto que produce un valor de tensión normal negativo es el de cerrar la grieta, imposibilitando su crecimiento. Otra acción colateral que provoca es la de producir una fuerza de fricción entre las superficies que conforman la grieta. Esta última asume parte de los esfuerzos que actúan en la sección transversal, de modo que la tensión tangencial que actúa en la sección neta es algo menor. Es difícil contar con un factor cuantitativo que indique en qué proporción esto ocurre. Afortunadamente, para los semiciclos negativos de la tensión normal, la tensión tangencial es en algún momento nula o posee un valor pequeño, de modo que el valor mínimo del factor de intensidad de tensiones equivalente será alcanzado en este instante y tendrá un valor en consecuencia próximo a cero, si no lo es.

Una vez efectuados los cálculos se grafica el crecimiento subcrítico de la grieta circunferencial para los árboles superiores de los cinco molinos, los mismos se muestran en el epígrafe. El tamaño inicial de la grieta fue escogido igual a 0,25 mm.

### 2.5.8 Determinación de la vida remanente de los árboles superiores.

A partir de la ecuación de razón de crecimiento de Paris y asumiendo que el tamaño detectable de la grieta es  $a_d = 0,004$  m calcularemos el tiempo desde que la grieta sea detectable hasta que alcance su valor crítico. El acero del que se dispone es el acero 45, para el cual, tratándose de un acero ferrítico-perlítico<sup>44</sup> con  $C = 6.9 \times 10^{-12}$  y  $n = 3$ , se

obtiene el valor crítico según lo refleja el gráfico de resistencia residual para cada caso respectivamente.



**Fig. 2.10 a) Gráfico de crecimiento subcrítico para el árbol superior de las 7 variantes analizadas.**

Caso # 1 Accionamiento mecánico tradicional.

Caso # 2 Hidraulizado por la maza superior manteniendo las coronas.

Caso # 3 Hidraulizado por la maza cañera manteniendo las coronas.

Caso # 4 Hidraulizado por la maza bagacera manteniendo las coronas.

Caso # 5 Hidraulizado por las tres mazas independientes.

Caso # 6 Hidraulizado por la superior con dos motores, manteniendo las coronas.

Caso # 7 Hidraulizado por las tres mazas independientes con dos motores en la maza superior.

Tabla 2.12 Tamaño de grieta y vida remanente para el árbol superior del 5to molino del CAI “Guillermo Moncada”.

		Caso I	Caso II	Caso III	Caso IV	Caso V	Caso VI	Caso VII
Circunferencial	ac (mm)	50	102	106	100	84	102	84
	ap (mm)	48	94	97	93	79	94	79

Vida remanente (zafas)	2,95	43,07	47,10	48,64	13,48	45	13,50
------------------------	------	-------	-------	-------	-------	----	-------

ac- tamaño crítico de la grieta para cargas nominales de trabajo.

ap- tamaño máximo permisible de la grieta. o sea su tamaño crítico para sobrecarga de trabajo.

## **CAPÍTULO III–Factibilidad técnica-económica del empleo del accionamiento hidráulico de los molinos de caña de azúcar en condiciones de zafra energética.**

### **3.1 La Economía del Ciclo de Vida como criterio para los análisis de factibilidad técnico-económicos.**

Hasta hace relativamente poco tiempo en los cálculos técnicos-económicos en casi todas las ramas de la ciencia y la técnica se aplicaban los criterios de % de recuperación, período de recuperación, o se aplicaba el criterio universal de los gastos reducidos.

Estos criterios en la actualidad se consideraban obsoletos, ya que no toman en cuenta:

- La recuperación de los gastos financieros.
- El costo de oportunidad del capital.
- Los impuestos sobre la ganancia.
- La tasa de inflación.

En la literatura moderna se reflejan otros criterios que sí toman en cuenta estos aspectos como son: El valor actual neto (VAN), la tasa interna de retorno (TIR) y el costo del ciclo de vida (CCV).

Uno de los criterios más adecuados para valorar la efectividad económica de la sustitución de un equipo o tecnología por otra para realizar la misma función es costo del ciclo de vida. El equipo o tecnología que representa menor costo total en el ciclo de vida es el más adecuado.

El costo del ciclo de vida no es más que una variante del VAN y se puede obtener por la siguiente expresión <sup>21</sup>:

$$CCV = I + \sum_{i=1}^N En_i \left( \frac{1}{1+de} \right)^i + \sum_{i=1}^N OM \left( \frac{1}{1+d} \right)^i + \sum_{i=1}^N Ri \left( \frac{1}{1+d} \right)^i - VR \left( \frac{1}{1+k} \right)^N$$

En el caso de que los costos anuales de la energía, operación, mantenimiento y reparación sean constantes durante los diferentes años de la vida de servicio, la

expresión anterior se escribe como sigue:

$$CCV = I + En \frac{(1+de)^N - 1}{de(1+de)^N} + (OM + R) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} - VR \left( \frac{1}{1+k} \right)^N$$

donde:

En- costo anual de la energía consumida (pesos/años)

OM- costo anual de la operación de mantenimiento (pesos/años)

R- costo anual de reparación (pesos/años)

VR- valor residual al concluir la vida de servicio (pesos)

i - tasa de inflación general

$d = (k-1) / (i+1)$  – tasa neta de descuento ajustada a la inflación

$i_e$ - tasa de inflación aplicable a la energía

$de = (k-i_e) / (1+1)$  – tasa neta de descuento ajustado a la inflación de la energía

En el caso de Cuba se puede tomar  $k = 0.2$ ,  $i = 0.04$ ,  $d = de = 0.154$ . Para  $N = 15$  años

$$\frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} = \frac{(4.1885) - 1}{0.154(4.1885)} = 5,7359$$

El término  $\left( \frac{1}{1+k} \right)^N = 0,065$

**3.2.- Enfoque para la realización del Análisis Técnico Económico en el caso de un “tandem” en el que se va a sustituir la vieja tecnología con transmisión mecánica**

### **por la nueva con transmisión hidráulica.**

La tendencia mundial en la transmisión de los molinos de caña de azúcar en el mundo es a emplear el accionamiento hidráulico para las nuevas fábricas de azúcar dadas las enormes ventajas que se obtienen y que fueron descritas en el primer capítulo del presente trabajo. Si se analiza desde el punto de vista técnico-económico la alternativa de construir un nuevo Central Azucarero con transmisión mecánica o transmisión hidráulica evidentemente las ventajas están del lado de la transmisión hidráulica pues la inversión inicial en este caso es mucho menor, o sea, una unidad de potencia hidráulica y un motor hidráulico contra un motor eléctrico o turbina de vapor de mucha mayor potencia, un reductor de alta velocidad, un conjunto de ruedas dentadas de gran diámetro que constituyen la parte abierta de la transmisión, un reductor de baja velocidad y alto torque, los acoplamientos cuadrados y en algunas variantes las coronas, lo que evidentemente hacen que la transmisión hidráulica sea más económica.

En el presente trabajo no se aspira a esclarecer esta situación desde el punto de vista técnico-económico, sino a resolver otra problemática: ¿Qué alternativa de la transmisión hidráulica es la más aconsejable para sustituir la vieja tecnología, en gran medida obsoleta, de los Centrales Azucareros cubanos por una nueva tecnología mediante accionamiento hidráulico, mucho más confiable y operativa, pero para lo cual se requiere una gran inversión inicial?

Indudablemente, que para lograr este empeño de modernización de la Industria Azucarera cubana, se requiere una gran capacidad de Inversión Inicial, cuya recuperación depende de un conjunto de factores, muchos de ellos de gran incertidumbre, como son: cómo se modificará el rendimiento industrial con la nueva tecnología partiendo del hecho que no existe experiencia en el empleo de diferentes velocidades de rotación en las diferentes mazas y su influencia en la extracción; cómo se mueve el mercado mundial del azúcar, cómo está el precio del petróleo, el clima, etc. Es muy difícil de pronosticar el período de recuperación de la inversión.

En el presente trabajo se utilizarán dos criterios por separado: 1) La Inversión Inicial y 2) El Ahorro en la Explotación en el Ciclo de Vida (ACV). Se realizará el análisis considerando caña energética con transmisión mecánica y transmisión hidráulica.

Se elegirá un Ciclo de Vida de 15 años que es el plazo de vida residual más pequeña de los guijos del “tandem” con accionamiento hidráulico y se considera que es un período razonable en que pueda operar la nueva transmisión sin grandes reparaciones. La expresión para el cálculo del Ahorro en el Ciclo de vida es la siguiente:

$$ACV = (AEn + AOM + AR) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} + VRNI \left( \frac{1}{1+k} \right)^N$$

3.2.1-Ahorros en el Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas (Variante 2).

El análisis se realizará para un “tandem” que consta de cinco molinos y una desmenuzadora (en total 17 masas).

Se verá a continuación el cálculo de cada una de las componentes del Ahorro en el Ciclo de Vida.

El Ahorro de Energía por año de explotación será el siguiente: Se demostró en el presente trabajo que el ahorro de potencia demandada por un molino hidráulico con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas es de 276,4 kW por “tandem”, con relación a la de un molino tradicional, para una zafra de 6840 h/año.

$$AEn = A_{pot} \cdot T \cdot c_e$$

donde:

AEn – Ahorro de energía consumida por año. [pesos/año]

A<sub>pot</sub> – Ahorro de potencia en el “tandem” [kW]

T – Tiempo de duración de la zafra en horas [h/año]

C<sub>e</sub> –tarifa eléctrica USD/kW-h

Para la determinación de la tarifa eléctrica a emplear se tomó en cuenta el hecho de que el MINAZ emplea un sistema de triple registro con tarifas diferenciadas específicas para cada uno de ellos, o sea:

Consumo 6 p.m. a 10 p.m. (hora pico) 0,102 USD/Kw-h

Consumo 10 p.m. a 6 a.m. (madrugada) 0,047 USD/Kw-h

Consumo 6 a.m. a 6 p.m. (día) 0,061 USD/Kw-h

Con estos precios de la corriente eléctrica y las horas en que rigen cada uno de ellos se determinó una tarifa media igual a:

$$tm = \frac{t(6p.m.-10p.m.) \cdot 4 + t(10p.m.-6a.m.) \cdot 8 + t(6a.m.-6p.m.) \cdot 12}{24}$$

$$tm = \frac{0,102 \cdot 4 + 0,047 \cdot 8 + 0,061 \cdot 12}{24}$$

$$tm = 0,063 \frac{USD}{Kw-h}$$

$AEr = 119.106,29$  USD/año

El Ahorro en la Operación y Mantenimiento será el siguiente: En el CAI Guillermo Moncada se consumen 1.533 galones de lubricante EP-140 para la transmisión por engranes con un costo de 5.048 USD/año + 812,33 MN/año. Los gastos de aceites en la transmisión por engranes desaparecen, pues se sustituyen por la transmisión hidrostática y aunque se consume aceite hidráulico el circuito es cerrado y los gastos por este concepto se incluyen en la inversión inicial, los gastos por fugas son muy pequeños.

La operación de un “tandem” hidráulizado desde la maza superior manteniendo las coronas se realizará con mucho menos operarios ya que no se requerirá de los tradicionales ayudantes de engranes.

Considerando solo un ahorro en salarios relacionado con los operarios que realizaban todo el mantenimiento del tren de engrane 300 MN/mes por turno de trabajo, este será de 10.800 MN/año.

Teniendo en cuenta que en la hidráulización los elementos motrices: turbinas de vapor, máquinas de vapor, motores eléctricos se sustituyen por otros, se considerará a modo de simplificación que los restantes gastos de operación y mantenimiento serán similares en el “tandem” de vieja y nueva tecnología.

El ahorro total de operación y mantenimiento por año de explotación será:

$$\mathbf{AOM = 5.048 \text{ USD/año} + 11. 612,33 \text{ MN/año}}$$

En lo referente a las reparaciones en el CAI Guillermo Moncada se producirá un ahorro al sustituir los coupling 2 000 USD por cada uno, al eliminarse en los 5 molinos del “tandem” representará un ahorro de 10.000 USD/año y 3 000 MN/año. En sustitución de guijos, al incrementar la vida de los mismos en 14,6 veces con relación al accionamiento mecánico, esto representa un ahorro de 1.356.254,24 USD/año y 406.826,27 MN/año.

En un “tandem” hidráulizado las reparaciones necesitan menor personal y más calificado por lo que se realizarán a un costo mucho más pequeño. Se estima se puedan ahorrar alrededor de 20.000 MN/año.

El total en reparación será:

$$\mathbf{AR = 145.625,42 \text{ USD/año} + 43.687,63 \text{ MN/año}}$$

El valor residual de la instalación concluido el Ciclo de Vida se considera conservadoramente no mayor que:

$$\mathbf{VRNI = 20.000 \text{ USD}}$$

El Ahorro en el Ciclo de Vida será:

$$ACV = (AEn + AOM + AR) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} + VRNI \left( \frac{1}{1+k} \right)^N$$

$$ACV = 1.548.751,813USD + 1.000.782MN$$

$$ACV = 2.549.533,71\text{pesos}$$

La hidraulización de un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas representa una Ahorro en el Ciclo de Vida, para una vida útil de 15 años de 2.549.533,71pesos .Todo esto sin considerar el ahorro por concepto de tiempo perdido en zafra que como se menciona en el trabajo<sup>6</sup> se estima que este puede estar en el orden del 0,5% de la zafra, que evaluado para un “tandem” equivale a 142, 5 horas de zafra de un central de mediana capacidad <sup>36</sup>.

Con relación a la Inversión Inicial en este caso se tiene que:

Para hidraulizar un “tandem” de 5 molinos y una desmenuzadora se requieren 6 motores hidráulicos de pistones radiales, regulables, de alto torque y baja velocidad para transmitir una potencia de 260 kW cada uno de los cuales tiene un precio 158.915,58 USD + 47.674 MN, se necesitarán para esta variante 6 brazos para contrarrestar el par de torsión del motor hidráulico con un precio de 14.401 USD + 4.320 MN cada uno, se emplearán 6 unidades de potencia hidráulica para accionar los motores hidráulicos con un precio de cada una de 61.281 USD + 18.384 MN, se emplearán 6 juegos de indicadores de velocidad, con un precio de cada uno de 2.582 USD + 774,71 MN. La inversión inicial necesaria para la puesta en marcha de un molino hidraulizado desde la maza superior manteniendo las coronas asciende a 237.181,53 USD + 71.154,45 MN por molino y una inversión total para el “tandem” ascendente a:

$$I = 1.423.089,181 USD + 426.926, 75 MN.$$

$$I = 1.850.015, 94 \text{ pesos}$$

Como se aprecia la inversión, sólo a cuentas de los ahorros, se recupera mucho antes de que se concluya el Ciclo de Vida.

3.2.2 Ahorro en el Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza cañera manteniendo las coronas (Variante 3).

El análisis se realizará para el mismo “tandem” del caso anterior.

El Ahorro de Energía por año de explotación para este caso será el siguiente. El ahorro de potencia demandada por un molino con accionamiento hidráulico desde la maza cañera manteniendo las coronas es de 188,89 kW por “tandem”, con relación a la de un molino tradicional.

$$AEn = A_{pot} \cdot T \cdot c_e = 81.396,65 \text{ USD/año}$$

El Ahorro total de Operación y Mantenimiento por año de explotación será el mismo que en el caso anterior.

$$AOM = 5.048 \text{ USD/año} + 11.612,33 \text{ MN/año.}$$

En lo referente a las reparaciones se realiza el mismo análisis que en el caso anterior al ser sustituidos o eliminados los mismos componentes, solamente con la diferencia que en sustitución de guijos, al incrementar la vida de los mismos en 15,96 veces con relación al accionamiento mecánico, esto representa un ahorro de 1.357.118,6 USD/año y 407.135,59MN/año

El total en reparación será:

$$AR = 145.711,86 \text{ USD/año} + 43.713,56 \text{ MN/año.}$$

El valor residual de la instalación concluido el Ciclo de Vida será igual que en el caso anterior.

VRNI = 20 000 USD

El Ahorro en el Ciclo de Vida será:

$$ACV = (AEn + AOM + AR) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} + VRNI \left( \frac{1}{1+k} \right)^N$$

$$ACV = 1.332.945,57USD + 784.628,57MN$$

$$ACV = 2.117.574,14pesos$$

La hidraulización de un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza cañera manteniendo las coronas representa un Ahorro en el Ciclo de Vida, para una vida útil de 15 años de 2.117.574,14pesos.

Con relación a la Inversión Inicial en este caso:

Se requieren 6 motores hidráulicos de pistones radiales, regulables, de alto torque y baja velocidad para transmitir una potencia de 280 kW cada uno de los cuales tiene un precio de 1 66 141,2 USD + 49.842,36 MN. En esta variante no serán necesarios los brazos para contrarrestar el par de torsión del motor hidráulico, se emplearán 6 unidades de potencia hidráulica para accionar el motor hidráulico con un precio cada una de 64.068,19 USD + 19.220,46 MN, se emplearán 6 juegos de indicadores de velocidad, con un precio de cada uno de 2.699,79 USD + 809,94 MN. La inversión inicial necesaria para la puesta en marcha de un molino hidraulizado desde la maza superior manteniendo las coronas asciende a 247.965,74 USD + 74.389,72 MN por molino y una inversión total para el “tandem” ascendente a:

$$I = 1.487.794,43 USD + 446.338,33 MN$$

$$I = 1.934.132,75 pesos$$

3.2.3 Ahorro en el Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza bagacera manteniendo las coronas (Variante 4).

Al igual que en el caso anterior el análisis se realizará para el “tandem” del CAI “Guillermo Moncada”.

El ahorro de potencia demandada por un molino hidráulico con accionamiento hidráulico desde la maza bagacera manteniendo las coronas es de 139,37 kW por “tandem”, con relación a la de un molino tradicional.

El ahorro de energía será:

$$AEn = A_{pot} \cdot T \cdot c_e = 60.055,78 \text{ USD/año}$$

El Ahorro total de Operación y Mantenimiento por año de explotación será:

$$AOM = 5.048 \text{ USD/año} + 11.612,33 \text{ MN/año.}$$

En lo referente al Ahorro en Reparaciones se determinará igual que en los casos anteriores, con la diferencia que en sustitución de guijos, al incrementar la vida de los mismos en 16,48 veces con relación al accionamiento mecánico, representa un ahorro de 1.401.491,5 USD/año y 420 447,46 MN/año.

El total en reparación será:

$$AR = 150.149,15 \text{ USD/año} + 45.044,75 \text{ MN/año.}$$

El valor residual de la instalación concluido el Ciclo de Vida se considera, como los casos anteriores, no mayor que:

$$VRNI = 20.000 \text{ USD}$$

El Ahorro en el Ciclo de Vida será:

$$ACV = (AEn + AOM + AR) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} + VRNI \left( \frac{1}{1+k} \right)^N$$

$$ACV = 1.235.986,78USD + 669.853,22MN$$

$$ACV = 1.905.840,005\text{pesos}$$

La hidraulización de un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas representa un Ahorro en el Ciclo de Vida, para una vida útil de 15 años de 1 905 840,005pesos.

Con relación a la Inversión Inicial en este caso:

Para este caso se requieren 6 motores hidráulicos de pistones radiales, regulables, de alto torque y baja velocidad para transmitir una potencia de 290 kW, cada uno de los cuales tiene un precio de 169.676,35 USD + 50.902,91 MN. En esta variante no serán necesarios los brazos para contrarrestar el par de torsión del motor hidráulico, se emplearán 6 unidades de potencia hidráulica para accionar el motor hidráulico con un precio cada una de 65.431,4 USD + 19.629,4 MN, se emplearán 6 juegos de indicadores de velocidad, con un precio de cada uno de 2.757,24 USD + 827,17 MN. La inversión inicial necesaria para la puesta en marcha de un molino hidraulizado desde la maza bagacera manteniendo las coronas asciende a 253.241,95USD + 75.972,586 MN por molino y una inversión total para el “tandem” ascendente a:

$$I = 1.519.451,73 USD + 455.835,52 MN.$$

$$I = 1.975.287,24 \text{ pesos}$$

3.2.4 Ahorro en el Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico independiente desde cada maza (Variante 5).

Se realizara el análisis para el “tandem” del CAI “Guillermo Moncada” como en los casos anteriores.

El ahorro de potencia demandada por un molino hidráulico con accionamiento hidráulico independiente en cada maza es de 366,2 kW por “tandem”, con relación a la de un molino tradicional.

$$AEn = A_{pot} \cdot T \cdot c_e = 157.802,84 \text{ USD/año}$$

El Ahorro en la Operación y Mantenimiento será el siguiente: En el CAI Guillermo Moncada se consumen 1.333,3 galones de lubricante para coronas y 1.533 galones de lubricante en trenes de engranajes con un costo total 9.395,8 USD/año + 1.511,93 MN/año. Los gastos de aceites en el tren de engrane desaparecen, pues se sustituyen por la transmisión hidrostática y aunque se consume aceite hidráulico el circuito es cerrado y los gastos por este concepto se incluyen en la inversión inicial.

Considerando solo un ahorro en salarios relacionado con los operarios que realizaban todo el mantenimiento del tren de engrane y las coronas 600 MN/mes por turno de trabajo, el ahorro en salario para la operación y mantenimiento será de 21 600 MN/año:

El Ahorro total de Operación y Mantenimiento por año de explotación será:

$$\mathbf{AOM = 9.395,8 \text{ USD/año} + 23.111,8 \text{ MN/año}}$$

En lo referente a las reparaciones se producirá un ahorro al sustituir los coupling, se eliminarán las 17 coronas lo que representa un ahorro de 85.000 USD/año + 85.000 MN/año. En sustitución de guijos, al incrementar la vida de los mismos en 4,57 veces con relación al accionamiento mecánico, se logrará un ahorro de 388.406,78 USD/año y 116.522,03 MN/año.

El Ahorro total en reparación será:

$$AR = 134.040,68 \text{ USD/año} + 99.652,20 \text{ MN/año}$$

El Valor Residual de la Instalación concluido el Ciclo de Vida se considera como en los casos anteriores no mayor que:

$$VRNI = 20.000 \text{ USD}$$

Ahorro en el Ciclo de Vida será:

$$ACV = (AEn + AOM + AR) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} + VRNI \left( \frac{1}{1+k} \right)^N$$

$$ACV = 1.729.203,79 \text{ USD} + 1.609.719 \text{ MN}$$

$$ACV = 3.338.922,55 \text{ pesos}$$

La hidraulización de un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas representa una Economía en el Ciclo de Vida, para una vida útil de 15 años de 3 338 922,55 pesos

Para el caso analizado la Inversión Inicial será:

En este caso se requieren 17 motores hidráulicos de pistones radiales, regulables, de alto torque y baja velocidad, de ellos 5 para transmitir un potencia de 70 kW a un precio de 72.317,157 USD + 21.695,147 MN cada uno y 12 motores a transmitir 40 kW con precio de 51.691,43 USD + 15.507,43 MN cada uno. En esta variante serán necesarios 6 brazos para contrarrestar el par de torsión del motor hidráulico con un precio cada uno de 6.553,74 USD + 1.966,1227 MN. Se emplearán 5 unidades de potencia hidráulica para accionar el motor hidráulico de 70 kW con un precio cada una de 27.887,3 USD + 8.366,19 MN, Se emplearán 12 unidades de potencias hidráulicas para accionar el motor hidráulico de 40 kW con un precio cada una de 19.933,5 USD + 5 980,5 MN, se emplearán 17 juegos de indicadores de velocidad, con un precio de cada uno de 839,98 USD + 251,99 MN. La inversión inicial necesaria para la puesta en marcha de un molino hidraulizado independiente desde cada una de las mazas asciende a 262.232,26 USD + 78.669,68 MN por molino y una inversión total para el “tandem” asciende a:

$$I = 1 465 460,22 \text{ USD} + 439 638,07 \text{ MN}$$

$$I = 1.905.098,29 \text{ pesos.}$$

3.2.5- Ahorro en el Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior con dos motores, uno a cada lado, manteniendo las coronas. (Variante 6)

El ahorro de potencia demandada por un molino hidráulico con accionamiento hidráulico desde la maza superior con dos motores, uno a cada lado, manteniendo las coronas es de 276,4 Kw por “tandem”, con relación a la de un molino tradicional.

$$AEn = A_{pot} \cdot T \cdot c_e = 119.106,29 \text{ USD/año}$$

El Ahorro en la Operación y Mantenimiento se determinará al igual que en la variante 3, analizada en el epígrafe 3.2.1.

$$AOM = 5.048 \text{ USD/año} + 11.612,33 \text{ MN/año.}$$

Al igual que en la variante 3 se realizará el mismo análisis para la determinación del Ahorro en Reparaciones, con la única diferencia que en sustitución de guijos, al incrementar la vida de los mismos en 14.6 veces con relación al accionamiento mecánico, esto representa un ahorro de 1.296 610,2 USD/año y 388 983,05 MN/año.

El Ahorro total en Reparaciones será:

$$AR = 139.661,02 \text{ USD/año} + 41.898,31 \text{ MN/año}$$

El Valor Residual de la Instalación concluido el Ciclo de Vida se tomara como en las variantes anteriores.

$$VRNI = 20.000 \text{ USD}$$

Ahorro en el Ciclo de Vida será:

$$ACV = (AEn + AOM + AR) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} + VRNI \left( \frac{1}{1+k} \right)^N$$

$$ACV = 1.514.540,036 \text{ USD} + 990.518,4 \text{ MN}$$

$$ACV = 2.505.058,40 \text{ pesos}$$

La hidraulización de un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas representa un Ahorro en el Ciclo de Vida, para una vida útil de 15 años de 2505058,40 pesos.

En la variante que se analiza para la Inversión Inicial se requieren 12 motores hidráulicos de pistones radiales, regulables, de alto torque y baja velocidad para transmitir una potencia de 130 kW, cada uno de los cuales tiene un precio 104.845,19 USD + 31.453,56 MN, se necesitarán para esta variante 12 brazos para contrarrestar el par de torsión del motor hidráulico con un precio de 9.501,59 USD + 2.850,47 MN cada uno, se emplearán 12 unidades de potencias hidráulicas para accionar el motor hidráulico con un precio de cada una de 40.430,93 USD + 12.129,27 MN, se emplearán 12 juegos de indicadores de velocidad, con un precio de cada uno de 1.703,73 USD + 511,12 MN. La inversión inicial necesaria para la puesta en marcha de un molino hidraulizado desde la maza superior con dos motores, uno a cada lado, manteniendo las coronas asciende a 156.481,45 USD + 46.944,436 MN por molino y una inversión total para el “tandem” ascendente a:

$$I = 1.877.777,43 \text{ USD} + 563.333,23 \text{ MN.}$$

$$I = 2.441.110,66 \text{ pesos}$$

3.2.6 Ahorro en el Ciclo de Vida para un “tandem” con accionamiento hidráulico independiente desde cada maza con dos motores en la maza superior, uno a cada lado. (Variante 7).

El Ahorro de potencia demandada por un molino hidráulico con accionamiento hidráulico independiente en cada maza es de 366,2 kW por “tandem”, con relación a la de un molino tradicional, para una zafra de 6840h/año.

$$AEn = A_{pot} \cdot T \cdot c_e = 157.802,84 \text{ USD/año .}$$

El Ahorro en la Operación y Mantenimiento se realizará de la misma manera que se ha analizado en el epígrafe 3.2.5 para la variante 5.

$$AOM = 9.395,8 \text{ USD/año} + 23.111,93 \text{ MN/año.}$$

En lo referente al Ahorro en Reparaciones se realizará el mismo análisis que para la variante 6.

$$AR = 134.098,31 \text{ USD/año} + 99.669,50 \text{ MN/año.}$$

El valor residual de la instalación concluido el ciclo de vida como en variantes anteriores se tomará no mayor que:

$$VRNI = 20\ 000 \text{ USD}$$

El Ahorro en el Ciclo de Vida será:

$$ACV = (AEn + AOM + AR) \frac{(1+d)^N - 1}{d(1+d)^N} + VRNI \left( \frac{1}{1+k} \right)^N$$

$$ACV = 1.729.534,34 \text{ USD} + 1.609.818 \text{ MN}$$

$$ACV = 3.339.352,26 \text{ pesos}$$

La hidraulización de un “tandem” con accionamiento hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas representa un Ahorro en el Ciclo de Vida, para una vida útil de 15 años de 3.339.352,26 pesos.

La inversión en esta variante será:

Se requieren 23 motores hidráulicos de pistones radiales, regulables, de alto torque y baja velocidad, a transmitir 40 kW con precio de 51.691,43 USD + 15.507,43 MN cada uno. En esta variante serán necesarios 12 brazos para contrarrestar el par de torsión del motor hidráulico con un precio cada uno de 6.553,74 USD + 1.966,1227 MN. Se emplearán 24 unidades de potencias hidráulicas para accionar el motor hidráulico de 40 kW con un precio cada una de 19.933,5 USD + 5 980,5 MN, se emplearán 24 juegos de indicadores de velocidad, cada uno con un precio de 839,98 USD + 251,99 MN. La

inversión inicial necesaria para la puesta en marcha de un molino hidráulizado independiente desde cada una de las mazas asciende a 453.527,65 USD + 136.058,29 MN por molino y una inversión total para el “tandem” ascendente a 2.721.165,95 USD + 816.349,77 MN.

### 3.3 – Análisis comparativo para las diferentes variantes de accionamiento.

Caso # 2 Hidraulizado por la maza superior manteniendo las coronas.

Caso # 3 Hidraulizado por la maza cañera manteniendo las coronas.

Caso # 4 Hidraulizado por la maza bagacera manteniendo las coronas.

Caso # 5 Hidraulizado por las tres mazas independientes.

Caso # 6 Hidraulizado por la superior con dos motores, manteniendo las coronas.

Caso # 7 Hidraulizado por las tres mazas independientes con dos motores en la maza superior.

En la tabla 3.1 se muestran los valores comparativos de Inversión inicial, Ahorros por conceptos, y Ahorro en el Ciclo de Vida para las diferentes variantes de accionamiento hidráulico utilizando un período de zafra normal de 2880 h comparado con una zafra de dos etapas de duración total 6840 h, una primera etapa de zafra normal y una segunda etapa con caña energética a la que se le denomina zafra energética.

Tabla 3.1 Inversión inicial, Ahorros por conceptos, y Ahorro en el Ciclo de Vida en Pesos para las diferentes variantes de accionamiento hidráulico.

	Zafra (2880 h)	Zafra ( 6840 h )	Zafra (2880 h)	Zafra ( 6840 h )	Zafra (2880 h)	Zafra ( 6840 h )
	Inversión peso		AEn pesos		AOM pesos	
<b>Caso 2</b>	1.423.089,181	1.850.015,94	46.567,87	238.212,576	11.926,66	16.660,33
<b>Caso 3</b>	1.487.794,425	1.934.132,75	31.824,26	162.793,3118	11.926,66	16.660,33
<b>Caso 4</b>	1.519.451,727	1.975.287,24	23.480,46	120.111,569	11.926,66	16.660,33
<b>Caso 5</b>	1.465.460,22	1.905.098,29	61.697,35	315.605,6784	23.696,90	32.507,73
<b>Caso 6</b>	1.877.777,433	2.441.110,66	46.567,87	238.212,576	11.926,66	16.660,33
<b>Caso 7</b>	1.795.372,453	2.333.984,19	61.697,35	315.605,6784	23.696,90	32.507,73

Continuación Tabla 3.1

	<b>Zafra (2880 h)</b>	<b>Zafra ( 6840 h )</b>	<b>Zafra (2880 h)</b>	<b>Zafra ( 6840 h )</b>	<b>Zafra (2880 h)</b>	<b>Zafra ( 6840 h )</b>
	<b>AR pesos</b>		<b>VRNI pesos</b>		<b>ACV pesos</b>	
<b>Caso 2</b>	1.776.130,51	189.313,05	26.000,00	26.000,00	1.423.109,32	2.549.533,71
<b>Caso 3</b>	1.777.254,24	189.425,42	26.000,00	26.000,00	1.339.184,66	2.117.574,14
<b>Caso 4</b>	1.834.938,98	195.193,90	26.000,00	26.000,00	1.324.412,63	1.905.840,01
<b>Caso 5</b>	628.628,81	233.692,88	26.000,00	26.000,00	1.490.676,71	3.334.189,61
<b>Caso 6</b>	1.698.593,22	181.559,32	26.000,00	26.000,00	1.378.634,01	2.505.058,40
<b>Caso 7</b>	629.377,97	233.767,80	26.000,00	26.000,00	1.491.106,42	3.334.619,32

En la tabla 3.2 se muestra un análisis comparativo entre la relación Ahorro en el Ciclo de Vida y la Inversión Inicial para las dos zafras analizadas, Zafra Azucarera y Zafra Azucarera más Zafra Energética.

Tabla 3.2 Análisis comparativo de Ahorro Ciclo de Vida e Inversión Inicial

	<b>Zafra (2880 h)</b>	<b>Zafra ( 6840 h )</b>
	<b>ACV/ I</b>	
<b>Caso 2</b>	0,769	1,79
<b>Caso 3</b>	0,692	1,42
<b>Caso 4</b>	0,670	1,25
<b>Caso 5</b>	0,782	2,28
<b>Caso 6</b>	0,564	1,33
<b>Caso 7</b>	0,638	1,86

Si se analiza la tabla 3.2 se observa que la utilización de Zafra Energética para un período de 6840h es caso más viable desde el punto de vista económico, pues la relación de Ahorro en el Ciclo de Vida entre la Inversión inicial da superior a la unidad en todos los casos de accionamiento hidráulicos analizados y 2,28 veces superior a esta relación para zafra azucarera de 2880h siendo inferior a la unidad. La mejor alternativa económicamente es el Accionamiento Hidráulico Independiente de las tres mazas (caso 5), donde la Inversión Inicial se recupera solo con los Ahorros en el Ciclo de Vida.

## **CONCLUSIONES GENERALES.**

En correspondencia con los objetivos propuestos se puede arribar a las siguientes Conclusiones Generales.

1. Como resultado de la revisión bibliográfica se pudieron establecer las diferentes variantes de accionamiento hidráulico a emplear en los molinos de caña de azúcar y se pudo conocer que el empleo de la caña energética representará un incremento del período de molienda desde 2880h a 6840h, lo que contribuye a ser más viable desde el punto de vista técnico-económico el empleo del accionamiento hidráulico.
2. Utilizando las expresiones obtenidas<sup>17, 34</sup> se pudo esclarecer el ahorro de energía que se produce en el “tandem” analizado para las diferentes Alternativas de Accionamiento Hidráulico analizadas, concluyéndose que desde este punto de vista la mejor alternativa es el Accionamiento Hidráulico de las tres mazas, independientemente cada una, con un ahorro de energía del 27,12 %, le siguen en orden el Accionamiento Hidráulico desde la maza superior manteniendo las coronas, con el 20,21% de ahorro, el Accionamiento Hidráulico desde la maza cañera con el 14 % y el Accionamiento Hidráulico desde la maza bagacera con el 10,32 %. Estos resultados, que diferencian claramente las diferentes alternativas desde el punto de vista del ahorro de energía, se consideran también un Aporte Científico del Trabajo.
3. Aplicando el Esquema de Análisis que considera el guijo como un árbol apoyado sobre una fundación elástica, se evaluaron los factores de seguridad a la fatiga de los árboles superiores de los cinco molinos del CAI “Guillermo Moncada”. Del análisis se concluye que la sección más crítica desde el punto de vista de la fractura por fatiga sigue siendo la sección B, o sección de cambio de diámetro de la zona del collarín y la zona de alojamiento de la maza del lado del guijo donde va colocada la corona, solo en el caso III, Accionamiento Hidráulico desde la maza cañera, manteniendo las coronas, la sección más crítica se desplaza hacia la sección C, o sea, el cambio de

diámetro entre el collarín y la zona donde está colocada la maza, del lado opuesto a donde está colocada la corona.

4. En las cuatro variantes de Accionamiento Hidráulico desde alguna de las mazas manteniendo las coronas el factor de seguridad a la fatiga da mayor que la unidad, por lo que es de esperar una gran Vida de Servicio. En orden descendentes estas variantes son: 1) Accionamiento desde la maza cañera manteniendo las coronas,  $n = 1,112$ , 2) Accionamiento desde la maza superior manteniendo las coronas, con dos motores hidráulicos en la maza superior,  $n = 1,061$ , 3) con un solo motor,  $n = 1,059$  y el Accionamiento Hidráulico desde la maza bagacera manteniendo las coronas,  $n = 1,019$ . En el Accionamiento Independiente de las tres mazas, el factor de seguridad alcanza  $n = 0,79$ .
5. Aplicando el mismo Esquema de Análisis y los Criterios de la Mecánica de la Fractura Lineal Elástica y de la Mecánica de la Fractura Subcrítica, se pudo precisar que en las Variantes de Accionamiento Hidráulico desde alguna de las mazas: superior, cañera o bagacera, manteniendo las coronas, la Vida Remanente de los Guijos Superiores se eleva a valores del orden de 45 zafras o sea, 15 veces superior a la vida con Accionamiento Mecánico, mientras que el Accionamiento Independiente la Vida Residual se eleva a valores de 13,5 zafras, o sea, poco menos de 5 veces con relación al Accionamiento Mecánico. El establecimiento de esta influencia del Accionamiento Hidráulico en la Resistencia a la Fatiga y en la Vida Remanente de los Guijos Superiores se considera un Aporte Científico del trabajo.
6. Como conclusión fundamental del Análisis Técnico-Económico realizado se obtuvo que la utilización de la combinación de Zafra Azucarera (2880 h) y Zafra Energética (3960) da un período total de molienda de 6840 h. Esto implica que los Ahorros durante un ciclo de 15 años son superiores a la correspondiente inversión inicial para cada uno de los casos de accionamiento hidráulico analizados. La mejor alternativa es el Accionamiento Hidráulico Independiente de las tres mazas (caso 5), donde los Ahorros en el Ciclo de Vida son 1,75 veces mayor que la Inversión Inicial.

## **RECOMENDACIONES**

Se recomienda lo siguiente:

1. Evaluar desde todos los puntos de vista evaluados en el trabajo y como paso previo en la dirección de ir modernizando progresivamente la Industria Azucarera Cubana, las variantes de:
  - 1) Introducir el Accionamiento Hidráulico en alguna de las dos mazas inferiores y mantener el Accionamiento Mecánico de la maza superior.
  - 2) Introducir una variante intermedia de Accionamiento Independiente como lo es el Accionamiento Hidráulico de la maza superior y de una sola de las mazas inferiores y la transmisión mediante coronas desde la maza superior a la otra maza inferior.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Abon J.F. Utilization of hydraulic motor for the individual drive of sugar cane roller. Proceedings of the Int. Soc. Sug. Cane Techn. (Australia) 2. (10): 850 – 858, 1986.
2. Aday, R. Evaluación de los Sistema Hidráulicos aplicados a la industria azucarera. - -Trabajo de Diploma, UCLV (VC), 1982. - - h40.
3. Arzola, N. Esquema de análisis para los árboles de los molinos de caña de azúcar y aplicación de la Mecánica de la Fractura en la evaluación de la falla por fatiga. - - Tesis Doctoral, UCF (CF), 2003- h118.
4. Cant C. Direct hydraulic drives in the sugar industry. International Sugar Journal. (Australia) 102, (1214) p. 2000.
5. Castillo Coto, A. L, Rivero Cañizarez, D. González Suárez, E. Guía para evaluar uso de biomasa como combustible para la generación eléctrica en la industria azucarera cubana. Centro Azúcar. Sanctis Spíritus 2. (19).p-51, 1998.
6. Chou Rodríguez,Rogelio. Influencia de la Hidraulización en el consumo de potencia y en la fractura por fatiga de los árboles superiores de los molinos de caña de azúcar.- - Tesis de maestría,UCF (CF).2004
7. Dillon, B. Number one mill low speed gearbox failure at pioneer mill. Proceeding of Australian Society of Sugar Cane Technologist. (Australia): p. 187-190, 1984.
8. Dowling, N. E. “Mechanical behaviour of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue”. Upper Saddle River.—N.J: Prentice Hall, 1999. p. 239.
9. Edwards Mill Hydraulics. Tomado de: <http://www.edwardsengrg.com>. 2005
10. Edwards Sugar Mill Drives Tomado de: <http://www.edwardsengrg.com>. 2005
11. Expósito, A. Fallas en los árboles y ejes de la industria azucarera. Construcción de Maquinaria (Santa Clara), 8; (2): p.135, 1983.

12. Feldt, A.E. Localización de la fatiga y reducción de las fallas al mínimo.[s.l]: ATAC. XXX , 1957.-- p. 221.
13. Fernández Levy, G.S. Investigación sobre el origen y desarrollo de la falla en árboles de molinos de centrales azucareros.-- Tesis en opción del grado científico de doctor en Ciencias Técnicas, Santa Clara: Universidad Central de las Villas, 1982.-- h161.
14. Fernández Levy, Gilda. S. Resistencia de Materiales.-- La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 1983.—p.511 T2.
15. Fernández Levy, Gilda S. Algunas consideraciones sobre la falla de los árboles de los molinos de caña. Construcción de Maquinaria (Santa Clara), IV; (1):p.28, 1979.
16. Fernández Levy, Gilda S. Caracterización de la falla por fatiga en los árboles de los molinos de caña. Construcción de Maquinaria (Santa Clara), IV; (1): p.33, 1979.
17. Fernández Levy, Gilda S. Acción del guarapo sobre la resistencia a la fatiga. Construcción de Maquinaria (Santa Clara), 9; (4): p.81, 1984.
18. Grupo de investigaciones energéticas. La cogeneración en la industria azucarera, una solución necesaria para el desarrollo sostenible. Proyecto de investigación. Sancti Spiritus. 1995.
19. Guillen and Allen. Investigación sobre las fallas de los árboles de molinos. Proceedings of the thirteenth Congress of the International Society of Sugar Cane Technologist. (EU) 1: (1) p 16, 1968.
20. Goytisoló Betancourt, E. R. Teoría y aplicaciones de la Mecánica de la Fractura al Análisis de las fallas en piezas de maquinas.- - Trabajo de Diploma. UCF(CF), 1998. - - h125.
21. Goytisoló Espinosa, R. Recalculo y regulación de compresores centrífugos con enfriamiento externo.- - Tesis Doctoral, UCF(CF), 1997. - - h133.
22. Hagglunds. Suecia. Motores Hidráulicos. (Catálogo Industrial).

23. Herrera, E. Rotura de Guijos. Memorias ATAC-29 Cong. Anual (La Habana), (11): p. 323, 1956.
24. Herrera E. El consumo de Potencia en los Molinos. Criterios actuales sobre la Industria Azucarera Cubana. MINAZ. (Ciudad de la Habana), 13 (25), p. 320, 1995.
25. Hugot, E. Manual para Ingenieros Azucareros.-- México: Editorial Continental, 1974.—p784.
26. Hurton, H. Investigation of internal stresses in a mill roller shaft forgings. Procc. of the Queensland Factory of sugar cane technologist.—Australia:[SN], 1968.-- p.289.
27. Noa Águila, J.G.. Resistencia a la Fatiga Y vida residual de los árboles superiores de caña de azúcar para las alternativas de accionamiento hidráulico.--tesis de maestría, UCF(CF), 2005. - - h97.
28. Lima Verde Leal, M. R. José Hassuani, S. The collection of sugar cane bagasse and trash for an advanced cogeneration system. ISSCT Engineering and Energy Workshop, Cogeneration. (Mauritius). 57, (100): p.22, October 2000.
29. Manechini, C. The Impact of Cane Trash on Wedd Control. Newsletter of the International Cane Energy Network.—EU: “International Cane Energy News, 2000.--p. 7.
30. MINAZ. Ed. Brasil: Estudio alternativo de la caña de azúcar como recurso alimenticio y energético. Un modelo integrado (I). Boletín de alerta informativa para los cuadros de dirección del MINAZ. 2, ( 1).(La Habana). Enero 2001.
31. MINAZ. Ed. Brasil: Estudio alternativo de la caña de azúcar como recurso alimenticio y energético. Un modelo integrado (II). Boletín de alerta informativa para los cuadros de dirección del MINAZ (La Habana) 2, (2): 7, Febrero 2001.
32. Morand, A. Bagasse Cogeneration. Global Rewiew and Potential. World Alliance For Decentralized Energy.(Estados Unidos) 15 (99): p.53, 2004.

33. Osgood, H. Alternative off-season biomass fuels for sugarcane factories. Proseeding of the international conference of energy from sugar cane.(Hawai) 2 (12): 10, September 1991.
34. Patil K.R. Modelling of a Sugar cane Mill. Proc. Of the XXIII ISSCT Congress, New Delhi, (India). 22 (26):202, febrero 1999.
35. Pérez Campos, D. Hidraulización de los molinos de caña de azúcar.-- Trabajo de Diploma. UCF (CF) 1999.- - h60.
36. Pérez, F. Resumen del Informe sobre utilización del sistema hidráulico para mover el primer molino de la Empresa Azucarera “Panchito Gómez Toro”. - - La Habana: MINAZ, 1981. - - h40.
37. Perez Castellanos, E. Análisis de la correlación entre el consumo de potencia en un molino de caña de azúcar y las variables operativas del mismo.- - Tesis Doctoral, UCLV (VC), 2003.—h133.
38. Pisarenko, G.S. Manual de Resistencia de Materiales.-- Moscú: Editorial MIR, 1979.—p695.
39. Pulido González, A. Investigación sobre la potencia en los molinos movidos por hidromotores. - - Trabajo de Diploma, ISAI (SS), 1989. - - h80.
40. Reyes, Luis A. Experiencias y tendencias actuales en el accionamiento independiente de las mazas de los molinos de caña de azúcar.- - Trabajo de Diploma. UCF.(CF), 1992. - - h53.
41. Reid M.J. Possible causes of recent roll shaft failure in South African Sugar Mills. Proc. of the XX Congress of Sugar Milling Research Inst. Durbin, (EU)12, 21: 217, 1989.
42. Rodríguez, A. Alvarez, E. Rodríguez, C. “Fricción en las coronas de molinos”. Ingeniería Mecánica.(La Habana) 1 (1): 42, 1998.
43. Shield A.G. , Cant C. Hydraulics drives for cane mills. Procc. 17th Conf. Australian Sugar Cane Techn, (Austrlia) 19, (45) p. 332, 1999.

44. Shigley, J.E. "Mechanical Engineering Design". Boston: Mc Graw Hill, 2001.-- p124
45. Stress Intensity Factors Handbook, Y. Murakami, editor-in-chief, Pergamon Press. (Oxford) 1, (2), p.215, 1987.
46. Tada, H. Paris, P. C. "The stress analysis of cracks handbook".-- St. Louis (MO): Del Research Corporation, 1973.--p. 452.
47. Wendel L. Transmisiones hidrostáticas para molinos de caña, una alternativa para las transmisiones tradicionales movidas por vapor. Journal of Amer. Soc. Sugar Cane Techn (EU) 15 (29): p. 82, 1995.
48. Yarema, S.Ya. Formulación analítica del diagrama de destrucción por fatiga de los materiales/ .--- Moscú: Ed Mir,1975.—47.

## BIBLIOGRAFÍA

- Abon J.F. Utilization of hydraulic motor for the individual drive of sugar cane roller. Proceedings of the Int. Soc. Sug. Cane Techn.(E.U.) 2: 850-858, 1986 1986.
- Aday, R. Evaluación de los Sistema Hidráulicos aplicados a la industria azucarera. / R. Aday; Felix Pérez Egusquiza, tutor.- -Trabajo de Diploma, UCLV (VC), 1982- - 40h.
- Arzola, N. Esquema de análisis para los árboles de los molinos de caña de azúcar y aplicación de la Mecánica de la Fractura en la evaluación de la falla por fatiga./ Nelson Arbola; Rafael Goytisol Espinosa, tutor.- - Tesis Doctoral, UCF(CF), 2003.- - 118h.
- Birger J.A. Cálculo de la Resistencia de Piezas de Máquinas./ J. A. Birger, B. I. Shorr, R. M. Schneiderovich.—Moscú: Ed Mashinostroenie, 1966. - - 616 p.
- Boada, D. Influencia del régimen de elaboración en las cualidades de explotación de los guijos de los molinos de caña. Construcción de Maquinaria (Santa Clara), 8; (2): p.135-149, 1983.
- Bombas hidráulicas para circuito cerrado PV y PVA. Tomado de: <http://www.poclain-hydraulics.com/default.htm>. 2005
- Cabello Eras, J.J. Cinemática, transmisión de la carga; lubricación y resistencia superficial de las coronas de molinos de azúcar./ Juan José Cabello Eras; Jorge L. Moya Rodríguez, tutor - - Tesis Doctoral, UCF(CF), 1999.—100h.
- Carballoso, M., Rey N. Estudio técnico – económico sobre las posibilidades de hidraulización de las esteras y cristalizadores en la Industria Azucarera./ M. Carballoso, N. Rey; Rafael Goytisol Espinosa. tutor . - - Trabajo de Diploma, UCF (CF), 1992.--87h.
- Chou Rodríguez,Rogelio. Influencia de la Hidraulización en el consumo de potencia y en la fractura por fatiga de los árboles superiores de los molinos de caña de azúcar./Rogelio Chou Rodríguez; Rafael Goytisol Espinosa, tutor.--Tesis de maestría, UCF (CF), 2004.—100h
- Edwards Mill Hydraulics. Tomado de: <http://www.edwardsengrg.com>. 2005
- Edwards Sugar Mill Drives Tomado de: <http://www.edwardsengrg.com>. 2005
- Elementos de Máquinas./ V. Dobrobolski, K...[et.al].-- Moscú: Editorial MIR, 1970.-- 692 p.

- Expósito, A. Fallas en los árboles y ejes de la industria azucarera. Construcción de Maquinaria (Santa Clara), 8; (2): p.135-149, 1983.
- Fedosiev V.I. Resistencia de Materiales./ V.I Fedosiev.-- Moscú: Editorial MIR, 1985.-- 583 p.
- Fernández, F. "Sistema automatizado para el trazado del molino de caña de azúcar"/ Feliberto Fernández Castañeda; Rosendo Franco Rodríguez tutor. Tesis de Doctorado \_\_ UCLV (VC), 2000.—100h.
- Fernández Levy, G.S. Investigación sobre el origen y desarrollo de la falla en árboles de molinos de centrales azucareros./ G.S. Fernández Levy; Gonzalo Pérez García, tutor.- -Tesis en opción del grado científico de doctor en Ciencias Técnicas, Universidad Central de las Villas (VC), 1982.-- 161h.
- Fernández Levy, Gilda. S. Resistencia de Materiales./ Gilda S. Fernández Levy.-- La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 1983.--2T.
- Fernández Levy, Gilda S. Algunas consideraciones sobre la falla de los árboles de los molinos de caña. Construcción de Maquinaria (Santa Clara), IV; (1): 18-24, 1979 1979.
- Fernández Levy, Gilda S. Caracterización de la falla por fatiga en los árboles de los molinos de caña. Construcción de Maquinaria (Santa Clara), IV; (1): 26-32, 1979.
- Fernández Levy, Gilda S. Metodología de inspección por ultrasonido en guijos de mazas de centrales azucareros. Construcción de Maquinaria (Santa Clara), V, (2): p.135-140, 1980.
- Fernández Levy, Gilda S. Acción del guarapo sobre la resistencia a la fatiga. Construcción de Maquinaria (Santa Clara), 9; (4): p.81-95, 1984.
- Goytisoló Betancourt, E. R. Teoría y aplicaciones de la Mecánica de la Fractura al Análisis de las fallas en piezas de maquinas./E. R. Goytisoló Betancourt; Rafael Goytisoló Espinosa, tutor. - - Trabajo de Diploma. UCF(CF), 1998. - - 125 h.
- Goytisoló Espinosa, R. Recalculo y regulación de compresores centrífugos con enfriamiento externo./ Rafael Goytisoló Espinosa. - - Tesis Doctoral, UCF(CF), 1997. - - 133 h.
- Hagglunds. Suecia. Motores Hidráulicos. (Catálogo Industrial).
- Herrera E. El consumo de Potencia en los Molinos. Criterios actuales sobre la Industria Azucarera Cubana./E. Herrera.—Ciudad de La Habana: MINAZ,1995.—[S.P]

- Hugot, E. Manual para Ingenieros Azucareros./ E. Hugot.-- México: Editorial Continental, 1974.-- 784 p.
- Ivanov, M.N. Elementos de Máquinas./ M.N Ivanov.-- Moscú: Editorial Vischaya Schkola, 1991.--383 p.
- Iusilievich G.B. Elementos de Máquinas./ G.B. Iusilievich.-- Moscú: Editorial Mashinostroenie, 1988. -- 367 p.
- Manual Hidráulico de molinos. - - La Habana: MINAZ, 1984. - - 25 h.
- Morales, A. Influencia de la rugosidad superficial en la explotación de los guijos. Construcción de Maquinaria. (USA), 9, (2): 95-103, 1984.
- Muñoz G. Análisis del comportamiento mecánico del molino cañero. International Sugar Journal. 98, (1172): 386 – 390, 1970
- Pérez Campos, D. Hidraulización de los molinos de caña de azúcar./ Dunieski Pérez Campos; Ing. Rogelio Chou Rodríguez, Rafael Goytisolo Espinosa, tutores.-- Trabajo de Diploma. UCF (CF), 1999. - - 60h.
- Pérez, F. Resumen del Informe sobre utilización del sistema hidráulico para mover el primer molino de la Empresa Azucarera “Panchito Gómez Toro”./ F. Pérez. - - La Habana: MINAZ, 1981. - - 40p.
- Perez Castellanos, E. Análisis de la correlación entre el consumo de potencia en un molino de caña de azúcar y las variables operativas del mismo./ Eusebio E. Pérez Castellanos; Ricardo Bermúdez Santana, tutor - - Tesis Doctoral, UCLV (VC), 2003. - - 133 h.
- Pisarenko, G.S. Manual de Resistencia de Materiales./ G.S. Pisarenko, A.P. Yakovlev, V:V Matvéev.-- Moscú: Editorial MIR, 1979.-- 695 p.
- Pulido González. Investigación sobre la potencia en los molinos movidos por hidromotores./ Abel Pulido González, Ivan Carvajal Díaz; Ramón Gutierrez Gonzalez, tutor. - - Trabajo de Diploma, ISAI (SS), 1989. - - 80 h.
- Reyes, Luis A. Experiencias y tendencias actuales en el accionamiento independiente de las mazas de los molinos de caña de azúcar./ Luis A. Reyes; Rafael Goytisolo Espinosa, tutor. - - Trabajo de Diploma. UCF.(CF), 1992. - - 53 h.
- Reshetov, D. Elementos de Máquinas./ D. Reshetov.-- La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 1985.-- 830 p.

- Rodríguez, A. Alvarez, E. Rodríguez, C. “Fricción en las coronas de molinos”.  
Ingeniería Mecánica, 1(1):42 – 46, 1998.
- Shield A.G. , Cant C. Hydraulics drives for cane mills. Procc. 17th Conf. Australian  
Sugar Cane Techn.(Australia) 8, (25): 332-338, 1999.
- Shigley, J.E. y Mischke, Ch. R. “Mechanical Engineering Design”./J. E. Shigley, Ch. R.  
Mischke.-- Boston: Mc Graw Hill, 2001.--1248p
- Stiopin, P.A. Resistencia de Materiales./ P.A Stiopin.-- Moscú: Editorial MIR, 1985.--  
376 p.
- Veloz Rodríguez, Yoelvis. Esquema de análisis del Guijo Superior del Molino de Caña  
de Azúcar./ Yoelvis Veloz Rodríguez. Rafael Goytisoló Espinosa, tutor.—Trabajo de  
Diploma, UCF(CF), 1996.-- 76h.
- Yarema, S.Ya. Formulación analítica del diagrama de destrucción por fatiga de los  
materiales. Fiz –jim. Mejanika materialov(Moscú) (6): 47-54, 1975.
- Castillo Coto, A. L, Rivero Cañizarez, D. González Suárez, E. Guía para evaluar uso de  
biomasa como combustible para la generación eléctrica en la industria azucarera  
cubana. Centro Azúcar. (2): 51, 1998.
- . La cogeneración en la industria azucarera, una solución necesaria para el desarrollo  
sostenible. Proyecto de investigación. Sancti Spiritus: Grupo de investigaciones  
energéticas, 1995.—[SP].
- Lima Verde Leal. The collection of sugar cane bagasse and trash for an advanced  
cogeneration system. Engineering and Energy Workshop (Mauritius) 8,(10): 22 – 29,  
October 2000.
- MINAZ: Estudio alternativo de la caña de azúcar como recurso alimenticio y energético.  
Un modelo integrado (I). Boletín de alerta informativa para los cuadros de dirección  
del MINAZ.(La Habana) 2,(1); 10-18, enero 2001.
- MINAZ: Estudio alternativo de la caña de azúcar como recurso alimenticio y energético.  
Un modelo integrado (II). Boletín de alerta informativa para los cuadros de dirección  
del MINAZ.(La Habana) 2, (2): 15-19, febrero 2001.
- Morand, A. Bagasse Cogeneration. Global Review and Potential.—A. Morand.—(EU):  
World Alliance For Decentralized Energy, 2004—[SP]

## Anexo

EBSCO Research Databases  
Nueva búsqueda | Ver carpeta | Preferencias | Ayuda | Salir  
Búsqueda básica | Búsqueda avanzada | Búsqueda visual | Bases de datos  
CUBA  
Entrar en Mi EBSCOhost | Palabra clave | Publicaciones | Language

Resultados **molinos** [Añadir esta búsqueda a la carpeta](#) | [Mostrar de: vínculo a esta búsqueda](#)

<http://search.epnet.com/login.aspx?direct=true&bQuery=molinos&db=zbh>

Busca r: molinos     
en Fuente Academica [La carpeta está vacía..](#)

Para almacenar elementos añadidos en la carpeta para una sesión posterior, [Entrar en Mi EBSCOhost](#)

1 - 10 de 22 Páginas: 1 [2](#) [3](#) [Siguiente](#) Ordenar por :   
Date

**Resultados específicos por tema:**  
[SUGAR factories](#)  
[MANUFACTURING processes](#)  
[MILLS & mill-work](#)  
[TRIBOLOGY](#)  
[SUGAR trade](#)  
[BAGASSE](#)  
[MATHEMATICAL models](#)

- [Determinación de las condiciones de succión de la masa vegetal en los molinos desmenuzadores de tallos. \(Spanish\)](#) By: Rodríguez, Arturo Martínez; Hernández, Pedro Valdés; Suárez, Jorge Díaz; Padin, Yamilé Maturell; Riscart, Dimo Vega. Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias, 2004, Vol. 13 Issue 4, p1-10, 10p; Language: Spanish; (AN 20943495)  
 [Texto completo en PDF](#) (251K) [Añadir](#)
- [Modelo matemático racional para el cálculo de la potencia consumida en molinos forrajeros de tambor. \(Spanish\)](#) By: Rodríguez, Arturo Martínez; Hernández, ... [Añadir](#)

<a href="#">MANUFACTURES</a> <a href="#">FRICTION</a> <a href="#">SUGARCANE</a> <a href="#">products</a>	<p>Pedro Valdés; Suárez, Jorge Díaz; Padin, Yamilé Maturell; Riscart, Dimo Vega. Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias, 2004, Vol. 13 Issue 4, p1-13, 13p; Language: Spanish; (AN 20943496)</p> <p> <a href="#">Texto completo en PDF</a> (228K)</p>	
	<p>3. <a href="#">Determinación de la vida remanente de los árboles de los molinos de caña de azúcar con grieta semielíptica superficial.</a></p> <p>Ingenieria Mecanica, 2003 Issue 2, p43-52, 10p; (AN 15694997)</p> <p> <a href="#">Texto completo en PDF</a> (104K)</p>	<p> <a href="#">Añadir</a></p>
	<p>4. <a href="#">Estudio de caso en procesos de un central azucarero a través de un procedimiento para el mejoramiento de la calidad. (Spanish)</a> / Development of a case study in processes of a sugar factory, through a procedure for the improvement of the quality. (English) By: Avilés, Bismayda Gómez; Murguía, Ramón Pons; Romero, Osvaldo Romero; Galí, Alberto Azaret. Centro Azúcar, oct-dic2002, Vol. 29 Issue 4, p43-53, 11p; Language: Spanish; (AN 18419299)</p> <p> <a href="#">Texto completo en PDF</a> (109K)</p>	<p> <a href="#">Añadir</a></p>
<p>1 - 10 de 22 Páginas: 1 <a href="#">2</a> <a href="#">3</a> <a href="#">Siguiente</a></p>		<p> <a href="#">Añadir (1-10)</a></p>

[Inicio de página](#)

[Cláusula de confidencialidad](#) - [Condiciones de uso](#) - [Copyright](#)

© 2006 EBSCO Publishing.