

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA EXTRACTORA DE JUGO DE CAÑA ACCIONADA MEDIANTE ENERGÍA ELÉCTRICA PARA LA EMPRESA MAEMSA S.A., CON UNA CAPACIDAD DE RECOLECCIÓN DE JUGO DE 200 LITROS POR HORA.

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

GUSTAVO DAVID ARAUZ ESTRELLA

darauz0389@hotmail.es

BOLÍVAR MAURICIO CELY VÉLEZ

mauricio-cely@hotmail.com

DIRECTOR: ING. JAIME VARGAS

jaime.vargas@epn.edu.ec

Quito, Agosto 2013

DECLARACIÓN

Nosotros, Gustavo David Arauz Estrella y Bolívar Mauricio Cely Vélez, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí escrito es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

David Arauz

Mauricio Cely

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fué desarrollado por los señores Gustavo David Arauz Estrella y Bolívar Mauricio Cely Vélez, bajo nuestra supervisión.

Ing. Jaime Vargas

DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Jorge Escobar

CO-DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por darme salud, vida y bendecirme con la familia maravillosa que tengo.

A mi padre, por su sacrificio y amor constante para poder salir adelante y cumplir todas mis metas, porque me enseñó que con perseverancia y honestidad todo es posible en esta vida.

A mi madre, por decir la palabra justa en todo momento, por su amor incondicional y por darme la vida, la misma que me permite cumplir con esta etapa de superación personal.

A mi hermana, por ser mi amiga y permanecer siempre junto a mí en los buenos y malos momentos.

A mis amigos Mauricio y Gerardo, por brindarme su amistad sincera y desinteresada y por darme siempre ese abrazo amigo en los momentos que más lo necesitaba.

David

A mis padres, Colón Cely y Edith Vélez, por darme siempre todo el amor y apoyo que siempre necesité para poder culminar mis estudios.

A la Escuela Politécnica Nacional y en especial a la Facultad de Ingeniería Mecánica, ya que he vivido momentos muy gratos.

A David, mi buen amigo de vida y de universidad, con el que compartimos momentos alegres y tristes durante la carrera.

Al ingeniero Jaime Vargas, que a más de ser un excelente director ha sido un excelente profesor y amigo.

Mauricio

DEDICATORIA

Este trabajo se lo dedico con mucho amor a mi familia: A mi madre Rosa, a mi padre Guillermo y mi hermana Anita, porque son la base de mis logros y la fuerza que me ha permitido salir siempre adelante en toda circunstancia, espero que esto sea motivo de su orgullo.

David

A mi madre, por estar a mi lado siempre, quién con su ejemplo de lucha constante y de humildad ha sabido inculcar en mí ese gran deseo de conseguir objetivos.

A mi padre, que con sus consejos y buenas conversaciones siempre me alentaron para seguir aprendiendo más acerca de ingeniería mecánica.

A mis hermanas, Verónica y Gabriela por siempre desearme lo mejor a lo largo de mi carrera.

A mis hermosos sobrinitos, Carlita Simba y Tadeito Arroyo, por darme siempre una sonrisa de felicidad y un abrazo al regresar a casa.

Mauricio

CONTENIDO

	PÁGINA
DECLARACIÓN	i
CERTIFICACIÓN	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
DEDICATORIA.....	iv
CONTENIDO.....	v
LISTA DE ANEXOS	viii
LISTA DE TABLAS.....	ix
LISTA DE FIGURAS	xi
LISTA DE FOTOGRAFÍAS.....	xiii
RESUMEN	xiv
PRESENTACIÓN	xvi
1. CAPÍTULO 1	1
GENERALIDADES Y ESTUDIO DE CAMPO	1
1.1 LA CAÑA DE AZÚCAR.....	1
1.2 COMPONENTES DE LA CAÑA DE AZÚCAR.....	3
1.3 PRODUCCIÓN DE CAÑA DE AZÚCAR EN EL ECUADOR.....	5
1.4 MOLINOS O EXTRACTORES DE JUGO DE CAÑA	6
1.5 RANURADO DE LAS MAZAS	11
1.6 ESTUDIO DE CAMPO	12
2. CAPÍTULO 2	25
ESTUDIO DE LAS ALTERNATIVAS DE DISEÑO	25
2.1 GENERALIDADES	25
2.2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS.....	25
2.3 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	30
2.3.1.1 Funcionalidad.....	32
2.3.1.2 Facilidad de operación	32
2.3.1.3 Mantenimiento	32
2.3.1.4 Costo.....	32
2.3.1.5 Facilidad de construcción y montaje (complejidad).....	32
2.3.1.6 Vida Útil.....	33

2.4	SELECCIÓN DE ALTERNATIVA.....	36
2.5	PROTOCOLO DE PRUEBAS	36
3.	CAPÍTULO 3	40
	DISEÑO Y SELECCIÓN DE MATERIALES	40
3.1	DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS CONSTITUTIVOS DE LA MÁQUINA	40
3.1.1	SISTEMA DE APLASTAMIENTO Y AVANCE	40
3.1.2	CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE MOTRIZ.....	105
3.1.3	SELECCIÓN DE LA CHAVETA PARA LOS EJES	132
3.1.4	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA LOS EJES.....	133
4.	CAPÍTULO 4	135
	CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO	135
4.1	GENERALIDADES	135
4.2	CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.....	135
4.2.1	REQUERIMIENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN	136
4.2.2	OPERACIONES.....	136
4.2.3	MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS	137
4.2.4	ELEMENTOS A CONSTRUIR	138
4.2.5	ACCESORIOS DE SEGURIDAD.....	138
4.2.6	ELEMENTOS NORMALIZADOS	139
4.2.7	ELEMENTOS SELECCIONADOS	139
4.2.8	PERSONAL PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO	139
4.3	FOTOGRAFÍAS DE CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO	140
4.4	MONTAJE DE LA MÁQUINA EXTRACTORA DE JUGO DE CAÑA.....	143
4.5	MANTENIMIENTO.....	145
5.	CAPÍTULO 5	146
	PRUEBAS DE CAMPO	146
5.1	PRUEBAS DE CAMPO.....	146
5.2	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	148
6.	CAPÍTULO 6	149
	ANÁLISIS DE FINANCIERO	149
6.1	INTRODUCCIÓN	149
6.2	ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS	150

6.2.1 MATERIALES DIRECTOS.....	150
6.2.2 COSTOS DE MATERIALES NORMALIZADOS.....	151
6.2.3 COSTOS DE MAQUINADO.....	152
6.2.4 COSTOS DE MONTAJE.....	152
6.2.5 COSTO TOTAL DIRECTO.....	153
6.3 ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS.....	153
6.3.1 COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS	153
6.3.2 COSTOS DE DISEÑO	154
6.3.3 COSTOS DE IMPREVISTOS	155
6.3.4 COSTO TOTAL INDIRECTO.....	155
6.4 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.....	156
7. CAPÍTULO 7	157
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	157
7.1 CONCLUSIONES	157
7.2 RECOMENDACIONES.....	159
BIBLIOGRAFÍA	160
CONSULTAS WEB	162
ANEXO 1.....	163
ANEXO 2.....	165
ANEXO 3.....	176
ANEXO 4.....	179
ANEXO 5.....	180
ANEXO 6.....	182
ANEXO 7.....	184
ANEXO 8.....	186
ANEXO 9.....	190
ANEXO 10.....	192
ANEXO 11.....	193

LISTA DE ANEXOS

ANEXO 1: Resultados de las pruebas de campo realizadas.

ANEXO 2: Gráficas del ensayo de aplastamiento a la caña de azúcar.

ANEXO 3: Tablas de Shigley en las que se basaron los cálculos

ANEXO 4: Tabla del manual de rodamientos de la FAG.

ANEXO 5: Tabla del prontuario (Tablas para la industria metalúrgica).

ANEXO 6: Tabla de selección del motor SIEMENS.

ANEXO 7: Tabla de selección de bandas.

ANEXO 8: Manual de operación y mantenimiento del extractor.

ANEXO 9: Esquema del extractor de jugo de caña.

ANEXO 10: Planos de la extractora de jugo de caña.

ANEXO 11: Hojas Típicas de procesos

LISTA DE TABLAS

	PÁGINA
Tabla 1.1 Clasificación taxonómica de la caña de azúcar	3
Tabla 1.2 Componentes principales de la caña de azúcar	4
Tabla 1.3 Variedades de Caña de Azúcar en el Ecuador	5
Tabla 1.4 Dimensiones y Pesos de las muestras analizadas.....	13
Tabla 1.5 Dimensiones y peso promedio del estudio de las muestras de caña de azúcar.	20
Tabla 1.6 Resultados de los ensayos de aplastamiento a diferentes muestras de caña.	21
Tabla 1.7 Velocidades de giro	22
Tabla 2.1 Valores utilizados en el método de criterios ponderados.	30
Tabla 2.2 Codificación de las alternativas de diseño.....	31
Tabla 2.3 Criterios para la evaluación de las alternativas de diseño.....	32
Tabla 2.4 Evaluación de la importancia de cada diseño	33
Tabla 2.5 Evaluación de la funcionalidad entre las diferentes soluciones	34
Tabla 2.6 Evaluación de la facilidad de operación entre las diferentes soluciones.....	34
Tabla 2.7 Evaluación del mantenimiento entre las diferentes soluciones	34
Tabla 2.8 Evaluación del costo entre las diferentes soluciones	35
Tabla 2.9 Evaluación de la facilidad de construcción y montaje entre las diferentes soluciones.	35
Tabla 2.10 Evaluación de la vida útil entre las diferentes soluciones.....	35
Tabla 2.11 Evaluación de la prioridad de diseño y construcción en base a los ponderados de cada criterio.	36
Tabla 2.12 Verificación de dimensiones del prototipo.	37
Tabla 2.13 Verificación de los componentes principales de la máquina.	37
Tabla 2.14 Formato de prueba de funcionamiento en vacío.	38
Tabla 2.15 Formato de prueba de funcionamiento con carga.	39
Tabla 3.1 Valores experimentales de K finalizado el proceso de aplastamiento.....	48

Tabla 3.2 Valores experimentales de K finalizado el proceso de aplastamiento (Continuación).....	49
Tabla 3.3 Valores reales de K, al pasar por las mazas madre y cañera.	49
Tabla 3.4 Valores recomendados de velocidad, aberturas de entrada y salida en molinos de caña convencionales.	50
Tabla 3.5 Valores reales de K, al pasar por las mazas madre y bagacera.	51
Tabla 3.6 Consideraciones para el cálculo de ka	80
Tabla 4.1 Operaciones necesarias para la fabricación de las partes de la extractora de jugo de caña.	136
Tabla 4.2 Máquinas, herramientas e instrumentos utilizados para la construcción de la extractora de jugo de caña.....	137
Tabla 4.3 Elementos y piezas a construir.....	138
Tabla 4.4 Secuencia del montaje de la máquina extractora de jugo de caña.	143
Tabla 4.5 Operaciones de Mantenimiento Preventivo para la Máquina.	145
Tabla 4.6 Lubricantes Recomendados para los distintos elementos móviles de la máquina.	145
Tabla 6.1 Costo de los materiales directos.	150
Tabla 6.2 Costos de los materiales normalizados.....	151
Tabla 6.3 Costos de Maquinado.....	152
Tabla 6.4 Costos de Montaje.....	153
Tabla 6.5 Costo Total directo	153
Tabla 6.6 Costos de Materiales Indirectos.	154
Tabla 6.7 Costos de diseño.....	154
Tabla 6.8 Costos de Imprevistos.....	155
Tabla 6.9 Costos Totales Indirectos.....	155
Tabla 6.10 Costo total de la máquina.....	156

LISTA DE FIGURAS

	PÁGINA
Figura 1.2 Molino o extractor de jugo de caña de rodillos horizontales.	7
Figura 1.3 Molino de Caña Vertical.	8
Figura 1.4 Esquema de un extractor de jugo de caña de 3 mazas.	9
Figura 1.5 Esquema del ranurado circular en las mazas de los extractores	11
Figura 2.1 Esquema de un extractor de jugo de caña horizontal de 3 mazas.	26
Figura 2.2 Esquema de un extractor de jugo de caña horizontal de 5 mazas.	27
Figura 2.3 Representación esquemática de una extractora de jugo de caña vertical de 3 rodillos.	29
Figura 3.1 Dimensiones principales de la maza madre.	43
Figura 3.2 Dimensiones principales de la maza cañera.	43
Figura 3.3 Dimensiones principales de la maza bagacera.	44
Figura 3.4 Esquema del colchón de bagazo formado por la presión ejercida por las mazas del molino.	45
Figura 3.5 Representación de las variables de la presión generada en las mazas.	47
Figura 3.6 Representación esquemática de las fuerzas en el eje de la maza cañera.	56
Figura 3.7 Representación esquemática de las fuerzas de la maza bagacera.	58
Figura 3.8 Representación esquemática de las fuerzas en el eje de la maza madre.	59
Figura 3.9 Representación de las fuerzas en un cilindro.	62
Figura 3.10 Ángulos formados entre los planos de las mazas.	63
Figura 3.11 Ejes de coordenadas a tomar en cuenta.	64
Figura 3.12 D.C.L de la maza cañera.	64
Figura 3.13 Diagrama de fuerza cortante plano X-Y de la maza cañera.	67
Figura 3.14 Diagrama de momentos plano X-Y de la maza cañera.	67
Figura 3.15 Diagrama de fuerza cortante plano X-Z de la maza cañera.	68
Figura 3.16 Diagrama de momentos plano X-Z de la maza cañera.	68
Figura 3.17 D.C.L de la maza madre.	69
Figura 3.18 Diagrama de fuerza cortante plano X-Y de la maza madre.	72

Figura 3.19 Diagrama de momentos plano X-Y de la maza madre.....	72
Figura 3.20 Diagrama de fuerza cortante plano X-Z de la maza madre.....	73
Figura 3.21 Diagrama de momentos plano X-Z de la maza madre.....	73
Figura 3.22 D.C.L de la maza bagacera.	74
Figura 3.23 Diagrama de fuerza cortante plano X-Y de la maza bagacera.....	76
Figura 3.24 Diagrama de momentos plano X-Z de la maza bagacera.	76
Figura 3.25 Diagrama de fuerza cortante plano X-Y de la maza bagacera.....	77
Figura 3.26 Diagrama de momentos plano X-Z de la maza bagacera.	78
Figura 3.27 Representación esquemática de transmisión de potencia por bandas	109
Figura 3.28 Sistema Motriz de la Máquina Extractora de Jugo de Caña.....	110
Figura 3.29 Descomposición de fuerzas en el engrane motriz.....	114
Figura 3.30 Fuerzas presentes en el engrane motriz de la maza madre.	115
Figura 3.31 Representación esquemática de las fuerzas del engrane de la maza cañera.....	120
Figura 3.32 Esquema de las fuerzas presentes en el engrane de la maza bagacera.	126

LISTA DE FOTOGRAFÍAS

	PÁGINA
Fotografía 1.1 Caña de azúcar recién cosechada.....	2
Fotografía 1.2 Extractora de jugo de caña horizontal accionada mediante una turbina Pelton en la parroquia Pucayacu provincia de Cotopaxi.....	14
Fotografía 1.3 Sistema Motriz de la Extractora de jugo de caña horizontal.	15
Fotografía 1.4 Sembrío de caña de azúcar en la parroquia Pucayacu provincia de Cotopaxi.....	15
Fotografía 1.5 Sembrío de caña de azúcar en la parroquia Pacto provincia de Pichincha.....	16
Fotografía 1.6 Proceso de elaboración de la panela.....	17
Fotografía 1.7 Medición del tamaño de las muestras a analizar.....	20
Fotografía 1.8 Colocación de la muestra para realizar el ensayo de aplastamiento.....	21
Fotografía 1.9 Cantidad de jugo vs. Velocidad de giro.....	23
Fotografía 1.10 Cantidad de jugo vs. Velocidad de giro.....	23
Fotografía 4.1 Construcción de la maza bagacera.....	140
Fotografía 4.2 Operación de limado de la chaveta de talón.....	141
Fotografía 4.3 Operación de taladrado.....	141
Fotografía 4.4 Medidas finales del tornabagazo.....	142
Fotografía 4.5 Bastidor o castillo- Vista trasera.....	142
Fotografía 4.6 Montaje del Tornabagazo en los bastidores.....	144
Fotografía 5.1 Sistema de transmisión de la máquina en funcionamiento.....	146
Fotografía 5.2 Prueba de Campo – Funcionamiento con carga.....	147
Fotografía 5.3 Inspección en campo del Director y Codirector del proyecto.....	147

RESUMEN

El presente proyecto de titulación abarca el diseño y construcción de una máquina extractora de jugo de caña y se compone de seis capítulos.

A continuación se presenta el contenido básico de cada capítulo que conforma el proyecto.

El Capítulo 1 contiene información referente a la caña de azúcar, enfocándose en su composición y taxonomía, para luego hacer una breve descripción de los extractores de jugo de caña, su historia y los tipos más comunes. Se realiza un estudio de campo y se recopila información importante acerca de la producción, cosecha y características de la caña de azúcar de acuerdo a las experiencias y opiniones de los mismos productores.

En el Capítulo 2 se presentan los parámetros más importantes de la máquina para garantizar su funcionalidad y los requerimientos del usuario. Se realiza un estudio de las alternativas de diseño y se selecciona la alternativa más conveniente para su desarrollo.

En el Capítulo 3 se desarrolla todo el análisis del diseño de los sistemas y elementos constitutivos de la máquina. Se presentan todos los cálculos involucrados y se seleccionan los materiales para la posterior construcción.

En el Capítulo 4 se describen los procesos de producción así como las máquinas y herramientas necesarias para la fabricación, además se detalla la secuencia correcta para el montaje de la máquina. Se encuentran las hojas de procesos y los resultados obtenidos en el protocolo de pruebas.

En el Capítulo 5 se presentan los datos que se obtuvieron durante las pruebas de campo.

En el Capítulo 6 se realiza un análisis de costos, en el cual se especifican todos los rubros que intervienen en el diseño y construcción de la máquina, para finalmente obtener la inversión total necesaria para el desarrollo del proyecto.

En el Capítulo 7 se presentan las conclusiones y recomendaciones del proyecto las cuales se relacionan directamente con el objetivo principal de diseñar y construir una extractora de jugo de caña.

Finalmente se presenta la documentación utilizada para el proceso de diseño, así como la selección de ciertos componentes normalizados del prototipo. Además se incluyen, los planos de conjunto y de taller del mismo.

PRESENTACIÓN

En el país, la extracción de jugo de caña es una actividad artesanal e importante dentro de la producción agrícola. A partir del jugo de caña se obtienen productos muy comerciales como es el caso de la panela.

El presente proyecto surge de la necesidad de obtener una máquina extractora de jugo de caña que tenga la facilidad de obtener 200 litros por hora, para lo cual se realizan visitas de campo a varios lugares donde se dedican a la actividad de extracción de jugo de caña como es el caso de Pacto en la provincia de Pichincha y Pucayacu en la provincia de Cotopaxi.

Además el extractor de jugo de caña debe garantizar una correcta molienda de la materia prima evitando la contaminación del jugo y reduciendo el desperdicio en el bagazo.

El análisis del prototipo asegura un diseño ergonómico y de características sencillas en cuanto a su funcionamiento

Se desarrolla un estudio agronómico básico de la materia prima y se realizan ensayos para seleccionar los sistemas mecánicos acordes a las características del producto existente en el país.

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES Y ESTUDIO DE CAMPO

1.1 LA CAÑA DE AZÚCAR

La caña de azúcar es una planta tropical, emparentada con el sorgo¹ y el maíz en cuyo tallo se forma y acumula un jugo rico en sacarosa, compuesto básico del azúcar. La caña de azúcar es uno de los cultivos más viejos en el mundo, se cree que empezó hace unos 3.000 años como un tipo de césped en la isla de Nueva Guinea y de allí se extendió a Borneo, Sumatra e India.

El cultivo de caña de azúcar en Sudamérica se inicia con el segundo viaje de Cristóbal Colón, quién trajo esquejes de caña a las Islas Canarias lo que actualmente se conoce como Republica Dominicana. Estos cultivos se extendieron entre 1500 y 1600 en la mayoría de los países tropicales de América (Antillas, México, Brasil, Perú, Ecuador, etc.) y durante mucho tiempo se ha mantenido como una riqueza agrícola.

Debido a que la caña de azúcar es una planta esencialmente tropical, para crecer requiere temperaturas de 14 a 16°C, precipitaciones altas (1800-2500 mm) bien distribuidas y buena luminosidad.

La Caña de Azúcar forma parte de la familia de las gramíneas del género Saccharum. El tronco de la caña de azúcar está compuesto por una parte sólida que es la fibra y una parte líquida, el jugo, que contiene agua y sacarosa. En ambas partes también se encuentran otras sustancias en cantidades muy pequeñas.²

¹ Planta originaria de la India de la familia de las Gramíneas

² http://www.sipove.gob.mx/Doc_SIPOVE/SVegetal/Publica/cana/Fichas/FT_Cana_de_Azucar.pdf

En la Fotografía 1.1 se puede observar la caña de azúcar recién cosechada para su posterior molienda.



Fotografía 1.1 Caña de azúcar recién cosechada.³

1.1.1 NOMBRE CIENTÍFICO

Saccharum officinarum L.

1.1.2 NOMBRE COMÚN

La caña de azúcar es conocida con otros nombres como caña de castilla, caña dulce, cañaduz, cañamelar, cañamiel y Sa-kar.

En nuestro medio se la conoce como caña de azúcar, pero en los lugares donde las personas se dedican a la producción de panela así como de guarapo la conocen con nombres asignados en el lugar, como por ejemplo en Pacto provincia de Pichincha, a una especie de caña de azúcar le denominan la "piojona".

³ Fuente: Pacto – Provincia de Pichincha

1.1.3 CLASIFICACIÓN

La clasificación taxonómica de la caña de azúcar se describe en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1 Clasificación taxonómica de la caña de azúcar ⁴

CLASIFICACIÓN	
REINO	Vegetal
DIVISIÓN	Magnoliophyta
CLASE	Angiospermae
SUB-CLASE	Monocotyledoneae
ORDEN	Commelinales
FAMILIA	Poaceae
GÉNERO	Saccharum
ESPECIE	Officinarum L.

1.2 COMPONENTES DE LA CAÑA DE AZÚCAR

La caña de azúcar está compuesta principalmente por una parte sólida llamada fibra y una parte líquida o jugo. La proporción de cada componente varía de acuerdo con la variedad de la caña, edad, madurez, clima, suelo, método de cultivo, abonos, lluvias, riegos, etc.

El contenido porcentual de sólidos (sacarosa, azúcares reductores y otros constituyentes) solubles en agua se denomina comúnmente brix (expresado en porcentaje). La razón porcentual entre la sacarosa en el jugo y el brix se conoce como pureza del jugo.

En la caña, el agua representa entre 73% y 76%, los sólidos totales solubles varían entre 10% y 16%, y la fibra que contiene la caña oscila entre un 11% y 16%.

⁴ <http://azucardecana.blogspot.com/2010/05/clasificacion-cientifica.html>

Entre los azúcares más sencillos se encuentran la glucosa y la fructosa (azúcares reductores), que existen en el jugo de cañas maduras en una concentración entre 1% y 5%. Además de los azúcares presentes en el jugo, existen otros constituyentes químicos de naturaleza orgánica e inorgánica, representados por sales de ácido orgánico, mineral, polisacáridos, proteínas y otros no-azúcares.⁵

El jugo contiene agua y sacarosa. La sacarosa del jugo es la parte fundamental ya que esta compone al jugo que se va a obtener, otros constituyentes en cantidades secundarias pero no menos importantes en la caña de azúcar se encuentran en la Tabla 1.2.

Tabla 1.2 Componentes principales de la caña de azúcar⁶

CONSTITUYENTE QUÍMICO	PORCENTAJE %	
EN LOS TALLOS		
AGUA	73	76
SÓLIDOS	24	27
• SÓLIDOS SOLUBLES (BRX)	10	16
• FIBRAS	11	16
EN EL JUGO		
AZÚCARES	75	92
• SACAROSA	70	88
• GLUCOSA	2	4
• FRUCTOSA	2	4
SALES	3	3.4
• INORGÁNICAS	1,5	4,5
• ORGÁNICAS	1	5,5
• ÁCIDOS ORGÁNICOS	1,5	2,5
• AMINOÁCIDOS	1,5	2,5
OTROS AZÚCARES		
• PROTEÍNA	0,5	0,6
• ALMIDONES	0	0,1
• GOMAS	0,3	0,6
• CERAS, GRASAS	0,15	0,5
• COMPUESTOS FENÓLICOS	0,1	0,8

⁵ Meade, G. P. y Chen, J. P. Sugar Cane Handbook, EEUU, 1977.

⁶ CENICAÑA, Efecto de la materia extraña en la calidad de la caña, paginas 55-58.

1.3 PRODUCCIÓN DE CAÑA DE AZÚCAR EN EL ECUADOR

En el Ecuador, existen cerca de 82.749 Ha. de caña de azúcar (*Saccharum officinarum*) destinadas para la producción industrial. Este cultivo representa un rubro muy importante para el sustento diario de miles de familias ecuatorianas, ya sea desde el punto de vista económico o social, debido a que en época de cosecha o zafra en, laboran aproximadamente unas 30.000 personas de manera directa y unas 80.000 indirectamente⁷.

1.3.1 TIPOS DE CAÑAS DE AZÚCAR EN EL ECUADOR

A continuación en la Tabla 1.3 detallan algunas de las especies más representativas en el territorio ecuatoriano

Tabla 1.3 Variedades de Caña de Azúcar en el Ecuador ⁸

VARIEDAD	ORIGEN	CARACTERÍSTICAS
C8612	Cuba	De alto rendimiento agrícola y azucarero , posee un alto porcentaje de floración
C132-81	Cuba	Florece solamente en un bajo porcentaje en zonas localizadas, su contenido azucarero es aceptable
C1051-73	Cuba	De escasa floración se destaca por su alto y su estable contenido de sacarosa
B7274	Barbados	No presenta floración
RAGNAR	Australia	Presenta un color verdoso, tallos medianos a altos con entrenudos cortos y delgados
CENICAÑA	Colombia	Posee un contenido de sacarosa estable y alto potencial agrícola

⁷ FIALLOS, F; Reacción de 100 variedades de Caña de Azúcar del Banco de Germoplasma del CINCAE; página 2.

⁸ ARMAS, A.; Comportamiento Agroindustrial de 7 variedades de caña de azúcar en la provincia de Morona Santiago; Ecuador.

En el Ecuador las variedades de caña de azúcar existentes han sido introducidas de otros países a lo largo de los años siendo la especie Ragnar perteneciente al género Sacharum (de origen australiano e introducida hace más de 40 años) la que ocupa el 80% del área total cultivada.

1.4 MOLINOS O EXTRACTORES DE JUGO DE CAÑA

Un molino de caña de azúcar, es una máquina cuya función es el de la extracción de jugo mediante la trituración de cañas de azúcar. Los molinos de caña se emplean en actividades artesanales, industriales y de comercialización.

1.4.1 HISTORIA

Los primeros molinos eran verticales, de dos mazas, de madera y movidos por tracción animal, fuerza hidráulica o por molinos de viento. Los molinos verticales de dos mazas comenzaron a ser reemplazados posteriormente por molinos verticales de tres mazas allá por el siglo XV. Los molinos verticales predominaron hasta finales del siglo XVIII cuando se impusieron los molinos con mazas horizontales.⁹

1.4.2 TIPOS DE EXTRACTORES DE JUGO DE CAÑA

La clasificación de los molinos es muy variada pero se presentan a continuación las más comunes en cuanto a la fabricación, uso y acogida que tienen en nuestro país, esta clasificación es la siguiente:

⁹ Ortiz, J.; Intensificación del proceso de extracción de la sacarosa de la caña de azúcar con el uso de surfactantes aniónicos en el agua de imbibición, página 1.

1.4.2.1 Según la orientación de sus mazas

1.4.2.1.1 Horizontales

Generalmente estos molinos son de dos o tres mazas dispuestas de forma horizontal las cuales son accionadas mediante un motor eléctrico o de combustible y una caja reductora de velocidad.

En la Figura 1.1 observa un molino de caña horizontal.



Figura 1.1 Molino o extractor de jugo de caña de rodillos horizontales.¹⁰

1.4.2.1.2 Verticales

En este tipo de extractor, el sistema de engranajes que transmiten el movimiento se encuentra en la parte superior de los rodillos y son accionados por tracción animal, mediante un madero horizontal que se fija en una plancha acanalada en la parte saliente del eje de la maza principal, ésta es la que transmite el movimiento .

En la actualidad se siguen empleando para realizar la molienda, pero el accionamiento se la realiza mediante tracción animal únicamente.

¹⁰ www.penagos.com/components

En la Figura 1.2 se muestra la representación de un molino de caña vertical el cual es muy poco usual en la actualidad.



Figura 1.2 Molino de Caña Vertical.¹¹

1.4.2.2 Según número de mazas

Esta clasificación de los extractores es de las más importantes ya que la mayoría de los extractores tienen al número de mazas como el principal requerimiento para la fabricación.

1.4.2.2.1 De 3 mazas

Es el extractor más común de todos, y por lo tanto es el que con mayor frecuencia se fabrica, consta de 3 cilindros o mazas las cuales hacen circular la caña mediante fuerza mecánica aplastándola y extrayendo el jugo.

Este proceso ocurre en dos etapas, la primera en la cual la caña no es aplastada del todo y una segunda etapa en la cual la caña es aplastada completamente. Este proceso ocurre de ese modo debido a que a la entrada se tiene una

¹¹ Fuente: El Panelero, Molinos de caña verticales

separación entre las dos mazas para poder permitir que la caña entre sin problemas hacia la segunda etapa donde está parcialmente aplastada y un poco más suave que a la entrada.

A continuación se muestra la representación de un extractor de jugo de caña de 3 mazas en la figura 1.4.

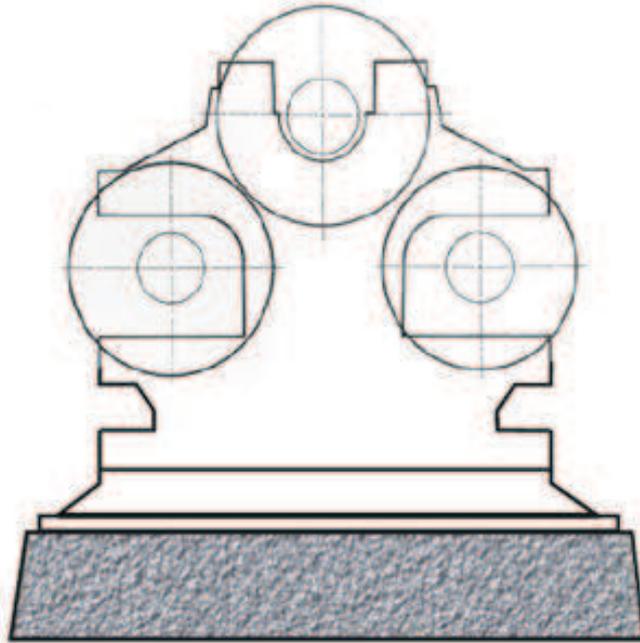


Figura 1.3 Esquema de un extractor de jugo de caña de 3 mazas¹².

El extractor de jugo de caña de 3 mazas es el más utilizado en las zonas rurales donde la principal actividad agrícola es la extracción de jugo de caña, gracias a su versatilidad y facilidad de mantenimiento.

Una razón muy importante por la que las personas prefieren el extractor de jugo de caña de 3 mazas es debido a que el bagazo queda todavía con sus fibras y es capaz de sostenerse por lo que puede ser utilizado como combustible para la hoguera en la producción de la panela.

¹² http://www.ing.udep.edu.pe/proyectopanela/images/pdf/manualinstymantenimiento-demolinos_R2_R4_R5_R8.pdf

1.4.2.2.2 De 5 mazas

El extractor de jugo de caña de 5 mazas requiere mucha más potencia que un extractor de 3 mazas, esto es debido a que posee al inicio dos cilindros o mazas también conocidas como desmenuzadoras que permiten que la caña de azúcar quede suavizada antes de entrar a los cilindros de aplastamiento en esta etapa ocurre el aplastamiento definitivo.

Debido a que es un extractor de grandes proporciones no es muy cotizado por el sector dedicado al negocio de la producción de jugo de caña ya que no se tiene la facilidad de transporte además de que al bagazo lo deja muy seco y sin potencial para ser utilizado como combustible en la hoguera.

En la figura 1.6 se tiene una representación esquemática de un extractor de jugo de caña de 5 mazas.

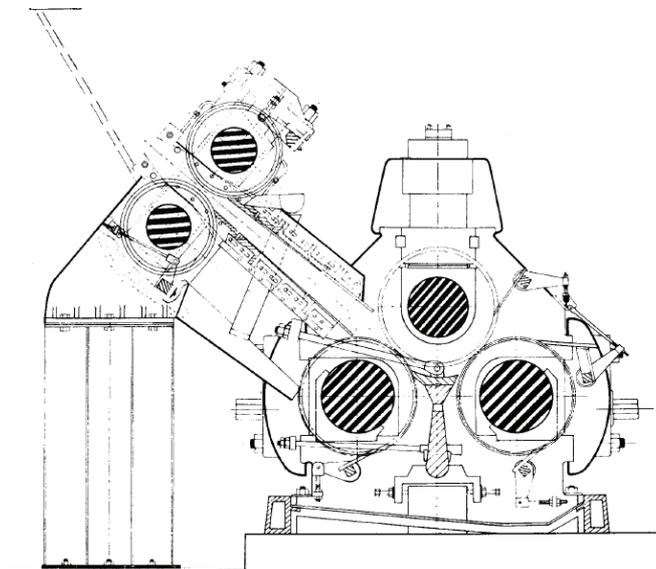


Figura 1.6: Esquema de un extractor de jugo de caña de 5 mazas ¹³.

¹³ HUGOT E, Manual del Ingeniero Azucarero, México, 1963, página 96.

1.5 RANURADO DE LAS MAZAS

En un principio los cilindros eran lisos por lo que la materia a moler deslizaba. Los cilindros lisos tienen un desgaste menor pero poseen una menor capacidad para efectuar las moliendas.

En la actualidad lo mejor y que mayor beneficio a dado en cuanto a capacidad son los cilindros o mazas con ranuras. Estas ranuras dividen al bagazo de manera que el facilita la extracción del jugo.

1.5.1 TIPOS DE RANURADO DE LOS CILINDROS

El tipo más común de ranurado en los cilindros es el denominado circular ya que para realizar este tipo de ranurado se maquinan en el cilindro circunferencias a lo largo de la periferia del mismo perpendicular al plano del eje.

En la figura 1.5 se tiene la representación esquemática del ranurado más común en las mazas de los extractores de jugo de caña.

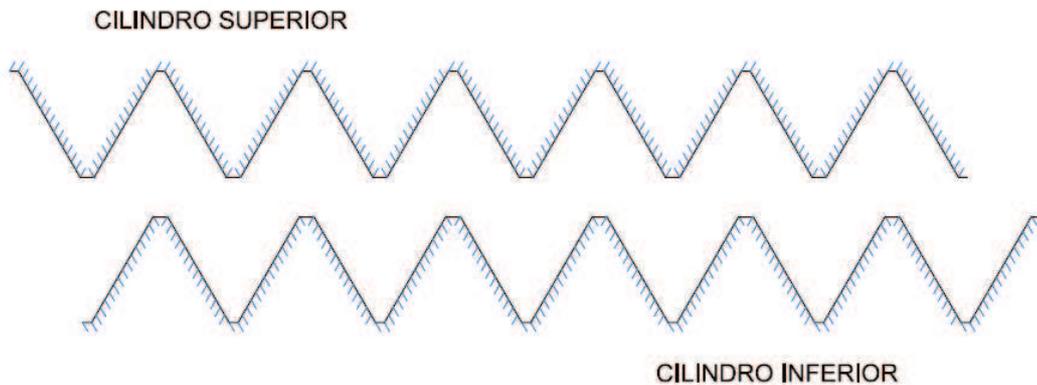


Figura 1.4 Esquema del ranurado circular en las mazas de los extractores¹⁴

La sección de la ranura es un triángulo isósceles el cual tiene un ángulo superior que mide de 55° a 60° aproximadamente.

¹⁴ Fuente: propia

Muchos constructores en especial los franceses adoptan generalmente un ángulo de 55°, ya que se obtiene mejores resultados a la hora de obtener mucho más jugo en la molienda.

1.6 ESTUDIO DE CAMPO

Para realizar el diseño de la extractora de jugo de caña, se deben establecer sus parámetros de diseño. Para lo cual es necesario realizar un estudio agronómico y agroecológico de campo para reconocer entre otros aspectos el proceso de extracción del jugo, los tipos de caña que se dan en el territorio ecuatoriano y las dimensiones que cubre esta planta.

1.6.1 REQUERIMIENTOS CLIMÁTICOS

La caña de azúcar puede producirse desde los 23 hasta los 35 grados y se desarrolla mejor en latitudes que van desde 0 a 1000 metros sobre el nivel del mar.

1.6.2 ASPECTOS TÉCNICOS DE LA EXTRACCIÓN

Los resultados de la operación de molienda son consecuencia de la interacción existente entre las características de la materia prima que se dan normalmente y las condiciones de operación y diseño de la máquina que va a efectuar la extracción.

Algunos factores propios de la molienda como son la variedad, la madurez que puede también ser mencionada como acidez que tiene la caña y la proporción que tienen los componentes de esta así como los componentes propios de la caña pueden ser determinantes en la calidad del jugo que se extraiga.

1.6.3 COSECHA DE LA CAÑA DE AZÚCAR

En base a las visitas realizadas a varios productores de panela en dos lugares diferentes en el Ecuador, el primero en la parroquia Pucayacu en la Provincia de Cotopaxi y el segundo en la parroquia Pacto en la Provincia de Pichincha se reúne información acerca del proceso de corte de la caña y el tiempo que transcurre hasta ser molida tomando en cuenta el clima en cada uno de ellos.

Una vez cortada la caña de azúcar el tiempo recomendado en promedio para extraer el jugo es de 6 días, este tiempo varía de acuerdo a la temperatura del lugar donde se encuentra, pasado este tiempo la caña empieza a secarse y a fermentarse lo cual no es apropiado para la posterior producción de la panela.

Además se analizan 10 muestras de caña de azúcar y se toman las medidas de peso, longitud y diámetro para obtener un promedio que servirá para realizar los cálculos posteriormente en el diseño de la máquina.

Estos resultados se muestran en la Tabla 1.4.

Tabla 1.4 Dimensiones y Pesos de las muestras analizadas.¹⁵

MUESTRA	DIÁMETRO (mm)			DIÁMETRO (mm)	LONGITUD (mm)	PESO (Kg)
1	25,6	17,5	25,4	22,8	1790,5	0,68
2	42,7	35,5	33	37,1	1920,8	1,64
3	41	38,8	33,7	37,8	1830,4	1,81
4	41,7	37	35	37,9	1970,8	1,68
5	42,2	36,5	39,2	39,3	1270,3	1,18
6	47	38,7	36,6	40,8	1310,5	1,40
7	50	43,2	36,3	43,2	1700,5	4,5
8	50,6	42,3	42,3	45,1	1420	1,81
9	50	41,7	44,2	45,3	1520,3	2
10	57,7	53	47,8	52,8	1480,5	2,45
PROMEDIO				40,2	1620,6	1,68

¹⁵ Fuente: propia

1.6.4 TRABAJO DE CAMPO N° 1

Provincia: Cotopaxi

Cantón: Sigchos

Parroquia: Pucayacu

Temperatura promedio: 22 °C

Variedad de caña de azúcar: Caña piojona

Hectáreas sembradas: 15

Producción diaria: 5 toneladas

Método de extracción de jugo: Mecánica

Participantes: Director y ejecutantes del proyecto



Fotografía 1.2 Extractora de jugo de caña horizontal accionada mediante una turbina Pelton en la parroquia Pucayacu provincia de Cotopaxi¹⁶.

¹⁶ Fuente: propia



Fotografía 1.3 Sistema Motriz de la Extractora de jugo de caña horizontal¹⁷.



Fotografía 1.4 Sembrío de caña de azúcar en la parroquia Pucayacu provincia de Cotopaxi¹⁸.

¹⁷ Fuente: propia

¹⁸ Fuente: propia

1.6.5 TRABAJO DE CAMPO N° 2

Provincia: Pichincha

Cantón: Quito

Parroquia: Pacto

Temperatura promedio: 24 °C

Variedad de caña de azúcar: Caña negra suave

Hectáreas sembradas: 40

Producción diaria: 10 toneladas

Método de extracción de jugo: Mecánica

Participantes: Director, Codirector y ejecutantes del proyecto



Fotografía 1.5 Sembrío de caña de azúcar en la parroquia Pacto provincia de Pichincha¹⁹.

¹⁹ Fuente: propia



Fotografía 1.6 Proceso de elaboración de la panela.²⁰

1.6.6 REQUERIMIENTOS Y PARÁMETROS DE DISEÑO

El diseño y construcción de la máquina extractora de jugo de caña es bajo pedido de la empresa Maemsa S.A. Los requerimientos funcionales y de diseño que se presentan en este capítulo se basan en las necesidades del cliente y características de la materia prima a utilizarse.

1.6.6.1 Planteamiento del problema

La agricultura en el Ecuador es una actividad que a lo largo de los años no ha recibido el apoyo necesario para los pequeños productores. La producción de caña de azúcar a nivel artesanal no cumple con los estándares de calidad necesarios para el manejo de la misma generando desperdicio a lo largo de su procesamiento y la contaminación del jugo.

La extracción del jugo de caña requiere un proceso óptimo para evitar desperdicios y la contaminación del jugo. Se consideran satisfactorias aquellas extracciones, entre 58 a 63% de jugo. Es necesario diseñar y construir una máquina extractora de jugo de caña eficiente para una molienda de mejor calidad.

²⁰ Fuente: propia

1.6.6.2 Restricciones y limitaciones

A pesar de que el diseño proporciona las mejores condiciones de funcionamiento y operabilidad, existen restricciones y limitaciones que se establecen a continuación:

- El diseño de cada elemento de la extractora debe adaptarse a las condiciones tecnológicas del país asegurando la disponibilidad de la materia prima así como el proceso de fabricación.
- La máquina a diseñar debe ser capaz de moler los diferentes tipos de caña que existen en el Ecuador donde los diámetros y dureza varían de acuerdo a cada espécimen.
- La capacidad mínima de la máquina extractora de jugo de caña es de 200 litros/minuto.
- La velocidad de molienda debe ser la adecuada, para que permita una óptima extracción del jugo de caña.
- El jugo debe evacuarse correctamente evitando su contaminación y manteniendo su pureza.
- El ajuste, y diámetro de las mazas debe ser el adecuado para obtener una buena eficiencia.
- El equipo debe ser accionado por fuente eléctrica.

1.6.7 ESPECIFICACIONES

Las especificaciones de la extractora de jugo de caña se determinan en base a las necesidades del cliente y a las especificaciones de la empresa.

1.6.7.1 Parámetros de diseño

Para determinar los parámetros de diseño se parte de los requerimientos de la empresa y del cliente los mismos que requieren una extractora de jugo de caña con una capacidad mínima de 200 litros/ hora.

1.6.7.1.1 Capacidad

La extractora de jugo de caña debe tener una capacidad mínima de 200 litros/ hora.

1.6.7.1.2 Tipo de accionamiento

La máquina debe ser accionada mediante un motor eléctrico trifásico de 60 ciclos.

1.6.7.1.3 Lugar de trabajo

La máquina debe operar en una zona rural.

1.6.7.2 Parámetros funcionales

Un adecuado diseño debe satisfacer los requerimientos funcionales, es decir que debe cumplir la función para la cual es diseñada.

1.6.7.2.1 Especificación del producto- Peso y tamaño por unidad

Se consideran las especificaciones del producto porque son un parámetro funcional de la máquina.

Se considera la longitud, peso y diámetro promedio de ciertas muestras obtenidas durante el estudio de campo. Los resultados se muestran en la Tabla 1.5.

Tabla 1.5 Dimensiones y peso promedio del estudio de las muestras de caña de azúcar.²¹

Longitud (mm)	1620,60
Diámetro (mm)	40,2
Peso (Kg)	1,68

En la Fotografía 1.7 se observa la medición del tamaño de las muestras de caña de azúcar.



Fotografía 1.7 Medición del tamaño de las muestras a analizar²²

1.6.7.2.2 Resistencia que presenta la caña al aplastamiento

La resistencia al aplastamiento es un parámetro esencial en el diseño de la máquina. Para determinar la fuerza de aplastamiento necesaria se realizan ensayos de compresión a 10 diferentes muestras de caña de azúcar con 5 días de desde su corte. Los resultados se muestran en la Tabla 1.7.

En la Fotografía 1.8 se observa la colocación de la muestra en la máquina de ensayos²³.

²¹ Fuente: propia

²² Fuente: propia



Fotografía 1.8 Colocación de la muestra para realizar el ensayo de aplastamiento

Tabla 1.6 Resultados de los ensayos de aplastamiento a diferentes muestras de caña.²⁴

MUESTRA	TOMA 1 [Kg]	TOMA 2 [Kg]	PROMEDIO [Kg]	PROMEDIO [Ton]
1	4350	3150	2500	2.50
2	12000	6150	6051	6.05
3	7200	21300	9501	9.50
4	10200	6000	5401	5.40
5	7200	7350	4852	4.85
6	8250	8100	5452	5.45
7	9450	9450	6302	6.30
8	18300	37400	18569	18.57
9	49200	18300	22503	22.50
10	37300	18300	18537	18.54

Para el diseño de la máquina se considerará el valor máximo de fuerza es decir 22 toneladas.

1.6.7.2.3 Velocidad de rotación de las mazas

La velocidad de las mazas es una de las variables de más incidencia en el desempeño de la extractora de jugo de caña.

²³ Fuente: propia

²⁴ Fuente: propia

Al aumentar la velocidad de rotación, también aumenta la cantidad de caña molida por hora, sin embargo la eficiencia de la máquina disminuye ya que se reduce el tiempo de permanencia de la caña bajo presión. Además el jugo no tiene tiempo suficiente para escurrir y es arrastrado por el bagazo.

Por otro lado si la velocidad es muy baja aumenta el torque generado en los piñones, lo cual puede ocasionar la ruptura de los dientes, además el bagazo puede volver a absorber el jugo.

Para determinar la velocidad correcta a la que las mazas deben girar y posteriormente calcular la potencia necesaria para realizar el proceso de extracción se realiza ensayos que consisten en pasar 10 muestras de caña de azúcar de características similares en cuanto a tamaño, diámetro y peso por una baroladora y medir la cantidad de jugo extraído en cada caso. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 1.7.

Tabla 1.7 Velocidades de giro

Muestra	Velocidad de giro (RPM)	Cantidad de jugo obtenido (cm ³)
1	5	443
2	10	423
3	15	389
4	20	342
5	25	287
6	30	205
7	35	176
8	40	184
9	45	114
10	50	102

De acuerdo a los valores obtenidos en la Tabla 1.7 se calcula la media entre las velocidades con las que se obtuvo más cantidad de jugo.

La velocidad seleccionada para el diseño de la máquina es de 12 rpm.

Esta velocidad además se justifica con el rango recomendado por los productores durante el estudio de campo de 10 – 15 rpm.

Las Fotografías 1.8 y 1.9 muestran los ensayos realizados a la caña de azúcar para determinar la velocidad más adecuada para la molienda.



Fotografía 1.9 Cantidad de jugo vs. Velocidad de giro.²⁵



Fotografía 1.10 Cantidad de jugo vs. Velocidad de giro.

²⁵ Fuente: propia

1.6.7.2.4 Fácil Mantenimiento y Transporte

Debido a que la máquina es de uso artesanal y va a utilizarse en sectores rurales es necesario que esta posea mecanismos fáciles de desmontar y reparar.

Otro aspecto importante es el de la transportación ya que de acuerdo a las entrevistas realizadas durante la visita de campo a los productores de panela estos aseguraban que las máquinas son transportadas al lugar donde se encuentran los hornos para procesar el jugo.

1.6.7.2.5 Vida Útil

La máquina debe tener una vida útil mínima de 10 años con un trabajo diario de 8 horas diarias.

CAPÍTULO 2

ESTUDIO DE LAS ALTERNATIVAS DE DISEÑO

2.1 GENERALIDADES

El rendimiento de un extractor de jugo de caña se expresa en función de tres términos que son: capacidad, extracción y consumo de potencia, es decir, de su desempeño como máquina para obtener una buena capacidad de molienda sin elevar los requerimientos de potencia.

Los resultados de la operación de molienda son consecuencia de la interacción existente entre las características de la materia prima que se dan normalmente y las condiciones de operación y diseño de la máquina que va a efectuar la extracción.

Algunos factores propios de la molienda como son la variedad, la madurez que puede también ser mencionada como acidez que tiene la caña y la proporción que tienen los componentes de esta así como los componentes propios de la caña pueden ser determinantes en la calidad del jugo que se extraiga.

Por otro lado los factores de diseño del molino de caña causan también un cambio en la cantidad de jugo obtenido, los factores más importantes para que este cambio ocurra es la velocidad de los rodillos, la apertura entre rodillos así como de los materiales con los que se fabriquen.

2.2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

Establecidas las especificaciones técnicas de la máquina se detallan las posibles alternativas de diseño para la construcción de la misma para posteriormente seleccionar la mejor alternativa que satisfaga los parámetros antes mencionados evaluando cada uno de los factores que predominan en cada alternativa.

2.2.1 ALTERNATIVA 1: EXTRACTORA DE JUGO DE CAÑA HORIZONTAL DE 3 MAZAS.

El esquema del extractor de jugo de caña horizontal de 3 mazas se muestra a continuación en la Figura 2.1.

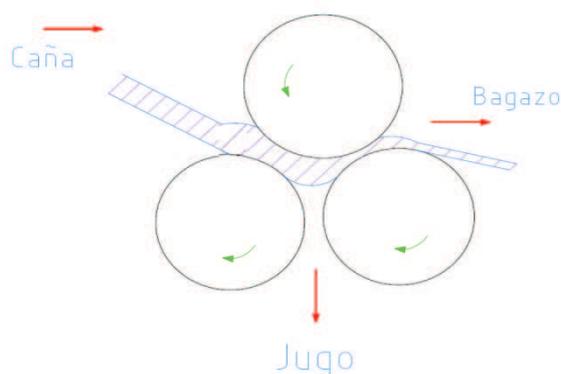


Figura 2.1 Esquema de un extractor de jugo de caña horizontal de 3 mazas.²⁶

2.2.1.1 Descripción

Estos trapiches pueden ser accionados por un motor eléctrico, diésel o de gasolina, o por medio de una turbina Pelton, poseen un reductor de velocidad el cual se acopla directamente al eje de la maza superior o maza madre, a su vez la maza principal se acopla a otras 2 mazas mediante un juego de engranes.

La extracción del jugo la realizan las 3 mazas ranuradas, cabe recalcar que el ingreso de la caña de azúcar y la salida del bagazo es de forma horizontal. El jugo extraído es evacuado hacia una bandeja en la parte inferior de las mazas.

2.2.1.2 Ventajas

- Máquina compacta no ocupa mucho espacio una vez montada.
- Requiere poco mantenimiento y limpieza de sus partes.
- Simplicidad de tecnología.
- Adaptable a la fuente de energía existente.

²⁶ Fuente: propia

- Costo relativamente bajo.
- Fácil montaje y desmontaje de sus partes.
- No requiere experiencia para su manejo.

2.2.1.3 Desventajas

- Menor porcentaje de jugo extraído en relación a extractoras de más mazas.
- Partes expuestas al ambiente y propensas a la corrosión.
- Capacidad de alimentación de cañas de azúcar baja.
- Su utilización es más artesanal.

2.2.2 ALTERNATIVA 2: EXTRACTORA DE JUGO DE CAÑA HORIZONTAL DE 5 MAZAS.

La alternativa del extractor de jugo de caña de 5 rodillos o mazas es muy poco usual ya que hace que el bagazo de la caña salga muy seco y que por este motivo no se pueda utilizar de manera adecuada el bagazo para ser utilizado como combustible para los hornos que permiten hacer el guarapo en las fincas.

El esquema del extractor de jugo de caña de 5 mazas se muestra a continuación en la figura 2.2.

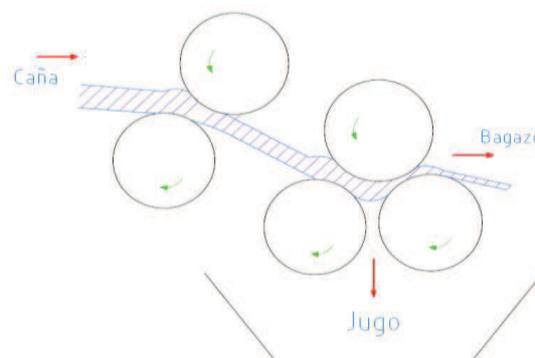


Figura 2.2 Esquema de un extractor de jugo de caña horizontal de 5 mazas.²⁷

²⁷ Fuente: propia

2.2.2.1 Descripción

Esta máquina a diferencia de la alternativa 1 posee adicionalmente un sistema que consta de dos rodillos provistos de dientes que se encarga de cortar y desmenuzar la caña para posteriormente ser molida. Su accionar puede ser por medio de un motor eléctrico, Diésel o de gasolina. El sistema de aplastamiento es igual al de la alternativa 1.

2.2.2.2 Ventajas

- Mayor porcentaje de extracción de jugo.
- Alimentación de varias cañas al mismo tiempo en la desmenuzadora.
- Disminución del tiempo de molienda y aumento de la producción.
- Se utiliza a nivel industrial.

2.2.2.3 Desventajas

- Costo de implementación relativamente mayor comparado con otros diseños.
- Requiere más mantenimiento debido al mayor desgaste de sus partes.
- Montaje y desmontaje complejo.
- Mayor posibilidad de fallas en alguno de sus elementos.

2.2.3 ALTERNATIVA 3: EXTRACTORA DE JUGO DE CAÑA VERTICAL DE 2 MAZAS.

El esquema de la extractora de jugo de caña vertical de 2 mazas se muestra a continuación en la Figura 2.3.

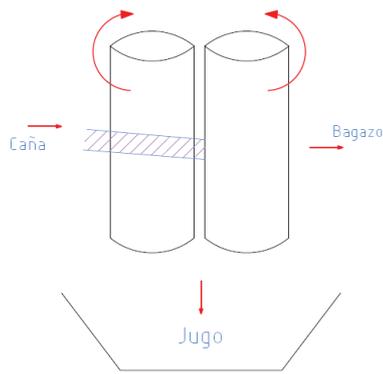


Figura 2.3 Representación esquemática de una extractora de jugo de caña vertical de 2 mazas.²⁸

2.2.3.1 Descripción

Esta máquina a diferencia de las anteriores posee un sistema de rodillos orientados de forma vertical, su funcionamiento es similar al de una extractora de 3 rodillos horizontales. El sistema de engranajes que transmiten el movimiento se encuentra en la parte superior de las tres mazas y son movidos por animales, mediante un madero horizontal que se fija en una plancha acanalada en la parte saliente del eje de la maza principal.

2.2.3.2 Ventajas

- Fácil operación
- Fácil limpieza y mantenimiento.
- Menor costo.
- No produce ruido.

2.2.3.3 Desventajas

- Mayor desperdicio de jugo.
- Mayor contaminación del jugo.

²⁸ Fuente: propia

- Baja producción.
- Mayores tiempos del proceso de molienda.
- Requiere de gran espacio debido a que su accionamiento es por lo general de tracción animal.

2.3 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

Una vez expuestas cada alternativa, corresponde realizar una evaluación de las mismas en base a los parámetros funcionales antes descritos y así seleccionar la mejor alternativa de diseño.

Con el fin de determinar aquella alternativa que resulte más conveniente, se emplea el método ordinal corregido de criterios ponderados, ya que este permite decidir entre diversas soluciones a través de la evaluación los parámetros de cada propiedad y sin tener que estimar numéricamente el peso de cada criterio, permitiendo obtener resultados globales suficientes significativos.²⁹

Todos los criterios funcionales de la máquina se comparan entre si asignando valores de acuerdo a la importancia o relación de un criterio respecto al otro.

Estos valores se muestran en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1 Valores utilizados en el método de criterios ponderados.³⁰

VALOR	CRITERIO
1	Si el criterio (o solución) de las filas es superior (o menor) que al de las columnas.
0,5	Si el criterio (o solución) de las filas es equivalente (o menor) que al de las columnas.
0	Si el criterio (o solución) de las filas es inferior (o peor) que el de las columnas.

²⁹ Rivas, Carles; "Diseño Concurrente", página 56.

³⁰ Rivas, Carles; "Diseño Concurrente página 56".

Una vez asignados estos valores a cada criterio se suma y calcula el ponderado sobre 100 de cada uno para luego poder ordenarlos de acuerdo a su importancia en el diseño y desempeño de la máquina.

A continuación se procede a comparar todas las alternativas en base a cada criterio calculando de igual manera el ponderado sumando una unidad (para evitar que el criterio menos favorable tenga una valoración nula). Finalmente se comparan los resultados multiplicando los ponderados de cada alternativa por el ponderado de cada criterio y de esta forma se selecciona la primera prioridad de diseño.

Las alternativas o soluciones de diseño a comparar se codifican y presentan en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2 Codificación de las alternativas de diseño³¹

CÓDIGO	ALTERNATIVA
A	Extractor de jugo de caña horizontal de 3 mazas.
B	Extractor de jugo de caña horizontal de 5 mazas.
C	Extractor de jugo de caña vertical de 2 mazas.

2.3.1 CRITERIOS CONSIDERADOS PARA LA SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

Para realizar el análisis de la mejor alternativa de diseño se seleccionaron los criterios de valoración más determinantes en el diseño de la máquina, los mismos se muestran en la Tabla 2.3.

³¹ Fuente: Rivas, Carles; "Diseño Concurrente", página 60.

Tabla 2.3 Criterios para la evaluación de las alternativas de diseño³².

CRITERIOS	
1	Funcionalidad
2	Facilidad de operación
3	Costo
4	Facilidad de construcción y montaje
5	Vida útil

2.3.1.1 Funcionalidad

La máquina debe garantizar que se extraiga la mayor cantidad de jugo de caña posible y la correcta evacuación del mismo.

2.3.1.2 Facilidad de operación

De esto depende el correcto funcionamiento de la máquina ya que su manejo es por parte de personal no especializado.

2.3.1.3 Mantenimiento

La máquina deberá permitir un fácil mantenimiento dando un rápido y fácil acceso a todas las piezas que la conforman para su limpieza, reparación o cambio.

2.3.1.4 Costo

La máquina debe tener un costo accesible para el comprador y además que permita competir en el mercado nacional.

2.3.1.5 Facilidad de construcción y montaje (complejidad)

La máquina no debe ser compleja debido a que a más de aumentar su costo, dificulta el proceso de construcción, montaje y desmontaje. La alta complejidad limita la disponibilidad de repuestos ocasionando pérdidas en la producción.

³² Fuente: propia.

2.3.1.6 Vida Útil

La máquina debe garantizar un buen desempeño y el correcto funcionamiento de sus partes sin que estas fallen antes del tiempo establecido por el fabricante.

2.3.2 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

Se realiza la selección de la mejor alternativa de diseño mediante el método ordinal corregido de criterios ponderados.

La importancia específica de cada criterio se muestra en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4 Evaluación de la importancia de cada diseño³³

CRITERIO	Funcionalidad	Facilidad de operación	Mantenimiento	Costo	Facilidad de construcción y montaje	Vida Útil		PONDERACIÓN	ORDEN DE IMPORTANCIA
Funcionalidad		1	1	1	1	0,5	5,5	0,25	1
Facilidad de operación	0		0,5	1	0,5	0	3	0,14	4
Mantenimiento	0	1		1	1	0	4	0,18	3
Costo	0	0	0		0	1	2	0,09	5
Facilidad de construcción y montaje	0	0,5	0,5	1		0	3	0,14	4
Vida útil	0,5	1	1	0	1		4,5	0,20	2
							22	1	

Funcionalidad > Vida útil > Mantenimiento > Facilidad de operación = Facilidad de construcción y montaje > Costo.

³³ Fuente: propia

A continuación se realiza la evaluación de las alternativas respecto a cada criterio y su importancia. Los resultados se muestran en las Tabla 2.5 Tabla 2.6 Tabla 2.7 Tabla 2.8 Tabla 2.9 y Tabla 2.10

Criterio: Funcionalidad

Tabla 2.5 Evaluación de la funcionalidad entre las diferentes soluciones³⁴

Funcionalidad	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución A		0.5	1	2.5	0.417
Solución B	0.5		1	2.5	0.417
Solución C	0	0		1	0.167
			Suma	6	1

Criterio: Facilidad de operación

Tabla 2.6 Evaluación de la facilidad de operación entre las diferentes soluciones³⁵

Facilidad Operación	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución A		1	0	2	0.333
Solución B	0		0	1	0.167
Solución C	1	1		3	0.500
			Suma	6	1

Criterio: Mantenimiento

Tabla 2.7 Evaluación del mantenimiento entre las diferentes soluciones³⁶

Mantenimiento	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución A		1	0.5	2.5	0.500
Solución B	0		0	1	0.200
Solución C	0.5	0		1.5	0.300
			Suma	5	1

³⁴ Fuente: propia

³⁵ Fuente: propia

³⁶ Fuente: propia

Criterio: Costo

Tabla 2.8 Evaluación del costo entre las diferentes soluciones

Costo	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución A		1	0.5	2.5	0.417
Solución B	0		0	1	0.167
Solución C	0.5	1		2.5	0.417
			Suma	6	1

Criterio: Facilidad de construcción y montaje

Tabla 2.9 Evaluación de la facilidad de construcción y montaje entre las diferentes soluciones³⁷.

Facilidad de construcción y montaje	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución A		1	1	2	0.400
Solución B	0		0	1	0.200
Solución C	0	1		2	0.400
			Suma	5	1

Criterio: Vida útil

Tabla 2.10 Evaluación de la vida útil entre las diferentes soluciones³⁸.

Vida útil	Solución A	Solución B	Solución C	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución A		0.5	0.5	2	0.333
Solución B	0.5		0.5	2	0.333
Solución C	0.5	0.5		2	0.333
			Suma	6	1

³⁷ Fuente: propia

³⁸ Fuente: propia

Tabla 2.11 Evaluación de la prioridad de diseño y construcción en base a los ponderados de cada criterio³⁹.

CONCLUSIÓN	Funcionalidad	Facilidad de operación	Mantenimiento	Costo	Facilidad de construcción y montaje	Vida útil	Σ	PRIORIDAD
Solución A	0.10	0.05	0.09	0.04	0.06	0.07	0.40	1
Solución B	0.10	0.02	0.04	0.02	0.03	0.05	0.25	3
Solución C	0.04	0.07	0.05	0.04	0.06	0.10	0.36	2

2.4 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

La Tabla 2.11 muestra los resultados finales luego de analizar las alternativas de diseño por el método de criterios ponderados. La alternativa A: Extractora de jugo de caña horizontal de tres rodillos, obtuvo el mayor puntaje y es la que mejor se adapta a los requerimientos funcionales y de diseño por lo que es la seleccionada para el desarrollo del proyecto.

2.5 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Con la finalidad de garantizar el correcto funcionamiento tanto de las partes como del prototipo en conjunto se debe realizar una serie de pruebas que se enumeran a continuación.

2.5.1 VERIFICACIÓN DE DIMENSIONES

Al culminar el montaje de la máquina extractora de jugo de caña, se debe realizar las mediciones necesarias para comparar las dimensiones de diseño con las

³⁹ Fuente: propia

reales. En la Tabla 2.12 se muestra el formato que debe llenarse al realizar la prueba.

Tabla 2.12 Verificación de dimensiones del prototipo.⁴⁰

EQUIPO:	Extractora de jugo de caña horizontal de 3 rodillos		
LUGAR DE PRUEBA:			
FECHA DE PRUEBA:			
REALIZADOR :			
DIMENSIONES [mm]	RESULTADO	ACEPTACIÓN	
		SI	NO
Largo			
Ancho			
Altura			

2.5.2 VERIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES

En la Tabla 2.13 se muestra el formato que debe llenarse al realizar la prueba.

Tabla 2.13 Verificación de los componentes principales de la máquina.⁴¹

EQUIPO:	Extractora de jugo de caña horizontal de 3 rodillos			
LUGAR DE PRUEBA:				
FECHA DE PRUEBA:				
REALIZADOR :				
ELEMENTO	FUNCIONAMIENTO		ACEPTACIÓN	
	BUENO	MALO	SI	NO
Motor eléctrico				
Rodillos				
Engranés				
Polea				
Banda				
Lubricación				
Ajuste de pernos				

Los componentes principales de la máquina son fundamentales en el funcionamiento de la misma por lo que requieren ser probados.

⁴⁰ Fuente: propia

⁴¹ Fuente: propia

2.5.3 FUNCIONAMIENTO EN VACÍO

La prueba en vacío consiste en la puesta en marcha de la máquina pero sin carga se realiza con la finalidad de observar el correcto funcionamiento general de esta. Se analizan el motor eléctrico, sistema de transmisión y velocidad de giro de los rodillos. En la Tabla 2.14 se muestra los parámetros a ser verificados en la prueba de funcionamiento en vacío.

Tabla 2.14 Formato de prueba de funcionamiento en vacío⁴².

EQUIPO:	Extractora de jugo de caña horizontal de 3 rodillos					
LUGAR DE PRUEBA:						
FECHA DE PRUEBA:						
REALIZADOR :						
TIEMPO FUNCIONAMIENTO [min]	MOTOR ELÉCTRICO		SISTEMA DE TRANSMISIÓN		VELOCIDAD RODILLOS	
	FALLA	NO FALLA	FALLA	NO FALLA	VARÍA	NO VARÍA
10						
20						
30						
40						
50						
60						

2.5.4 FUNCIONAMIENTO CON CARGA

A continuación se procede a realizar la prueba con carga que consiste en realizar el proceso de molienda con una determinada cantidad de caña. Esto permite evaluar la correcta capacidad de la máquina y las características del producto obtenido. En la Tabla 2.15 se muestra los parámetros a ser verificados en la prueba de funcionamiento con carga.

⁴² Fuente: propia

Tabla 2.15 Formato de prueba de funcionamiento con carga⁴³.

EQUIPO:	Extractora de jugo de caña horizontal de 3 rodillos			
LUGAR DE PRUEBA:				
FECHA DE PRUEBA:				
REALIZADOR :				
ELEMENTO	FUNCIONAMIENTO		ACEPTACIÓN	
	BUENO	MALO	SI	NO
Transmisión				
Sistema de rodillos				
Estructural				
Alimentación				
TIEMPO [min]	CANTIDAD DE JUGO [Its]			
10				
20				
30				
40				
50				

⁴³ Fuente: propia

CAPÍTULO 3

DISEÑO Y SELECCIÓN DE MATERIALES

3.1 DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS CONSTITUTIVOS DE LA MÁQUINA

En este capítulo se realiza el diseño de las partes a construirse y se seleccionan los elementos normalizados que se pueden adquirir fácilmente en el mercado nacional.

- Sistema de aplastamiento y avance
- Sistema motriz
- Estructura o bastidor

3.1.1 SISTEMA DE APLASTAMIENTO Y AVANCE

Para el sistema de aplastamiento de la caña de azúcar se consideran un sistema tres rodillos o mazas dispuestos horizontalmente denominados de la siguiente forma:

- **Maza madre:** Rodillo motriz.
- **Maza cañera:** Rodillo que recibe la caña antes de ser molida.
- **Maza Bagacera:** Rodillo que permite la salida del bagazo.

Para poder diseñar el sistema de aplastamiento de la máquina es necesario analizarlos siguientes aspectos.

3.1.1.1 Capacidad de los extractores de jugo de caña (capacidad de molienda)

La capacidad de un extractor de jugo de caña o capacidad de molienda (C_m) es la cantidad de caña que el molino es capaz de moler por unidad de tiempo. Se expresa generalmente en toneladas de caña por hora.

Donde:

TCH : Tonelaje por hora (sin interrupciones en la producción)

TCD : Tonelaje por día

Tm : Factor de paras o tiempos muertos (5%)

C_m : Capacidad de molienda

$$C_m = T.C.H. = (24 - Tm) * T.C.D. \quad \text{Ec. 3.1}^{44}$$

$$C_m = T.C.H. = 22,8 * T.C.D.$$

3.1.1.2 Tiempo promedio de trabajo por día

La molienda comienza a partir de las 4 horas hasta las 12 o 13 horas, dando así un total de 8 horas diarias de trabajo.

$$t_{trabajo} = 8 \text{ horas}$$

3.1.1.3 Toneladas de caña por día

Del estudio de campo se determina que la cosecha de caña en peso es de aproximadamente 9 toneladas métricas por día.

⁴⁴ HUGOT E., Manual para Ingenieros Azucareros, México, 1963, página 157.

$$C_m = \frac{\text{Toneladas de caña}}{t_{\text{trabajo}}} \quad \text{Ec. 3.2}$$

$$C_m = \frac{9 \text{ Ton. de caña}}{8 \text{ horas}}$$

$$C_m = 1,13 \text{ T. C. H.}$$

$$C_m = 1,13 \text{ T. C. H.} = (1,13 * 22,8) \text{ T. C. D.} \quad \text{Ec. 3.3}$$

$$C_m = (1,13 * 22,8) \text{ T. C. D.}$$

$$C_m = 25,76 \text{ T. C. D.}$$

Para obtener los valores de la capacidad de molienda tanto en kg por hora y kg por día, se tiene:

$$C_m = 1,13 \text{ T. C. H.} * \frac{1000 \text{ kg}}{1 \text{ Ton}} = 1130 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$C_m = 1130 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

3.1.1.4 Parámetros funcionales del sistema de aplastamiento

Para el diseño requerido se seleccionan los siguientes valores

Donde:

L: Longitud de las mazas

D: Diámetro de las mazas

3.1.1.4.1 Maza madre

$$L = 232 \text{ mm}$$

$$D = 213 \text{ mm}$$

En la Figura 3.1 se muestran las dimensiones principales de la maza madre.

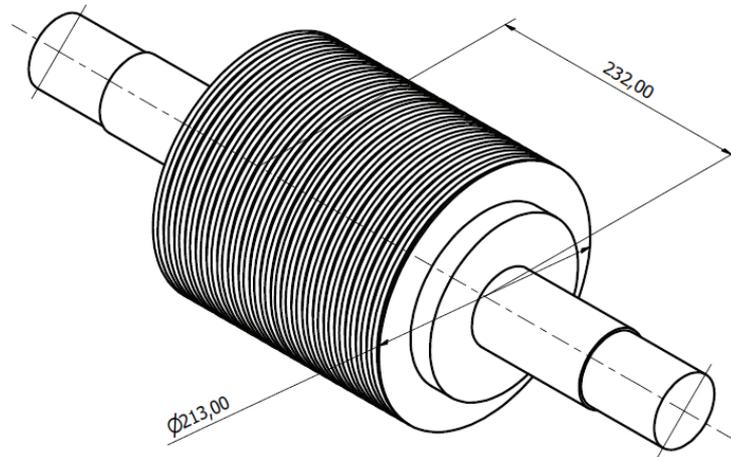


Figura 3.1 Dimensiones principales de la maza madre.⁴⁵

3.1.1.4.2 Maza cañera

$$L = 233 \text{ mm}$$

$$D = 200 \text{ mm}$$

En la Figura 3.2 se muestran las dimensiones principales de la maza cañera.

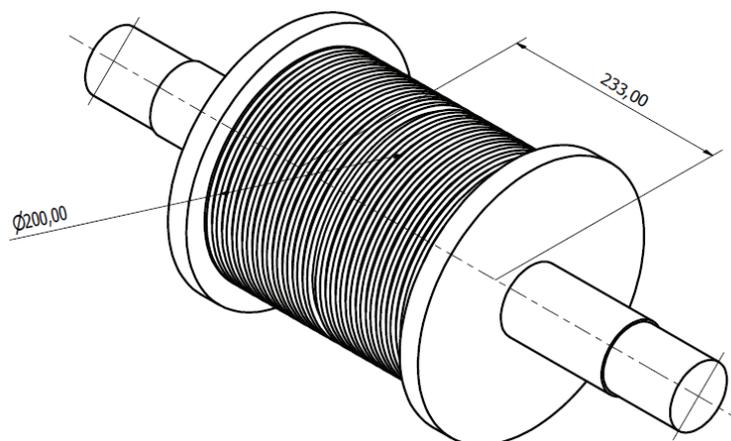


Figura 3.2 Dimensiones principales de la maza cañera.⁴⁶

⁴⁵ Fuente: propia.

3.1.1.4.3 Maza bagacera

$$L = 233 \text{ mm}$$

$$D = 203 \text{ mm}$$

En la Figura 3.3 se muestran las dimensiones de la maza bagacera.

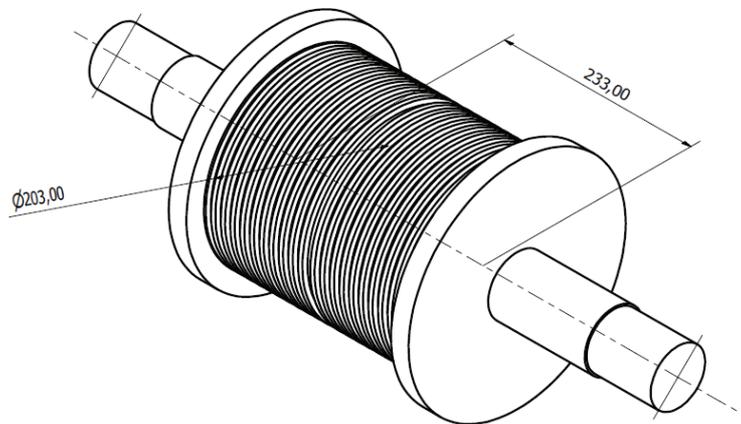


Figura 3.3 Dimensiones principales de la maza bagacera.⁴⁷

3.1.1.5 Presión en el sistema de aplastamiento

La presión que se aplica en las mazas de la máquina se produce debido al efecto del aplastamiento de la caña de azúcar

En la Figura 3.4 se puede apreciar el esquema del aplastamiento que ocurre durante la molienda el cual se realiza en dos etapas, la primera etapa se da a la entrada y se produce entre las mazas madre y cañera y el segundo a la salida entre las mazas madre y bagacera siendo este último el de mayor aplastamiento.

⁴⁶ Fuente: propia.

⁴⁷ Fuente: propia.

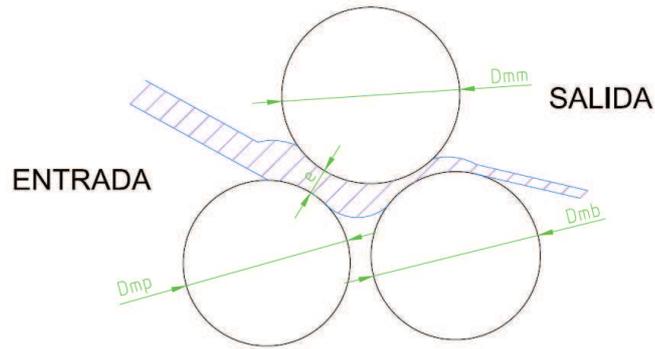


Figura 3.4 Esquema del colchón de bagazo formado por la presión ejercida por las mazas del molino. ⁴⁸

Donde:

D_{mm} : Diámetro de la maza madre

D_{mp} : Diámetro de la maza cañera

D_{mb} : Diámetro de la maza bagacera

3.1.1.6 Carga fibrosa

Este valor se representa de la siguiente manera:

$$CF = 60\pi * D * n * L * q \quad \text{Ec. 3.4} \quad ^{49}$$

$$CF = 188,4 * \tau * n * L * D^2 \quad \text{Ec. 3.5}$$

Donde:

C_m : Trabajo de los molinos, en kg de caña por hora (Capacidad de molienda)

F : Fibra de la caña en relación con la unidad

⁴⁸ Fuente: HUGOT E, Manual del Ingeniero Azucarero, México, 1963, página 125

⁴⁹ HUGOT E. , Manual Para Ingenieros Azucareros, México, 1963, página 163

L : Longitud de los cilindros, en m

D : Diámetro de los cilindros, en m

n : Velocidad de los cilindros, en rpm

q : Carga fibrosa, en kg/m^2

τ : Carga fibrosa específica, en $\frac{kg}{m^2} m$

Por lo tanto la carga fibrosa de la caña q es:

$$q = \frac{C_m * F}{60\pi * D * n * L} \quad \text{Ec. 3.6}$$

$$C_m = 1130 \frac{kg}{h}$$

$$F = 0.125$$

$$D = 0,213 \text{ m}$$

$$n = 15 \text{ R. P. M}$$

$$L = 0,232 \text{ m}$$

$$q = \frac{1130 * 0.5}{60\pi * 0,213 * 15 * 0,232} = 1,011$$

$$q = 1,011 \text{ Kg}f/m^2$$

3.1.1.7 Compresión en el molino

En la Figura 3.5 se tiene la representación de cada variable que se requiere para obtener la presión en la extractora.

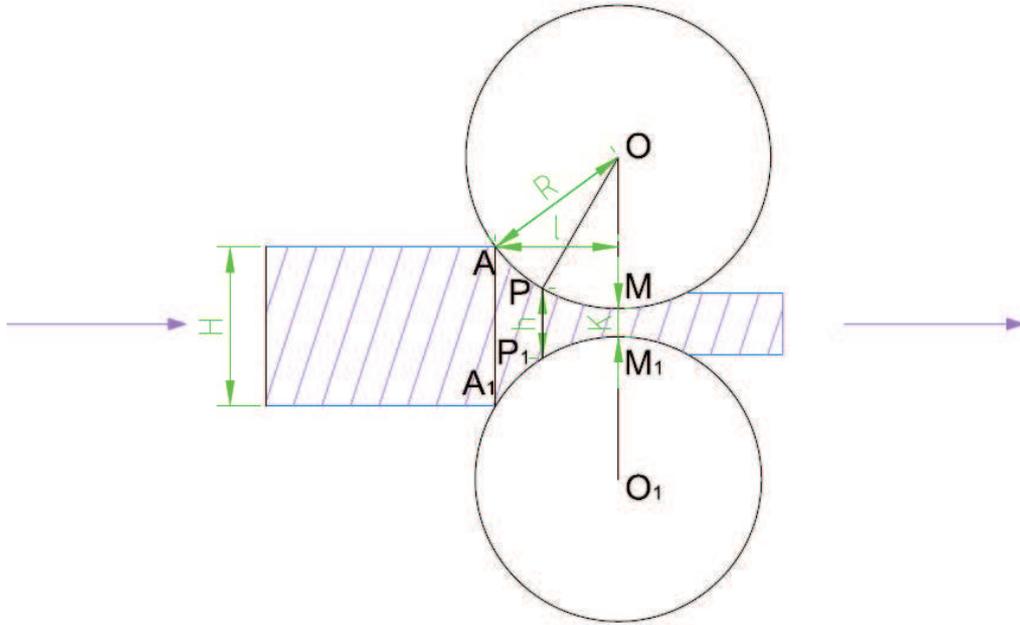


Figura 3.5 Representación de las variables de la presión generada en las mazas.⁵⁰

Donde:

D : Diámetro medio de los cilindros

R : Radio medio de los cilindros = $D / 2$

H : Diámetro de la caña a la entrada del molino

K : Espesor del colchón de bagazo comprimido en el plano axial de los cilindros.

l : Distancia desde el punto A , en el que el colchón de bagazo encuentra al cilindro, al plano axial entre los 2 cilindros.

Considérese la sección PP' de bagazo. Sea h el grueso correspondiente. En este momento la compresión tiene un valor de:

$$c = \frac{h}{H} \quad \text{Ec. 3.7}^{51}$$

⁵⁰ Fuente: HUGOT E, Manual del Ingeniero Azucarero, México, 1963, página 127.

De otra manera la compresión se obtiene en el momento del paso por el plano axial y tendrá un valor de:

$$C = \frac{K}{H} \quad \text{Ec. 3.8}$$

3.1.1.8 Compresión máxima

$$C = \frac{0,93 * F * K}{q} \quad \text{Ec. 3.9}$$

Donde:

F: Fibra del bagazo comprimido con relación a la unidad.

q: Peso de la fibra por unidad de superficie del cilindro, en *kgf/m²*.

El valor recomendado para *F* es de 0,5 de acuerdo al manual de ingeniero azucarero.

Los valores de *K* finalizado el proceso de aplastamiento se muestran en la Tabla 3.1

Tabla 3.1 Valores experimentales de *K* finalizado el proceso de aplastamiento.⁵²

MUESTRA	TOMA 1 [mm]	TOMA 2 [mm]	PROMEDIO [mm]
1	9,55	8,52	9,035
2	14,88	11,3	13,09

.../

⁵¹ HUGOT E, Manual del Ingeniero Azucarero, México, 1963, página 132.

⁵² Fuente: propia

Tabla 3.2 Valores experimentales de K finalizado el proceso de aplastamiento
(Continuación)

3	15,19	12,1	13,645
4	14,03	11,8	12,915
5	12,63	12,61	12,62
6	12,7	13,4	13,05
7	9,5	13,6	11,55
8	14,4	15	14,7
9	13,2	11,6	12,4
10	11,2	14,7	12,95

El dato real de K es menor a cualquiera de los valores promedios tomados experimentalmente.

3.1.1.9 Compresión máxima a la entrada

Los datos que se muestran en la Tabla 3.3 y Tabla 3.4 son los correspondientes a los recolectados durante la visita de campo.

Tabla 3.3 Valores reales de K, al pasar por las mazas madre y cañera.⁵³

MUESTRA	TOMA 1 [mm]	TOMA 2 [mm]	PROMEDIO [mm]
1	29,5	30,4	29,95
2	30,5	30,2	30,35
3	29,8	29,9	29,85
PROMEDIO			30,1

⁵³ Fuente: propia

Tabla 3.4 Valores recomendados de velocidad, aberturas de entrada y salida en molinos de caña convencionales.⁵⁴

DIÁMETRO [cm]	VELOCIDAD [m/min]	ABERTURA ENTRADA [mm]	ABERTURA SALIDA [mm]	FIBRA DE CAÑA %	CAPACIDAD [Kg/h]
19	7	8,5	0,4	13,12	764
19	7	11,5	0,4	12,19	664
19	7	8,5	1,2	12,81	793
19	13	11,5	1,2	12,56	957
19	13	8,5	0,4	10,88	1038
19	13	8,5	0,4	12,09	1173
19	13	11,5	1,2	12,16	1191
19	7	8,5	1,2	12,18	1229
27	7	11,5	0,4	11,33	1274
27	7	8,5	0,4	13,04	1563
27	7	11,5	1,2	14,1	1428
27	13	8,5	1,2	11,44	1506
27	13	11,5	0,4	14,41	1896
27	13	11,5	0,4	13,38	1841
27	13	8,5	1,2	12,79	2234
27	10	10	0,8	11,37	1694
30	10	10	0,8	10,34	1896
15	4	10	0,8	12,37	1366
23	16	10	0,8	12,56	843
23	10	13	0,8	14,01	1817
23	10	7	1,6	12,87	1601
23	10	10	0,8	11,03	1286
23	10	10	0,8	12,59	1421
23	10	10	0,8	13,46	1254

De la Tabla 3.4 se toman los siguientes datos de abertura de entrada y de salida, ya que por fabricación son los más óptimos.

Para un diámetro de 23 cm se tiene:

$$K_{entrada} = 10 \text{ mm}$$

$$K_{salida} = 0,8 \text{ mm}$$

⁵⁴ Fuente: HUGOT E, Manual del Ingeniero Azucarero, México, 1963, página 132

El valor considerado corresponde al valor de K que se tiene a la entrada, es decir entre las mazas madre y cañera.

$$C = \frac{0,93 * 0,5 * 1}{1,011} = 0,46$$

$$C = 0,46$$

3.1.1.10 Compresión máxima a la salida

Los datos que se tienen en la Tabla 3.5 son los valores de K obtenidos durante la visita de campo.

Tabla 3.5 Valores reales de K, al pasar por las mazas madre y bagacera.⁵⁵

MUESTRA	TOMA 1 [mm]	TOMA 2 [mm]	PROMEDIO [mm]
1	6,6	7,2	6,9
2	6,9	6,7	6,8
3	6,4	6,8	6,6
PROMEDIO			6,8

De la Tabla 3.5 se tiene el valor de $K_{salida} = 0,8 \text{ mm}$

$$C = \frac{0,93 * 0,5 * 0,08}{1,011} = 0,037$$

$$C = 0,037$$

⁵⁵ Fuente: propia

3.1.1.11 Fuerza normal ejercida por las mazas a la caña

Para esta parte se debe notar que existe una presión máxima en la entrada y otra a la salida.

La presión que se da a la entrada ocurre entre las mazas madre y cañera y la presión que se da a la salida ocurre entre las mazas madre y bagacera.

$$P_M = 3,5 \frac{P}{L\sqrt{K*D}} \quad \text{Ec. 3.10}$$

$$P = \frac{P_M * L \sqrt{K*D}}{3,5} \quad \text{Ec. 3.11}$$

Donde:

P_M : Presión máxima aplicada al bagazo en su paso por el plano axial de los cilindros, medida en kgf/cm^2

P : Fuerza normal ejercida sobre los dos cilindros considerados, medida en kgf

L : Longitud de los cilindros, en cm

K : Espesor del bagazo comprimido a su paso por el plano axial, medio en cm

D : Diámetro de los cilindros, en cm

Es conveniente establecer los valores de fuerza máxima a la entrada y a la salida, que resultó del ensayo de aplastamiento realizado a las muestras de caña. Estas fuerzas son representaciones de lo que significa el aplastamiento de la caña de azúcar en la máquina.

$$F_{Msalida} = 23 \text{ Toneladas}$$

$$F_{Mentrada} = 3 \text{ Toneladas}$$

Ambas fuerzas fueron obtenidas experimentalmente en el Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones.

$F_{Msalida}$: Fue medida como el máximo valor alcanzado por la máquina Tinus Olsen y simula lo que ocurre entre las mazas madre y bagacera.

$F_{Mentrada}$: Fue medida como el mínimo valor alcanzado por la máquina Tinus Olsen y simula lo que ocurre entre las mazas madre y cañera, este efecto de aplastamiento ocurre a la entrada del extractor.

3.1.1.12 Presión máxima a la entrada

Es la presión que se da entre las mazas madre y la maza cañera.

$$P_{Mentrada} = \frac{F_{Mentrada}}{A}$$

Por lo tanto es necesario el conocer el área a la que se aplica esta fuerza, para de esta manera obtener la presión máxima que simula lo que ocurre a la entrada de los rodillos.

$$A = l_c * a_c$$

Donde:

A: El área en la que actúa la fuerza.

l_c : La longitud del bagazo al efectuar el aplastamiento

a_c : El ancho del bagazo al efectuar el aplastamiento

$$A = l_c * a_c = 20 \text{ cm} * 12 \text{ cm} = \mathbf{240 \text{ cm}^2}$$

$$P_{Mentrada} = \frac{3000 \text{ Kgf}}{240 \text{ cm}^2} = 12,5 \text{ Kgf/cm}^2$$

Se consideran los datos de la maza madre, ya que es la maza motriz y la que asegura el aplastamiento de la caña de azúcar.

Por lo tanto:

$$L = 23,3 \text{ cm}$$

$$D = 21,3 \text{ cm}$$

$$K = 1 \text{ cm}$$

$$P_{\text{entrada}} = \frac{12,5 * 23,3\sqrt{1 * 21,3}}{3,5} = 384,05$$

$$P_{\text{entrada}} = 384,05 \text{ Kgf}$$

3.1.1.13 Presión máxima a la salida

Es la presión que se da entre las mazas madre y bagacera.

Para obtener la presión máxima que ocurre por el efecto de aplastamiento de la caña de azúcar, se introduce el concepto común de la fuerza aplicada sobre un área.

$$P_{\text{Msalida}} = \frac{F_{\text{Mentrada}}}{A}$$

Por lo tanto es necesario el conocer el área a la que se aplica esta fuerza, y de esta manera obtener la presión máxima que simula lo que ocurre a la salida de los rodillos.

$$A = l_c * a_c$$

Donde:

A: El área en la que actuó la fuerza producida por la máquina Tinus Olsen.

l_c : La longitud del bagazo al efectuar el aplastamiento.

a_c : El ancho del bagazo al efectuar el aplastamiento

$$A = l_c * a_c = 20 \text{ cm} * 18 \text{ cm} = 360 \text{ cm}^2$$

$$P_{Msalida} = \frac{23000 \text{ Kgf}}{360 \text{ cm}^2} = 63,9 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2}$$

Se consideran los datos de la maza madre, ya que es la maza motriz y la que asegura el aplastamiento de la caña de azúcar.

Por lo tanto:

$$L = 23,3 \text{ cm}$$

$$D = 21,3 \text{ cm}$$

$$K = 0,08 \text{ cm}$$

$$P_{salida} = \frac{63,9 * 23,3 \sqrt{0,08 * 21,3}}{3,5} = 555,3$$

$$P_{salida} = 555,30 \text{ Kgf} = 5447,49 \text{ N}$$

A continuación se muestra la obtención de algunas fuerzas necesarias para los cálculos que siguen:

$$F_{rp} = f * P_{entrada}$$

Donde:

F_{rp} : Fuerza de rozamiento presente en el eje de la maza cañera en el efecto de aplastamiento de la caña de azúcar.

El valor de f^{56} es de 0,4 ya que es el valor del coeficiente de rozamiento que se tiene entre la caña de azúcar y el hierro fundido, este valor de f es el mismo para el caso entre la maza bagacera y la caña de azúcar.

$$F_{rp} = 0,4 * 384,05 = 153,64 \text{ Kgf}$$

Para la maza bagacera se tiene lo siguiente:

$$F_{rb} = f * P_{salida}$$

Donde:

F_{rb} : Fuerza de rozamiento presente en el eje de la maza bagacera en el efecto de aplastamiento de la caña de azúcar.

$$F_{rb} = 0,4 * 555,30 = 222,12 \text{ Kgf}$$

3.1.1.14 Cálculo de las fuerzas en los ejes

3.1.1.14.1 Eje de la maza cañera

En la Figura 3.6 se muestran las fuerzas existentes en el eje de la maza cañera.

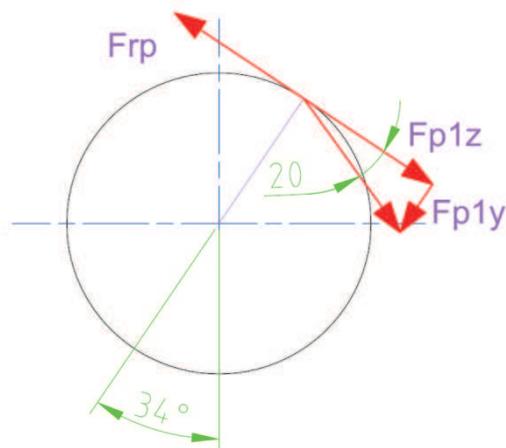


Figura 3.6 Representación esquemática de las fuerzas en el eje de la maza cañera.⁵⁷

⁵⁶ HUGOT E, Manual del Ingeniero Azucarero, México, 1963, página 125

Realizando la sumatoria de fuerzas correspondiente se tiene:

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{p1z} - F_{rp} = 0$$

$$F_{p1z} = F_{rp} = 153,64 \text{ Kgf}$$

$$F_{p1y} = F_{rp} * \tan 20^\circ$$

$$F_{p1y} = 1507 * \tan 20^\circ = 55,92 \text{ Kgf}$$

Para la obtención de los momentos se realiza lo siguiente:

$$M_{p1} = M_p$$

El radio a tomar en cuenta es $D/2$ que corresponde al de la maza cañera que tiene un valor de $200 \text{ mm}/2 = 100 \text{ mm}$.

$$M_{p1} = F_{p1z} * 100$$

$$M_{p1} = 153,64 * 100 = 15364 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

$$M_p = F_{rp} * 100$$

$$M_p = 153,64 * 100 = 15364 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

3.1.1.14.2 Eje de la maza bagacera

En la Figura 3.7 se muestran las fuerzas existentes en el eje de la maza bagacera.

⁵⁷ Fuente: propia

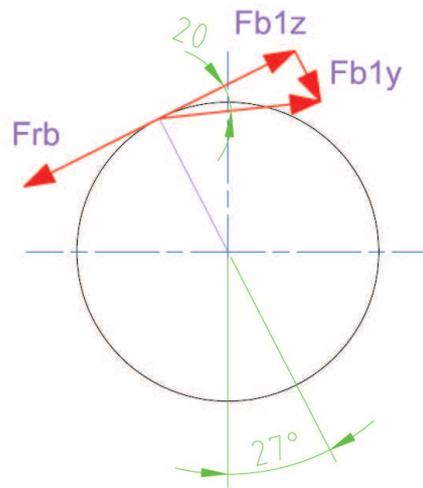


Figura 3.7 Representación esquemática de las fuerzas de la maza bagacera.⁵⁸

Realizando la sumatoria de fuerzas correspondiente se tiene:

$$\sum \mathbf{F}_Z = \mathbf{0}$$

$$F_{b1z} - F_{rb} = 0$$

$$F_{b1z} = F_{rb} = 222,12 \text{ Kgf}$$

$$F_{b1y} = F_{rb} * \tan 20^\circ$$

$$F_{b1y} = 222,12 * \tan 20^\circ = 80,85 \text{ Kgf}$$

Para la obtención de los momentos se realiza lo siguiente:

$$M_{b1} = M_b$$

El radio a tomar en cuenta es $D/2$ que corresponde al de la maza bagacera que tiene un valor de $203 \text{ mm}/2 = 101,5 \text{ mm}$

$$M_{b1} = F_{b1z} * 101,5$$

⁵⁸ Fuente: propia

$$M_{b1} = 222,12 * 101,5 = 22545,18 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

$$M_b = F_{rb} * 101,5 = 40018,4 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

$$M_b = 222,12 * 101,5 = 22545,18 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

3.1.1.14.3 Eje de la maza madre

En la Figura 3.8 se muestran las fuerzas existentes en el eje de la maza madre.

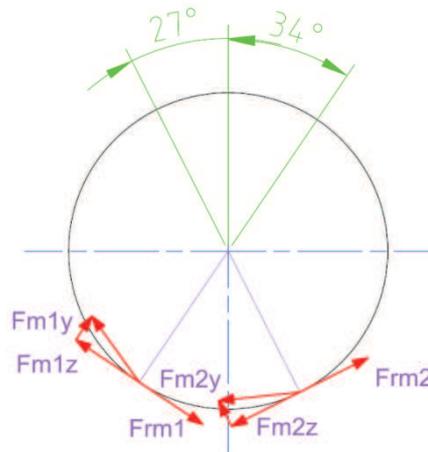


Figura 3.8 Representación esquemática de las fuerzas en el eje de la maza madre.⁵⁹

Para determinar los valores de las fuerzas en el eje de la maza madre se realiza lo siguiente:

Los valores de las fuerzas de rozamiento son iguales para la maza cañera y madre así como en la maza bagacera y madre, por lo tanto.

$$F_{rp} = F_{rm1} = 153,64 \text{ Kgf}$$

$$F_{rb} = F_{rm2} = 222,12 \text{ Kgf}$$

Para obtener los valores correspondientes a F_{m1y} , F_{m1z} , F_{m2y} y F_{m2z} , se tiene:

⁵⁹ Fuente: propia

$$F_{p1} = \sqrt{(F_{p1z})^2 + (F_{p1y})^2}$$

$$F_{p1} = \sqrt{(153,64)^2 + (55,92)^2} = 163,50 \text{ Kgf}$$

$$F_{p1Y} = F_{p1} * \text{sen } 54^\circ$$

$$F_{p1Y} = 1603,94 * \text{sen } 54^\circ = 132,27 \text{ Kgf}$$

$$F_{p1Z} = F_{p1} * \text{cos } 54^\circ$$

$$F_{p1Z} = 1603,94 * \text{cos } 54^\circ = 96,10 \text{ Kgf}$$

$$F_{b1} = \sqrt{(F_{b1z})^2 + (F_{b1y})^2}$$

$$F_{b1} = \sqrt{(222,12)^2 + (80,85)^2} = 236,38 \text{ Kgf}$$

$$F_{b1Y} = F_{b1} * \text{cos } 54^\circ$$

$$F_{b1Y} = 236,38 * \text{cos } 54^\circ = 138,94 \text{ Kgf}$$

$$F_{b1Z} = F_{b1} * \text{sen } 54^\circ$$

$$F_{b1Z} = 236,38 * \text{sen } 54^\circ = 191,24 \text{ Kgf}$$

De donde se tiene:

$$F_{m1y} = F_{p1Y} + F_{b1Y}$$

$$F_{m1y} = 132,27 + 138,94 = 271,21 \text{ Kgf}$$

$$F_{m1z} = F_{p1z} + F_{b1z}$$

$$F_{m1z} = 96,10 + 191,24 = 287,34 \text{ Kgf}$$

$$M_{m2} = M_{m1} + M_m$$

El radio a tomar en cuenta es $D/2$ que corresponde al de la maza madre que tiene un valor de $213 \text{ mm}/2 = 106,5 \text{ mm}$.

$$M_{m2} = M_{m1} + M_m$$

$$M_{m1} = F_{p1z} * 106,5 + F_{b1z} * 106,5$$

$$M_{m1} = 153,64 * 106,5 + 222,12 * 106,5 = 40018,4 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

$$M_m = F_{rp} * 106,5 + F_{rb} * 106,5$$

$$M_m = 153,64 * 10,65 + 222,12 * 10,65 = 40018,4 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

$$M_{m2} = 40018,4 + 40018,4 = 80036,8 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

DE : Es la longitud efectiva de aplastamiento de la caña de azúcar.

$$Q_1 = \frac{M_{m2}}{DE}$$

$$Q_1 = \frac{80036,8}{233} = 343,51 \text{ Kgf}$$

$$Q_2 = Q_1 * \tan 20^\circ$$

$$Q_2 = 343,51 * \tan 20^\circ = 125,03 \text{ Kgf}$$

$$Q = \sqrt{(Q_1)^2 + (Q_2)^2}$$

$$Q = \sqrt{(343,51)^2 + (125,03)^2} = 365,56 \text{ Kgf}$$

Por lo tanto:

$$F_{m2y} = Q * \cos 20^\circ = 365,56 * \cos 20^\circ = 343,51 \text{ Kgf}$$

$$F_{m2z} = Q * \sin 20^\circ = 365,56 * \sin 20^\circ = 125,03 \text{ Kgf}$$

3.1.1.15 Cálculo de fuerzas en las mazas

El análisis de las fuerzas se efectúa según la interacción que se tiene entre las mazas de la máquina, con lo cual se desarrollan los cálculos más adecuados de los cilindros que están en contacto por medio del aplastamiento de la caña de azúcar.

En la Figura 3.9 se observa la distribución de fuerzas más común en un cilindro o maza.

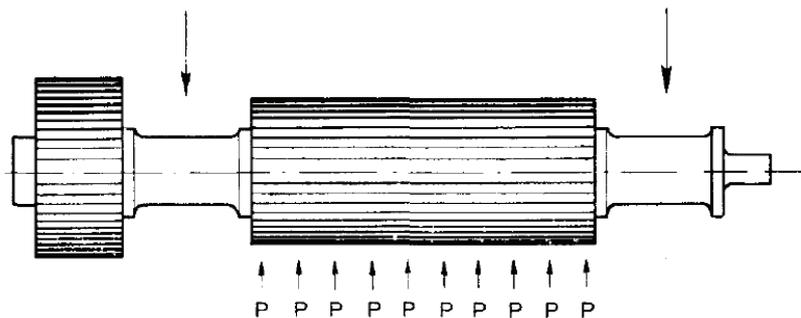


Figura 3.9 Representación de las fuerzas en un cilindro.⁶⁰

El análisis de fuerzas se lo hace en base a la interacción que ocurre entre las mazas madre y cañera así como entre las mazas madre y bagacera.

⁶⁰ Fuente: HUGOT E, Manual del Ingeniero Azucarero, página 222.

En la determinación de las fuerzas actuantes en cada maza, se hace necesario el establecer de manera adecuada el Diagrama de Cuerpo Libre (D.C.L) que

Los ángulos a considerar para las fuerzas normales que actúan sobre las mazas son los mostrados en la Figura 3.10.

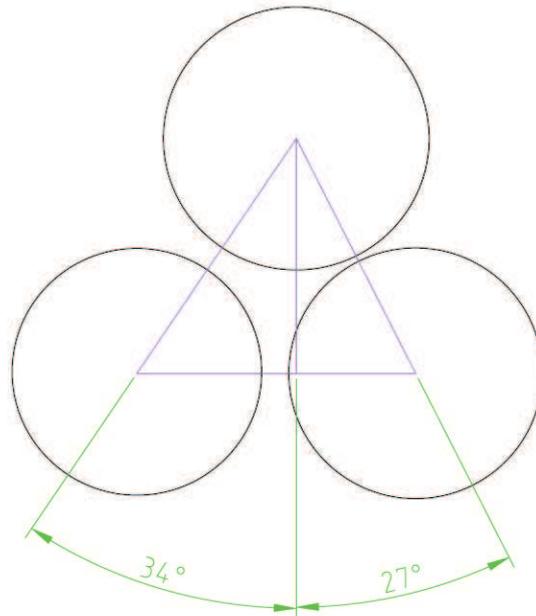


Figura 3.10 Ángulos formados entre los planos de las mazas.⁶¹

El ángulo que se forma entre los planos de la mazas madre y cañera es de 34°, mientras que el ángulo formado entre las mazas madre y bagacera es de 27°.

$$\alpha = 34^{\circ}$$

$$\beta = 27^{\circ}$$

Estos ángulos tienen gran importancia al momento de la obtención de las fuerzas que actúan en las mazas del extractor.

Para poder realizar los cálculos de manera adecuada y ordenada, se debe definir los ejes a tomar en cuenta y que además no varíen para ninguno de los casos.

⁶¹ Fuente: propia

Los ejes se muestran en la Figura 3.11.

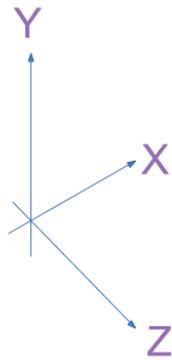


Figura 3.11 Ejes de coordenadas a tomar en cuenta.⁶²

3.1.1.16 Cálculo de fuerzas en la maza cañera

En la Figura 3.12 se representa de manera esquemática las fuerzas actuantes en la maza cañera.

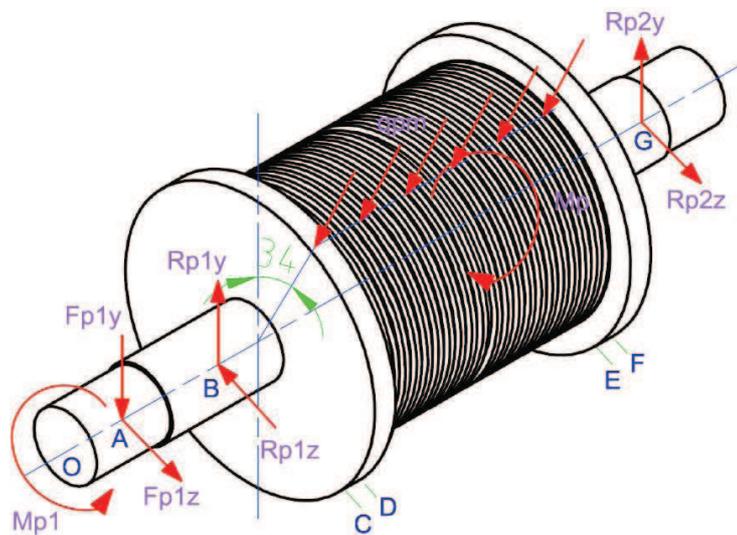


Figura 3.12 D.C.L de la maza cañera.⁶³

⁶² Fuente: propia

⁶³ Fuente: propia

Donde:

M_{p1} : Momento producido por la transmisión de potencia desde engrane de la maza madre al de la maza cañera.

M_p : Momento opuesto al producido por la transmisión.

F_{p1y} y F_{p1z} : Fuerzas producidas por la transmisión de potencia en las lenguetas.

R_{p1y} , R_{p1z} , R_{p2y} y R_{p2z} : Reacciones del cojinete sobre el eje.

q_{pm} : Fuerza distribuida que ocurre por efectos del aplastamiento de la caña.

Además se conoce que:

$$OA = 36 \text{ mm} = 3,6 \text{ cm}$$

$$AB = 88,5 \text{ mm} = 8,85 \text{ cm}$$

$$BC = 52,5 \text{ mm} = 5,25 \text{ cm}$$

$$CD = 16 \text{ mm} = 1,6 \text{ cm}$$

$$DE = 233 \text{ mm} = 23,3 \text{ cm}$$

$$EF = 16 \text{ mm} = 1,6 \text{ cm}$$

$$FG = 48,5 \text{ mm} = 4,85 \text{ cm}$$

La fuerza que se da a la entrada del extractor va a ser la considerada tanto para la maza cañera como para la maza madre en la primera etapa de aplastamiento.

$$P_{entrada} = 384,05 \text{ Kgf}$$

Por lo tanto para encontrar el valor correspondiente a q_{pm} es:

$$q_{pm} = \frac{P_{entrada}}{L} = \frac{384,05 \text{ Kgf}}{23,3 \text{ cm}} = 16,48 \text{ Kgf/cm}$$

Para obtener las fuerzas que intervienen se realiza sumatoria de momentos en el ponto A, con lo cual se obtiene:

Para el plano X – Y

$$F_{p1y} = 55,92 \text{ Kgf}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{p1y} * AB + R_{p2y} * BG - \left[(q_{pm} * DE) * \left(BD + \frac{DE}{2} \right) \right] * \cos 34^\circ = 0$$

$$55,92 * 8,85 + R_{p2y} * 36,6 - [(16,48 * 23,3) * (6,85 + 11,65)] * \cos 34^\circ = 0$$

$$494,892 + R_{p2y} * 36,6 - 5889,24 = 0$$

$$R_{p2y} = 147,39 \text{ Kgf}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$-F_{p1y} + R_{p1y} - [(q_{pm} * DE)] * \cos 34^\circ + R_{p2y} = 0$$

$$-55,92 + R_{p1y} - [(16,48 * 23,3)] * \cos 34^\circ + 147,39 = 0$$

$$R_{p1y} = 226,87 \text{ Kgf}$$

Los diagramas resultantes de los cálculos en el plano X-Y se muestran en la Figura 3.13 y Figura 3.14.

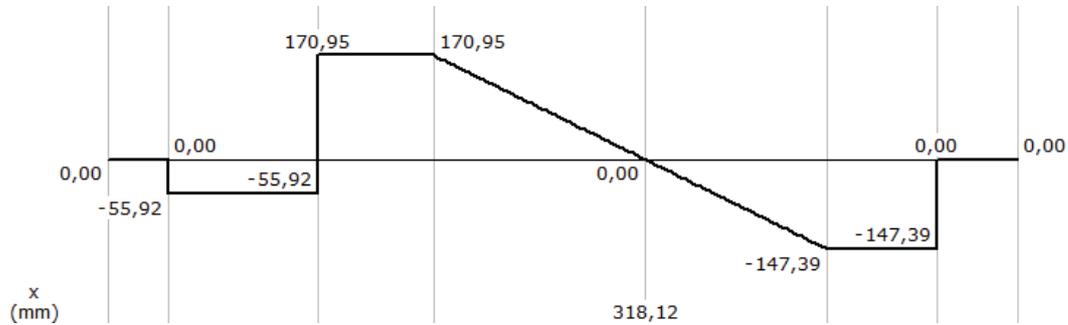


Figura 3.13 Diagrama de fuerza cortante plano X-Y de la maza cañera.⁶⁴

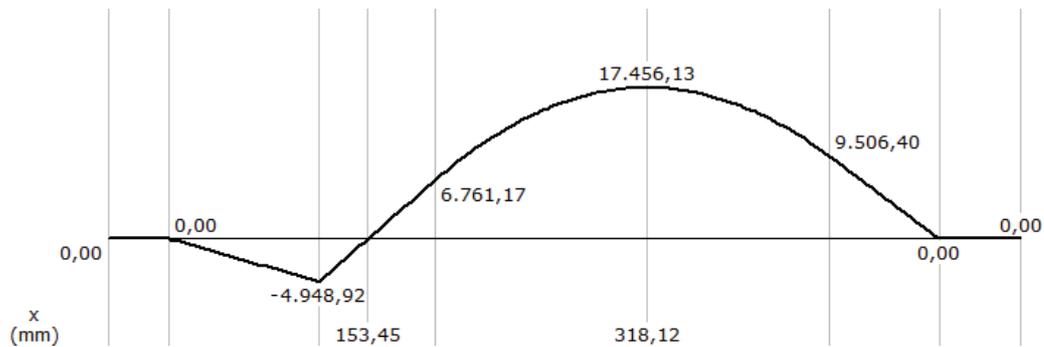


Figura 3.14 Diagrama de momentos plano X-Y de la maza cañera.⁶⁵

Para el plano X – Z

$$F_{p1z} = 153,64 \text{ Kgf}$$

$$\sum M_B = 0F_{p1z} * AB - R_{p2z} * BG + \left[(q_{pm} * DE) * \left(BD + \frac{DE}{2} \right) \right] * \text{sen } 34^\circ = 0$$

$$153,64 * 8,85 - R_{p2z} * 36,6 + [(16,48 * 23,3) * (6,85 + 11,65)] * \text{sen } 34^\circ = 0$$

$$1359,71 - R_{p2z} * 36,6 + 3972,34 = 0$$

$$R_{p2z} = 145,68 \text{ Kgf}$$

⁶⁴ Fuente: propia.

⁶⁵ Fuente: propia.

$$\sum F_Z = 0$$

$$F_{p1z} - R_{p1z} - [(q_{pm} * DE)] * \text{sen } 34^\circ + R_{p2z} = 0$$

$$153,64 - R_{p1z} - [(16,48 * 23,3)] * \text{sen } 34^\circ + 145,68 = 0$$

$$R_{p1z} = 84,60 \text{ Kgf}$$

Los diagramas resultantes de los cálculos en el plano X-Z se muestran en la Figura 3.15 y Figura 3.16.

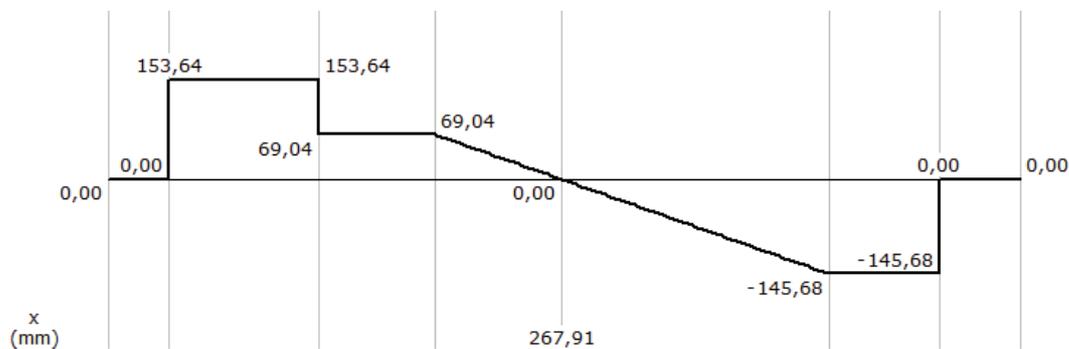


Figura 3.15 Diagrama de fuerza cortante plano X-Z de la maza cañera.⁶⁶

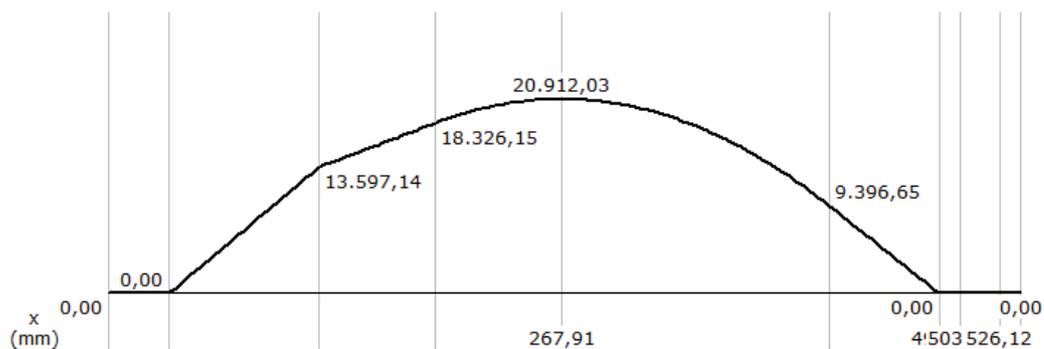


Figura 3.16 Diagrama de momentos plano X-Z de la maza cañera.⁶⁷

⁶⁶ Fuente: propia.

⁶⁷ Fuente: propia.

3.1.1.17 Cálculo de fuerzas en la maza madre

En la Figura 3.17 se representa de manera esquemática las fuerzas actuantes en la maza madre.

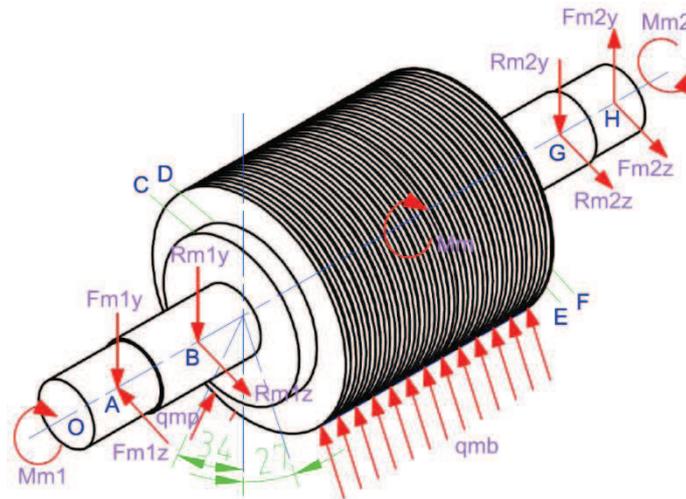


Figura 3.17 D.C.L de la maza madre. ⁶⁸

Donde:

M_{m1} y M_{m2} : Momentos producidos debido a la transmisión.

M_m : Momento opuesto al producido por la transmisión.

F_{m1y} , F_{m2y} , F_{m1z} y F_{m2z} : Fuerzas producidas por la transmisión de potencia en las lenguetas.

R_{m1y} , R_{m1z} , R_{m2y} y R_{m2z} : Reacciones del bastidor sobre el eje.

q_{mp} y q_{mb} : Fuerzas distribuidas que ocurre por efectos del aplastamiento de la caña.

⁶⁸ Fuente: propia

Además se conoce que:

$$OA = 39,5 \text{ mm} = 3,95 \text{ cm}$$

$$AB = 95 \text{ mm} = 9,5 \text{ cm}$$

$$BC = 55,5 \text{ mm} = 5,55$$

$$CD = 20 \text{ mm} = 2,0 \text{ cm}$$

$$DE = 232 \text{ mm} = 23,2 \text{ cm}$$

$$EF = 20 \text{ mm} = 2,0 \text{ cm}$$

$$FG = 55,5 \text{ mm} = 5,55 \text{ cm}$$

$$GH = 95 \text{ mm} = 9,5 \text{ cm}$$

Para el caso de la maza madre las fuerzas que intervienen son:

$$P_{\text{entrada}} = 384,05 \text{ Kgf}$$

$$P_{\text{salida}} = 555,30 \text{ Kgf}$$

La fuerza que se da a la salida del extractor va a ser la considerada tanto para la maza madre como para la maza bagacera en la etapa de salida de la caña de azúcar.

Por lo tanto para encontrar los valores correspondientes a q_{mb} y q_{mp} se tiene:

$$q_{mp} = \frac{P_{\text{entrada}}}{L} = \frac{384,05 \text{ Kgf}}{23,3 \text{ cm}} = 16,48 \text{ Kgf/cm}$$

Para obtener las fuerzas que intervienen se realiza sumatoria de momentos en el punto B, con lo cual se obtiene:

Para el plano X – Y

$$F_{p1y} = 55,92 \text{ Kgf}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{p1y} * AB + R_{p2y} * BG - \left[(q_{pm} * DE) * \left(BD + \frac{DE}{2} \right) \right] * \cos 34^\circ = 0$$

$$55,92 * 8,85 + R_{p2y} * 36,6 - [(16,48 * 23,3) * (6,85 + 11,65)] * \cos 34^\circ = 0$$

$$494,892 + R_{p2y} * 36,6 - 5889,24 = 0$$

$$R_{p2y} = 147,39 \text{ Kgf}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$-F_{p1y} + R_{p1y} - [(q_{pm} * DE)] * \cos 34^\circ + R_{p2y} = 0$$

$$-55,92 + R_{p1y} - [(16,48 * 23,3)] * \cos 34^\circ + 147,39 = 0$$

$$R_{p1y} = 226,87 \text{ Kgf}$$

Los diagramas resultantes de los cálculos en el plano X-Y se muestran en la Figura 3.18 y Figura 3.19.

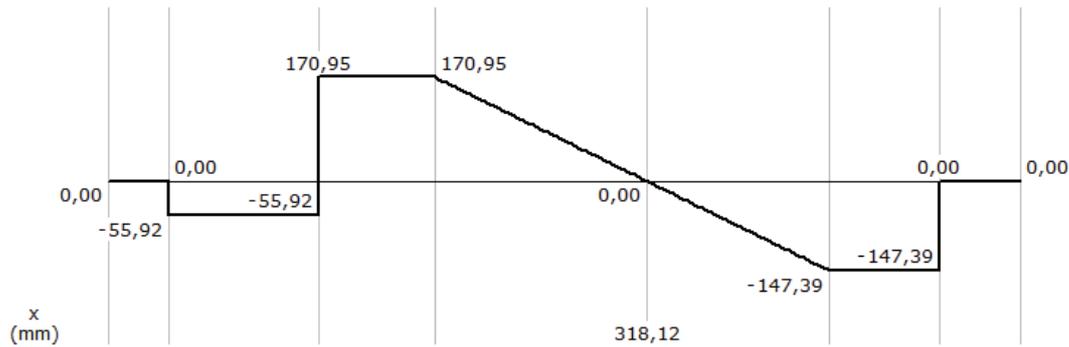


Figura 3.18 Diagrama de fuerza cortante plano X-Y de la maza madre.⁶⁹

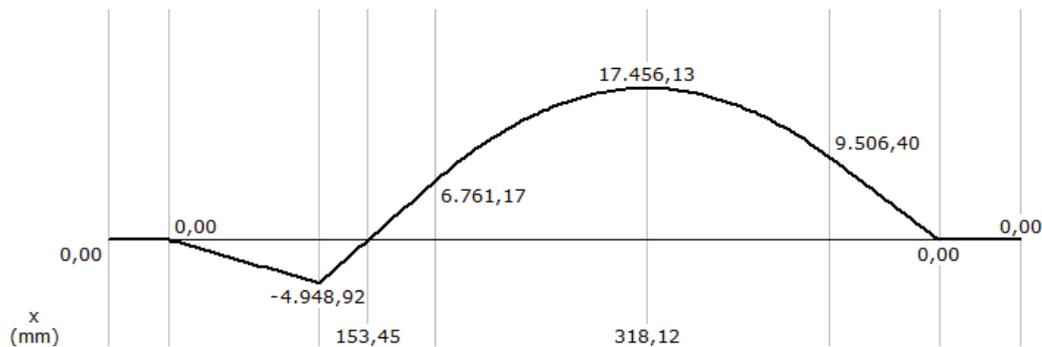


Figura 3.19 Diagrama de momentos plano X-Y de la maza madre.⁷⁰

Para el plano X – Z

$$F_{p1z} = 153,64 \text{ Kgf}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{p1z} * AB - R_{p2z} * BG + \left[(q_{pm} * DE) * \left(BD + \frac{DE}{2} \right) \right] * \text{sen } 34^\circ = 0$$

$$153,64 * 8,85 - R_{p2z} * 36,6 + [(16,48 * 23,3) * (6,85 + 11,65)] * \text{sen } 34^\circ = 0$$

$$1359,71 - R_{p2z} * 36,6 + 3972,34 = 0$$

$$R_{p2z} = 145,68 \text{ Kgf}$$

⁶⁹ Fuente: propia.

⁷⁰ Fuente: propia.

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{p1z} - R_{p1z} - [(q_{pm} * DE)] * \text{sen } 34^\circ + R_{p2z} = 0$$

$$153,64 - R_{p1z} - [(16,48 * 23,3)] * \text{sen } 34^\circ + 145,68 = 0$$

$$R_{p1z} = 84,60 \text{ Kgf}$$

Los diagramas resultantes de los cálculos en el plano X-Z se muestran en la Figura 3.20 y Figura 3.21.

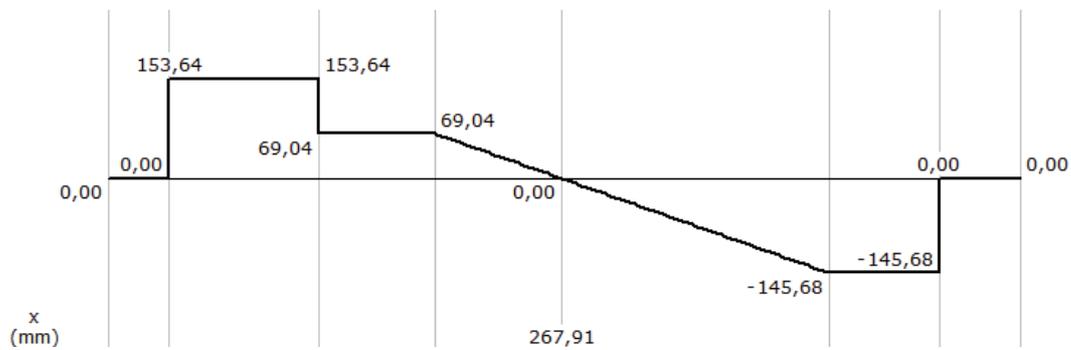


Figura 3.20 Diagrama de fuerza cortante plano X-Z de la maza madre.⁷¹

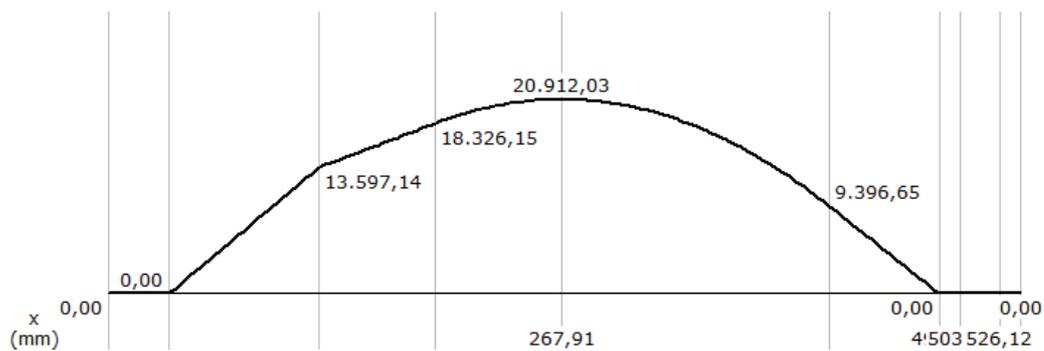


Figura 3.21 Diagrama de momentos plano X-Z de la maza madre.⁷²

⁷¹ Fuente: propia.

⁷² Fuente: propia

3.1.1.18 Cálculo de fuerzas en la maza bagacera

En la Figura 3.22 se representa de manera esquemática las fuerzas actuantes en la maza bagacera.

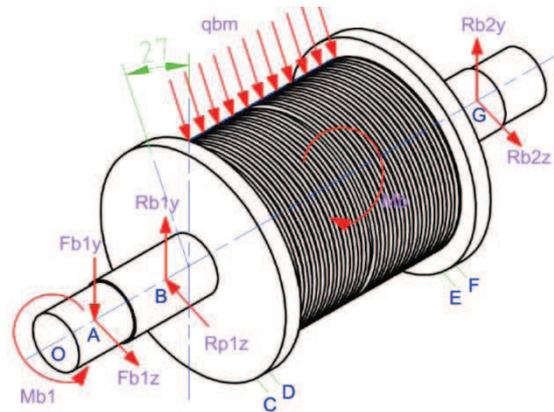


Figura 3.22 D.C.L de la maza bagacera. ⁷³

Donde:

M_{b1} : Momento producido por la transmisión de potencia desde engrane de la maza madre al de la maza bagacera.

M_b : Momento opuesto al producido por la transmisión.

F_{b1y} y F_{b1z} : Fuerzas producidas por la transmisión de potencia en las lenguetas.

R_{b1y} , R_{b1z} , R_{b2y} y R_{b2z} : Reacciones del bastidor sobre el eje.

q_{bm} : Fuerza distribuida que ocurre por efectos del aplastamiento de la caña.

Además se conoce que:

$$OA = 36 \text{ mm} = 3,6 \text{ cm}$$

$$AB = 88,5 \text{ mm} = 8,85 \text{ cm}$$

$$BC = 52,5 \text{ mm} = 5,25 \text{ cm}$$

⁷³ Fuente: propia

$$CD = 16 \text{ mm} = 1,6 \text{ cm}$$

$$DE = 233 \text{ mm} = 23,3 \text{ cm}$$

$$EF = 16 \text{ mm} = 1,6 \text{ cm}$$

$$FG = 48,5 \text{ mm} = 4,85 \text{ cm}$$

Para la obtención del valor correspondiente a q_{bm} se considera la fuerza a la salida.

$$P_{salida} = 555,30 \text{ Kgf}$$

$$q_{bm} = \frac{P_{salida}}{L} = \frac{555,30 \text{ Kgf}}{23,3 \text{ cm}} = 23,83 \text{ Kgf/cm}$$

Para obtener las fuerzas que intervienen se realiza sumatoria de momentos en el punto A, con lo cual se obtiene:

Para el plano X – Y

$$F_{b1y} = 80,85 \text{ Kgf}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{b1y} * AB + R_{b2y} * BG - \left[(q_{bm} * DE) * \left(BD + \frac{DE}{2} \right) \right] * \cos 27^\circ = 0$$

$$80,85 * 8,85 + R_{b2y} * 36,6 - [(23,83 * 23,3) * (6,85 + 11,65)] * \cos 27^\circ = 0$$

$$715,52 + R_{b2y} * 36,6 - 9152,35 = 0$$

$$R_{b2y} = 230,51 \text{ Kgf}$$

$$\sum F_Y = 0$$

$$-F_{b1y} + R_{b1y} - [(q_{bm} * DE)] * \cos 27^\circ + R_{b2y} = 0$$

$$-80,85 + R_{p1y} - [(23,83 * 23,3)] * \cos 27^\circ + 230,51 = 0$$

$$R_{b1y} = 345,06 \text{ Kgf}$$

Los diagramas resultantes de los cálculos en el plano X-Y se muestran en la Figura 3.23 y Figura 3.24.

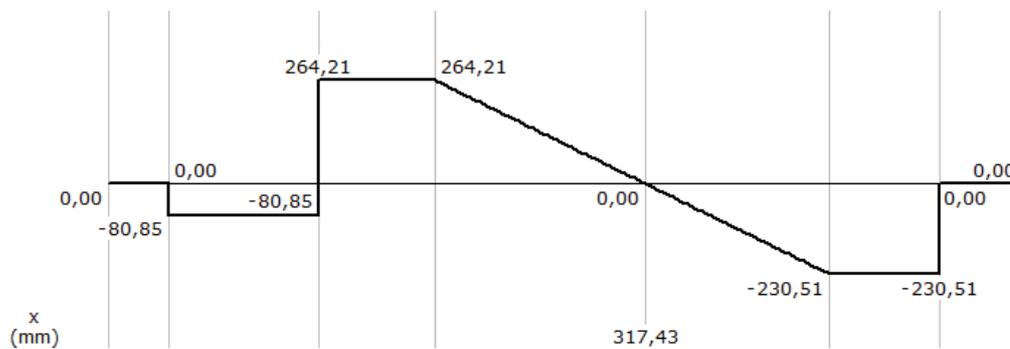


Figura 3.23 Diagrama de fuerza cortante plano X-Y de la maza bagacera.⁷⁴

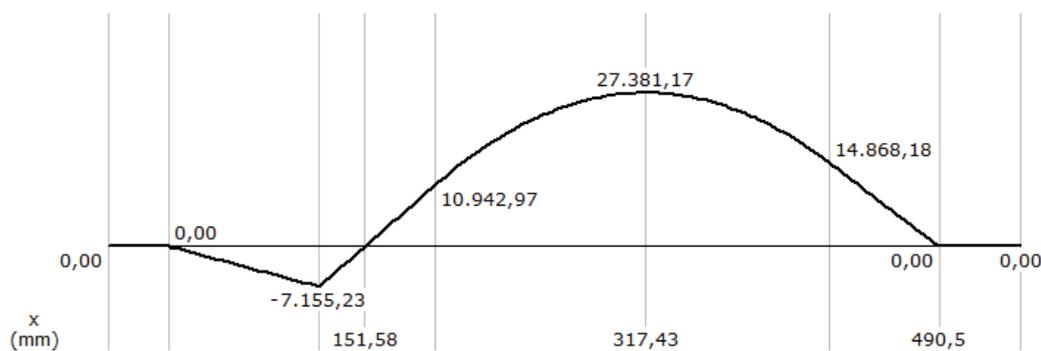


Figura 3.24 Diagrama de momentos plano X-Z de la maza bagacera.⁷⁵

⁷⁴ Fuente: propia

⁷⁵ Fuente: propia

Para el plano X – Z

$$F_{b1z} = 222,12 \text{ Kgf}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{b1z} * AB - R_{b2z} * BG - \left[(q_{bm} * DE) * \left(BD + \frac{DE}{2} \right) \right] * \text{sen } 27^\circ = 0$$

$$222,12 * 8,85 - R_{b2z} * 36,6 - [(23,83 * 23,3) * (6,85 + 11,65)] * \text{sen } 27^\circ = 0$$

$$1965,76 - R_{b2z} * 36,6 - 4663,35 = 0$$

$$R_{b2z} = -73,70 \text{ Kgf}$$

$$\sum F_Z = 0$$

$$F_{b1z} - R_{b1z} + [(q_{bm} * DE)] * \text{sen } 27^\circ + R_{b2z} = 0$$

$$222,12 - R_{b1z} + [(23,83 * 23,3)] * \text{sen } 27^\circ - 73,70 = 0$$

$$R_{b1z} = 400,49 \text{ Kgf}$$

Los diagramas resultantes de los cálculos en el plano X-Z se muestran en la Figura 3.25 y Figura 3.26.

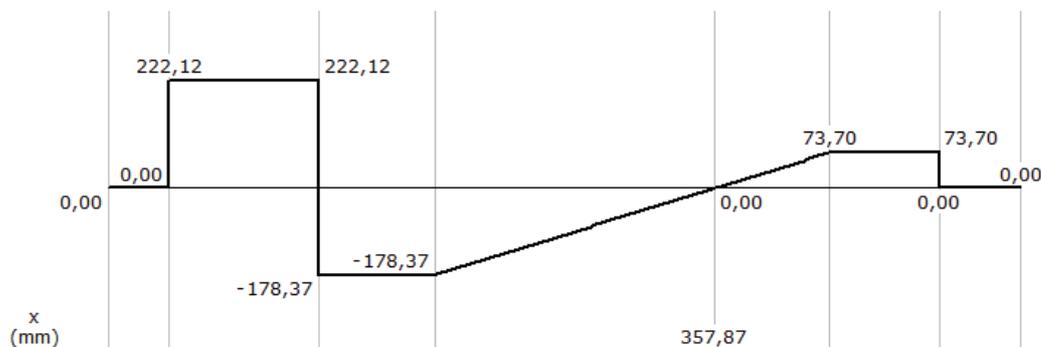


Figura 3.25 Diagrama de fuerza cortante plano X-Y de la maza bagacera.⁷⁶

⁷⁶ Fuente: propia

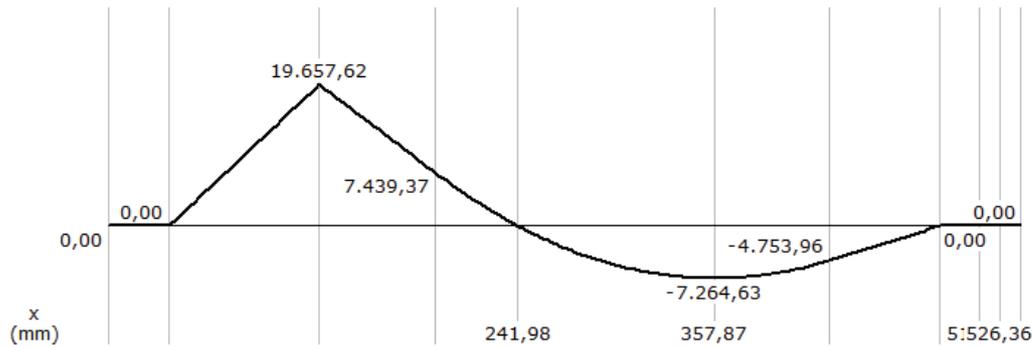


Figura 3.26 Diagrama de momentos plano X-Z de la maza bagacera.⁷⁷

3.1.1.19 Diseño a fatiga del eje de la maza madre

Para el correcto diseño del eje de la maza madre se debe tener en cuenta el momento máximo al que trabaja.

El momento torsor en el eje de la maza madre tiene un valor de:

$$M_{m1} = 40018,4 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

Además el valor del momento máximo según el diagrama de momento del eje es de:

$$M_{m\acute{a}x} = 44814,20 \text{ Kgf}$$

Se considera este valor de momento máximo ya que en este punto [C] es donde ocurre un cambio brusco de sección.

Para obtener el valor del factor de seguridad se utiliza el método de Soderberg ya que es el más adecuado para ejes de transmisión.

$$d = \left\{ \frac{16 * F * S}{\pi} \left[\left(\frac{M_{m1}}{S_{Sy}} \right)^2 + \left(\frac{M_{m\acute{a}x}}{S_{Se}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Ec. 3.12}^{78}$$

⁷⁷ Fuente: propia

$$F.S = \frac{\pi * d^3}{16 * \left[\left(\frac{M_{m1}}{S_{Sy}} \right)^2 + \left(\frac{M_{m\acute{a}x}}{S_{Se}} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

Donde:

$F.S$: Factor de seguridad bajo el criterio de Soderberg

d : Diámetro del eje para el factor de seguridad

M_{m1} : Momento torsor en el eje de la maza madre

$M_{m\acute{a}x}$: Momento máximo según el diagrama de momento

S_{Sy} : Límite de fluencia según el criterio de la energía de distorsión

S_{Se} : Límite de la resistencia a la fatiga del elemento mecánico según el criterio de la energía de distorsión

El material más adecuado según los requerimientos que se tienen por parte del eje es un acero de transmisión SAE 1020 estirado en frío.

Las propiedades de este acero son:

$S_{ut} = 470 MPa = 47,91 Kgf/mm^2$: Esfuerzo último de rotura

$S_y = 390 MPa$: Límite de fluencia

El valor correspondiente a S'_e para materiales dúctiles sin que el S_{ut} sobrepase los 14 MPa, según el manual de Shigley de la 4ta edición es igual a:

$$S'_e = 0,5 * S_{ut}$$

Ec. 3.13 ⁷⁹

⁷⁸ SHIGLEY J., Manual de Diseño Mecánica, Cuarta Edición, México, 1989, página 735.

⁷⁹ SHIGLEY J., Manual de Diseño Mecánica, Cuarta Edición, México, 1989, página 307.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$$

Ec. 3.14⁸⁰

Donde:

S_e : Límite de la resistencia a la fatiga del elemento mecánico

k_a : Factor de superficie

k_b : Factor de tamaño

k_c : Factor de confiabilidad

k_d : Factor de temperatura

k_e : Factor de modificación por concentración de esfuerzos

k_f : Factor de efectos diversos

S'_e : Límite de la resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria

Para determinar k_a :

$$k_a = a * S_{ut}^b$$

Tabla 3.6 Consideraciones para el cálculo de k_a .⁸¹

Acabado superficial	Factor a [Sut]		Exponente b
	Kpsi	Mpa	
Acabado fino (Esmerilado o rectificado)	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o estirado en frío	2,7	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Como se trata de un acero estirado en frío los valores a considerar son:

⁸⁰ SHIGLEY J., Manual de Diseño Mecánica, Cuarta Edición, México, 1989, página 307.

⁸¹ Fuente: SHIGLEY J., Manual de Diseño Mecánica, página 283.

$$a = 2,7 \text{ Kpsi}$$

$$b = -0,265$$

$$k_a = (2,7 \text{ Kpsi}) * (68 \text{ Kpsi})^{-0,265}$$

$$k_a = 0,8826$$

Para determinar k_b

Debido a que el eje se dimensionará con un diámetro de 64 mm, se tiene:

$$k_b = \begin{cases} 0,879d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0,91d^{-0,157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ 1,24d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ pulg} \\ 1,51d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ec. 3.15}^{82}$$

Por lo tanto:

$$k_b = 1,51d^{-0,157}$$

$$k_b = 1,51(62\text{mm})^{-0,157}$$

$$k_b = 0,7899$$

Para determinar k_c

Para seleccionar el valor de K_c se utiliza una confiabilidad del 95%, por lo tanto:

$$k_c = 0,868$$

Para determinar k_d

La máquina funciona a menos de 450 °C por lo tanto se tiene:

$$k_d = 1$$

⁸² SHIGLEY J., Manual de Diseño Mecánica, Octava Edición, México, 1989.

Para determinar k_e

La determinación del valor de K_e se lo debe realizar mediante la aplicación de dos fórmulas, las cuales son:

$$k_e = \frac{1}{K_F}$$

$$K_F = q(k_t - 1) + 1$$

Es importante que para la determinación de este valor se tiene en cuenta el radio de acuerdo de los cambios de sección en el eje.

El radio de acuerdo o radio de ranura a tomar en cuenta es de 2 mm para los cambios de sección en el eje, por lo tanto:

$$r = 2 \text{ mm}$$

$$D = 148 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{64} = 0,03$$

El lugar donde ocurre un cambio de sección brusco es el punto C, y en esta parte el diámetro es de 62 mm, por lo tanto se tiene lo siguiente:

$$\frac{D}{d} = \frac{148}{64} = 2,3$$

$$q = 0,97$$

Por lo tanto se tienen los siguientes valores y el valor total de K_e

$$K_F = 0,97(2,6 - 1) + 1$$

$$K_F = 2,552$$

$$k_e = \frac{1}{2,552} = 0,3919 = 0,3919$$

Para determinar k_f

El factor de efectos varios se considera como 1.

$$k_f = 1$$

Para determinar S'_e

Este valor viene representado por:

$$S'_e = 0,5 * 470 \text{ MPa} = 235 \text{ MPa}$$

Por lo tanto el límite de resistencia a fatiga del eje es:

$$S_e = 0,8826 * 0,7899 * 0,868 * 1 * 0,3919 * 1 * 34 \text{ Kpsi}$$

$$S_e = 8,06 \text{ Kps}$$

$$S_e = 0,8826 * 0,7899 * 0,868 * 1 * 0,3919 * 1 * 235 \text{ MPa}$$

$$S_e = 55,73 \text{ MPa} = 5,68 \text{ Kgf/mm}^2$$

Para obtener el valor del factor de seguridad requerido se tiene:

$$F.S = \frac{\pi * d^3}{16 * \left[\left(\frac{M_{m1}}{S_{Sy}} \right)^2 + \left(\frac{M_{m\acute{a}x}}{S_{Se}} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

Ec. 3.16⁸³

$$S_{Sy} = 0,577 * S_y$$

⁸³ SHIGLEY J., Manual de Diseño Mecánica, Cuarta Edición, México, 1989, página 352.

$$S_y = 390 \text{ MPa} = 39,76 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_{Sy} = 0,577 * 390 \text{ MPa}$$

$$S_{Sy} = 255,03 \text{ MPa} = 26 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_{Se} = 0,577 * S_e$$

$$S_e = 55,73 \text{ MPa}$$

$$S_{Se} = 0,577 * 55,73 \text{ MPa}$$

$$S_{Se} = 32,16 \text{ MPa} = 3,28 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$M_{\text{m}\acute{a}\text{x}} = 44814,20 \text{ Kgf/mm}$$

$$M_{m1} = 40018,4 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

$$F.S = \frac{\pi * (64 \text{ mm})^3}{16 * \left[\left(\frac{40018,4 \text{ Kgf*mm}}{26 \text{ Kgf/mm}^2} \right)^2 + \left(\frac{44814,20 \text{ Kgf*mm}}{3,28 \text{ Kgf/mm}^2} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$F.S = \frac{823549,6646}{219988,6224}$$

$$F.S = 3,74$$

3.1.1.20 Obtenci3n del factor de seguridad est3tico y din3mico del eje de la maza madre.

El esfuerzo m3ximo a flexi3n del eje se determina con:

$$\sigma = \frac{32 * M_{\max}}{\pi * d^3}$$

Ec. 3.17⁸⁴

Entonces el valor correspondiente al esfuerzo máximo es de:

$$\sigma = \frac{32 * 44814,20 \text{ Kg*mm}}{\pi * (64 \text{ mm})^3} = 1,74 \text{ Kg/mm}^2$$

Para el esfuerzo cortante se realiza lo siguiente:

$$\tau = \frac{16 * M_{m1}}{\pi * d^3}$$

Ec. 3.18⁸⁵

$$\tau = \frac{16 * 40018,4 \text{ Kg*mm}}{\pi * (64 \text{ mm})^3} = 0,78 \text{ Kg/mm}^2$$

Según el círculo de Mohr, se definen las siguientes relaciones:

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2} \left[\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right]$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2} \left[1,74 \text{ Kg/mm}^2 \pm \sqrt{(1,74 \text{ Kg/mm}^2)^2 + 4(0,78 \text{ Kg/mm}^2)^2} \right]$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2} \left[1,74 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \pm 2,34 \text{ Kg/mm}^2 \right]$$

$$\sigma_1 = 2,04 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\sigma_2 = -0,30 \text{ Kg/mm}^2$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles se tiene lo siguiente:

$$\sigma^2 = \sigma_1^2 - \sigma_1 * \sigma_2 + \sigma_2^2$$

⁸⁴ SHIGLEY J., Manual de Diseño Mecánico, Cuarta Edición, México, 1989, página 243.

⁸⁵ SHIGLEY J., Manual de Diseño Mecánica, Cuarta Edición, México, 1989, página 254.

$$\sigma^2 = (2,04 \text{ Kg}f/\text{mm}^2)^2 - (2,04 \text{ Kg}f/\text{mm}^2) * (-0,30 \text{ Kg}f/\text{mm}^2) + (-0,30 \text{ Kg}f/\text{mm}^2)^2$$

$$\sigma = 2,21 \text{ Kg}f/\text{mm}^2$$

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$S_y = 390 \text{ MPa} = 39,76 \text{ Kg}f/\text{mm}^2$$

$$F.S = \frac{39,76 \text{ Kg}f/\text{mm}^2}{2,21 \text{ Kg}f/\text{mm}^2} = 18$$

Como se puede observar el factor de seguridad para condiciones estáticas es alto, pero se justifica ya que al momento que se trabaje a fatiga se tendrá mayor seguridad en la operación.

Ahora considerando un factor de seguridad dinámico, es decir con cargas fluctuantes, se tiene lo siguiente:

$$\sigma_a = \frac{32 * M_{máx}}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{32 * 44814,20 \text{ Kg}f * \text{mm}}{\pi * (64 \text{ mm})^3} = 1,74 \text{ Kg}f/\text{mm}^2 = \sigma'_a$$

$$\tau_a = \frac{16 * M_{m1}}{\pi * d^3}$$

$$\tau_a = \frac{16 * 40018,4 \text{ Kg} * \text{mm}}{\pi * (64 \text{ mm})^3} = 0,78 \text{ Kg}f/\text{mm}^2$$

Por lo tanto el esfuerzo de Von Mises es el siguiente:

$$\sigma'_m = \sqrt{3} * \tau_a$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3} * 0,78 \frac{Kgf}{mm^2} = 1,35 Kgf/mm^2$$

$$\sigma'_a = \sigma_a = 1,74 Kgf/mm^2$$

El valor correspondiente al límite de resistencia a la fatiga del elemento es:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$$

Los valores correspondientes a las constantes son las mismas:

$$k_a = 0,8826$$

$$k_b = 0,7899$$

$$k_c = 0,868$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = \frac{1}{2,552} = 0,3919 = 0,3919$$

$$k_f = 1$$

$$S'_e = 0,5 * 470 MPa = 235 MPa$$

Reemplazando se tiene:

$$S_e = 0,8826 * 0,7899 * 0,868 * 1 * 0,3919 * 1 * 470 MPa$$

$$S_e = 55,73 MPa = 55,73 N/mm^2 = 5,68 Kgf/mm^2$$

Se tiene el mismo valor que el anterior ya que se trata de comprobar los datos con los actuales, para determinar el factor de seguridad dinámico.

De la teoría de Goodman se tiene:

$$S_m = \frac{S_e}{\left(\frac{S_e}{S_{ut}}\right) + \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_m}\right)}$$

$$S_m = \frac{5,68 \text{ Kgf/mm}^2}{\left(\frac{5,68 \text{ Kgf/mm}^2}{47,91 \text{ Kgf/mm}^2}\right) + \left(\frac{1,74 \text{ Kgf/mm}^2}{1,35 \text{ Kgf/mm}^2}\right)}$$

$$S_m = \frac{5,68 \text{ Kgf/mm}^2}{(0,1186) + (1,2889)} = 2,36 \text{ Kgf/mm}^2$$

Por lo tanto el factor de seguridad dinámico es de:

$$F.S = \frac{S_m}{\sigma_m}$$

$$F.S = \frac{2,36 \text{ Kgf/mm}^2}{1,35 \text{ Kgf/mm}^2} = 1,75$$

3.1.1.21 Diseño a fatiga del eje de la maza cañera

El momento torsor en el eje de la maza cañera tiene un valor de:

$$M_{p1} = 15364 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

Además el valor del momento máximo según los diagramas de momento del eje es de:

$$M_{m\acute{a}x} = 18326,15 \text{ Kgf} * \text{mm} = 179,78 \text{ N} * \text{m}$$

Se considera este valor de momento máximo ya que en este punto [C] es donde ocurre un cambio brusco en la sección.

Aplicando el método de Soderberg se tiene.

$$F.S = \frac{\pi * d^3}{16 * \left[\left(\frac{M_{m1}}{S_{Sy}} \right)^2 + \left(\frac{M_{m\acute{a}x}}{S_{Se}} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

El material más adecuado según los requerimientos que se tienen por parte del eje es un acero de transmisión SAE 1020 estirado en frío.

Las propiedades de este acero son:

$$S_{ut} = 470 \text{ MPa} = 470 \text{ N/mm}^2 = 47,91 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_y = 390 \text{ MPa}$$

El valor correspondiente a S'_e para materiales dúctiles sin que el S_{ut} sobrepase los 14 MPa, es igual a:

$$S'_e = 0,5 * S_{ut} \quad \text{Ec. 3.19}^{86}$$

Para determinar k_a : $k_a = a * S_{ut}^b$

Como se trata de un acero estirado en frío los valores a considerar son:

$$a = 2,7 \text{ Kpsi}$$

$$b = -0,265$$

$$k_a = (2,7 \text{ Kpsi}) * (68 \text{ Kpsi})^{-0,265}$$

$$k_a = 0,8826$$

Para determinar k_b

⁸⁶ Shigley de la 4ta edición

Debido a que el eje se dimensiona con un diámetro de 64 mm, se tiene:

Por lo tanto:

$$k_b = 1,51d^{-0,157}$$

$$k_b = 1,51(62mm)^{-0,157}$$

$$k_b = 0,7899$$

Para determinar k_c

Se toma una confiabilidad del 95%, por lo tanto:

$$k_c = 0,868$$

Para determinar k_d

La máquina funciona a menos de 450 °C por lo tanto se tiene:

$$k_d = 1$$

Para determinar k_e

El radio de acuerdo o radio de ranura a tomar en cuenta es de 2 mm para los cambios de sección en el eje, por lo tanto:

$$r = 2 \text{ mm}$$

$$D = 203 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{64} = 0,03$$

El lugar donde ocurre un cambio de sección brusco es el punto C, y en esta parte el diámetro es de 62 mm, por lo tanto se tiene lo siguiente:

$$\frac{D}{d} = \frac{200}{64} = 3,1$$

Con los datos obtenidos, se observa en la gráfica, donde se tiene un valor de:

$$k_t = 2,7$$

Un valor de q correspondiente a:

$$q = 0,97$$

Por lo tanto se tienen los siguientes valores y el valor total de Ke

$$K_F = 0,97(2,7 - 1) + 1$$

$$K_F = 2,649$$

$$k_e = \frac{1}{2,649} = 0,3775$$

Para determinar k_f

El factor de efectos varios se considera como 1.

$$k_f = 1$$

Para determinar S'_e

Este valor viene representado por:

$$S'_e = 0,5 * 470 \text{ MPa} = 235 \text{ MPa}$$

Por lo tanto el límite de resistencia a fatiga del eje es:

$$S_e = 0,8826 * 0,7899 * 0,868 * 1 * 0,3775 * 1 * 34 \text{ Kpsi}$$

$$S_e = 7,77 \text{ Kpsi}$$

$$S_e = 0,8826 * 0,7899 * 0,868 * 1 * 0,3775 * 1 * 235 \text{ MPa}$$

$$S_e = 53,68 \text{ MPa} = 53,68 \text{ N/mm}^2 = 5,47 \text{ Kgf/mm}^2$$

Para obtener el valor del factor de seguridad requerido se tiene lo siguiente:

$$F.S = \frac{\pi * d^3}{16 * \left[\left(\frac{M_{p1}}{S_{Sy}} \right)^2 + \left(\frac{M_{m\acute{a}x}}{S_{Se}} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$S_{Sy} = 0,577 * S_y$$

$$S_y = 390 \text{ MPa} = 390 \text{ N/mm}^2 = 39,76 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_{Sy} = 0,577 * 390 \text{ MPa}$$

$$S_{Sy} = 255,03 \text{ MPa} = 255,03 \text{ N/mm}^2 = 26 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_{Se} = 0,577 * S_e$$

$$S_e = 53,68 \text{ MPa}$$

$$S_{Se} = 0,577 * 53,68 \text{ MPa}$$

$$S_{Se} = 30,97 \text{ MPa} = 30,97 \text{ N/mm}^2 = 3,16 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$M_{p1} = 15364 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 18326,15 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

$$F.S = \frac{\pi * (64 \text{ mm})^3}{16 * \left[\left(\frac{15364 \text{ Kgf*mm}}{26 \text{ Kgf/mm}^2} \right)^2 + \left(\frac{18326,15 \text{ Kgf*mm}}{3,16 \text{ Kgf/mm}^2} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$F.S = \frac{823549,6646}{93271,0792}$$

$$F.S = 8,83$$

Como se puede observar el factor de seguridad obtenido cumple de buena manera con el requerimiento del eje de la maza madre.

3.1.1.22 Obtención del factor de seguridad estático y dinámico del eje de la maza cañera

El esfuerzo máximo a flexión del eje se determina con:

$$\sigma = \frac{32 * M_{m\acute{a}x}}{\pi * d^3}$$

Entonces el valor correspondiente al esfuerzo máximo es de:

$$\sigma = \frac{32 * 18326,15 \text{ Kgf} * \text{mm}}{\pi * (64 \text{ mm})^3} = 0,71 \text{ Kgf/mm}^2$$

Para el esfuerzo cortante se realiza lo siguiente:

$$\tau = \frac{16 * M_{p1}}{\pi * d^3}$$

$$\tau = \frac{16 * 15364 \text{ Kgf} * \text{mm}}{\pi * (64 \text{ mm})^3} = 0,30 \text{ Kgf/mm}^2$$

Se definen las siguientes relaciones según el círculo de Mohr:

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2} \left[\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right]$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2} \left[0,71 \text{ Kgf/mm}^2 \pm \sqrt{(0,71 \text{ Kgf/mm}^2)^2 + 4(0,30 \text{ Kgf/mm}^2)^2} \right]$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2} \left[0,71 \text{ Kgf/mm}^2 \pm 0,93 \text{ Kgf/mm}^2 \right]$$

$$\sigma_1 = 0,82 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_2 = -0,11 \text{ Kg/mm}^2$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles se tiene lo siguiente:

$$\sigma^2 = \sigma_1^2 - \sigma_1 * \sigma_2 + \sigma_2^2$$

$$\sigma^2 = (0,82 \text{ Kg/mm}^2)^2 - (0,82 \text{ Kg/mm}^2) * (-0,11 \text{ Kg/mm}^2) + (-0,11 \text{ Kg/mm}^2)^2$$

$$\sigma = 0,77 \text{ Kg/mm}^2$$

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$S_y = 390 \text{ MPa} = 39,76 \text{ Kg/mm}^2$$

$$F.S = \frac{39,76 \text{ Kg/mm}^2}{0,77 \text{ Kg/mm}^2} = 51,32$$

Como se puede observar el factor de seguridad para condiciones estáticas es alto, pero este valor es justificado debido a que se tiene un factor de seguridad geométrico el cual depende de las medidas que se tienen en el diseño, es decir que los elementos deben ser fabricados de acuerdo a las limitaciones que ofrezca el diseño.

Los esfuerzos fluctuantes son:

$$\sigma_a = \frac{32 * M_{m\acute{a}x}}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{32 * 18326,15 \text{ Kg} * \text{mm}}{\pi * (64 \text{ mm})^3} = 0,71 \text{ Kg/mm}^2 = \sigma'_a$$

$$\tau_a = \frac{16 * M_{m1}}{\pi * d^3}$$

$$\tau_a = \frac{16 * 15364 \text{ Kgf} * \text{mm}}{\pi * (64 \text{ mm})^3} = 0,30 \text{ Kgf/mm}^2$$

Por lo tanto el esfuerzo de Von Mises es el siguiente:

$$\sigma'_m = \sqrt{3} * \tau_a$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3} * 0,30 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} = 0,52 \text{ Kgf/mm}^2$$

El valor correspondiente al límite de resistencia a la fatiga del elemento es:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$$

Los valores correspondientes a las constantes son las mismas:

$$k_a = 0,8826$$

$$k_b = 0,7899$$

$$k_c = 0,868$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 0,3775$$

$$k_f = 1$$

$$S'_e = 0,5 * 470 \text{ MPa} = 235 \text{ MPa}$$

Por lo tanto:

$$S_e = 0,8826 * 0,7899 * 0,868 * 1 * 0,3775 * 1 * 235 \text{ MPa}$$

$$S_e = 53,68 \text{ MPa} = 5,47 \text{ Kgf/mm}^2$$

Se tiene el mismo valor que el anterior ya que se trata de comprobar los datos con los actuales, para determinar el factor de seguridad dinámico.

Según Goodman se tiene que:

$$S_m = \frac{S_e}{\left(\frac{S_e}{S_{ut}}\right) + \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_m}\right)}$$

$$S_m = \frac{5,47 \text{ Kgf/mm}^2}{\left(\frac{5,47 \text{ Kgf/mm}^2}{47,91 \text{ Kgf/mm}^2}\right) + \left(\frac{0,71 \text{ Kgf/mm}^2}{0,52 \text{ Kgf/mm}^2}\right)}$$

$$S_m = \frac{5,47 \text{ Kgf/mm}^2}{(0,1142) + (1,3654)} = 3,70 \text{ Kgf/mm}^2$$

Por lo tanto el factor de seguridad dinámico es de:

$$F.S = \frac{S_m}{\sigma_m}$$

$$F.S = \frac{2,70 \text{ Kgf/mm}^2}{0,52 \text{ Kgf/mm}^2} = 7,11$$

3.1.1.23 Diseño a fatiga del eje de la maza bagacera

El momento torsor en el eje de la maza bagacera tiene un valor de:

$$M_{b1} = 22545,18 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

Además el valor del momento máximo según los diagramas de momento del eje es de:

$$M_{máx} = 10942,97 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

Se considera este valor de momento máximo ya que en este punto [C] es donde ocurre un cambio brusco en la sección.

Para obtener el valor del factor de seguridad se utiliza el método de Soderberg ya que es el más adecuado para ejes de transmisión.

$$F.S = \frac{\pi * d^3}{16 * \left[\left(\frac{M_{b1}}{S_{Sy}} \right)^2 + \left(\frac{M_{m\acute{a}x}}{S_{Se}} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

El material más adecuado según los requerimientos que se tienen por parte del eje es un acero de transmisión SAE 1020 estirado en frío.

Las propiedades de este acero según Shigley son⁸⁷:

$$S_{ut} = 470 \text{ MPa} = 47,91 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_y = 390 \text{ MPa}$$

El valor correspondiente a S'_e para materiales dúctiles sin que el S_{ut} sobrepase los 14 MPa, según el manual de Shigley de la 4ta edición es igual a:

$$S'_e = 0,5 * S_{ut}$$

Para determinar k_a :

$$k_a = a * S_{ut}^b$$

Como se trata de un acero estirado en frío los valores a considerar son:

$$a = 2,7 \text{ Kpsi}$$

$$b = -0,265$$

⁸⁷ SHIGLEY J., Manual de Diseño Mecánica, Octava Edición, México, 1989, página 1015, Tabla A-20.

$$k_a = (2,7 \text{ Kpsi}) * (68 \text{ Kpsi})^{-0,265}$$

$$k_a = 0,8826$$

Para determinar k_b

Debido a que el eje se dimensionará con un diámetro de 64 mm, se tiene:

Por lo tanto:

$$k_b = 1,51d^{-0,157}$$

$$k_b = 1,51(62\text{mm})^{-0,157}$$

$$k_b = 0,7899$$

Para determinar k_c

Se tomará una confiabilidad del 95%, por lo tanto:

$$k_c = 0,868$$

Para determinar k_d

La máquina funciona a menos de 450 °C por lo tanto se tiene:

$$k_d = 1$$

Para determinar k_e

La determinación del valor de k_e se lo debe realizar mediante la aplicación de dos fórmulas, las cuales son:

$$k_e = \frac{1}{K_F}$$

$$K_F = q(k_t - 1) + 1$$

Es importante que para la determinación de este valor se deba tener en cuenta el radio de acuerdo de los cambios de sección en el eje.

El radio de acuerdo o radio de ranura a tomar en cuenta es de 2 mm para los cambios de sección en el eje, por lo tanto:

$$r = 2 \text{ mm}$$

$$D = 203 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{64} = 0,03$$

El lugar donde ocurre un cambio de sección brusco es el punto C, y en esta parte el diámetro es de 64 mm, por lo tanto se tiene lo siguiente:

$$\frac{D}{d} = \frac{203}{64} = 3,17$$

$$k_t = 2,7$$

Un valor de q correspondiente a:

$$q = 0,97$$

Por lo tanto se tienen los siguientes valores y el valor total de K_e

$$K_F = 0,97(2,7 - 1) + 1$$

$$K_F = 2,649$$

$$k_e = \frac{1}{2,649} = 0,3775$$

Para determinar k_f

El factor de efectos varios se considera como 1.

$$k_f = 1$$

Para determinar S'_e

Este valor viene representado por:

$$S'_e = 0,5 * 68 \text{ Kpsi} = 34 \text{ Kpsi}$$

$$S'_e = 0,5 * 470 \text{ MPa} = 235 \text{ MPa}$$

Por lo tanto el límite de resistencia a fatiga del eje es:

$$S_e = 0,8826 * 0,7899 * 0,868 * 1 * 0,3919 * 1 * 34 \text{ Kpsi}$$

$$S_e = 8,06 \text{ Kpsi}$$

$$S_e = 0,8826 * 0,7899 * 0,868 * 1 * 0,3775 * 1 * 235 \text{ MPa}$$

$$S_e = 53,68 \text{ MPa} = 5,47 \text{ Kgf/mm}^2$$

Para obtener el valor del factor de seguridad requerido se tiene lo siguiente:

$$F.S = \frac{\pi * d^3}{16 * \left[\left(\frac{M_{b1}}{S_{Sy}} \right)^2 + \left(\frac{M_{m\acute{a}x}}{S_{Se}} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$S_{Sy} = 0,577 * S_y$$

$$S_y = 390 \text{ MPa} = 39,76 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_{Sy} = 0,577 * 390 \text{ MPa}$$

$$S_{Sy} = 225,03 \text{ MPa} = 26 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_{Se} = 0,577 * S_e$$

$$S_e = 53,68 \text{ MPa}$$

$$S_{Se} = 0,577 * 53,68 \text{ MPa}$$

$$S_{Se} = 30,97 \text{ MPa} = 3,16 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$M_{b1} = 22545,18 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 10942,97 \text{ Kgf} * \text{mm}$$

$$F.S = \frac{\pi * (64 \text{ mm})^3}{16 * \left[\left(\frac{22545,18 \text{ Kgf} * \text{mm}}{26 \text{ Kgf/mm}^2} \right)^2 + \left(\frac{10942,97 \text{ Kgf} * \text{mm}}{3,16 \text{ Kgf/mm}^2} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$F.S = \frac{823549,6646}{57118,0482}$$

$$F.S = 14,42$$

Como se puede observar el factor de seguridad obtenido cumple de buena manera con el requerimiento del eje de la maza madre.

3.1.1.24 Obtención del factor de seguridad estático y dinámico del eje de la maza bagacera

El esfuerzo máximo a flexión del eje se determina con:

$$\sigma = \frac{32 * M_{m\acute{a}x}}{\pi * d^3}$$

Entonces el valor correspondiente al esfuerzo máximo es de:

$$\sigma = \frac{32 * 10942,97 \text{ Kgf} * \text{mm}}{\pi * (64 \text{ mm})^3} = 0,43 \text{ Kgf/mm}^2$$

Para el esfuerzo cortante se realiza lo siguiente:

$$\tau = \frac{16 * M_{b1}}{\pi * d^3}$$

$$\tau = \frac{16 * 22545,18 \text{ Kgf} * \text{mm}}{\pi * (64 \text{ mm})^3} = 0,44 \text{ Kgf/mm}^2$$

Se definen las siguientes relaciones:

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2} \left[\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right]$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2} \left[0,43 \text{ Kgf/mm}^2 \pm \sqrt{(0,43 \text{ Kgf/mm}^2)^2 + 4(0,44 \text{ Kgf/mm}^2)^2} \right]$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2} \left[0,43 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \pm 0,98 \text{ Kgf/mm}^2 \right]$$

$$\sigma_1 = 0,71 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_2 = -0,28 \text{ Kgf/mm}^2$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles se tiene lo siguiente:

$$\sigma^2 = \sigma_1^2 - \sigma_1 * \sigma_2 + \sigma_2^2$$

$$\sigma^2 = (0,71 \text{ Kgf/mm}^2)^2 - (0,71 \text{ Kgf/mm}^2) * (-0,28 \text{ Kgf/mm}^2) + (-0,28 \text{ Kgf/mm}^2)^2$$

$$\sigma = 0,78 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$S_y = 390 \text{ MPa} = 39,76 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$F.S = \frac{39,76 \text{ Kgf/mm}^2}{0,78 \text{ Kgf/mm}^2} = 50,89$$

Como se puede observar el factor de seguridad para condiciones estáticas es alto, este valor es justificable de la misma manera que en la maza cañera y se debe a que el eje debe ser maquinado de esa manera debido al diseño requerido.

Los esfuerzos fluctuantes son:

$$\sigma_a = \frac{32 * M_{\text{máx}}}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{32 * 10942,97 \text{ Kgf} * \text{mm}}{\pi * (64 \text{ mm})^3} = 0,43 \text{ Kgf/mm}^2 = \sigma'_a$$

$$\tau_a = \frac{16 * M_{b1}}{\pi * d^3}$$

$$\tau_a = \frac{16 * 22545,18 \text{ Kgf} * \text{mm}}{\pi * (64 \text{ mm})^3} = 0,44 \text{ Kgf/mm}^2$$

Por lo tanto el esfuerzo de Von Mises es el siguiente:

$$\sigma'_m = \sqrt{3} * \tau_a$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3} * 0,44 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} = 0,76 \text{ Kgf/mm}^2$$

El valor correspondiente al límite de resistencia a la fatiga del elemento es:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$$

Los valores correspondientes a las constantes son las mismas:

$$k_a = 0,8826$$

$$k_b = 0,7899$$

$$k_c = 0,868$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 0,3775$$

$$k_f = 1$$

$$S'_e = 0,5 * 470 \text{ MPa} = 235 \text{ MPa}$$

Por lo tanto:

$$S_e = 0,8826 * 0,7899 * 0,868 * 1 * 0,3775 * 1 * 235 \text{ MPa}$$

$$S_e = 53,68 \text{ MPa} = 5,47 \text{ Kgf/mm}^2$$

Se tiene el mismo valor que el anterior ya que se trata de comprobar los datos con los actuales, para determinar el factor de seguridad dinámico.

Del gráfico Goodman se tiene que:

$$S_m = \frac{S_e}{\left(\frac{S_e}{S_{ut}}\right) + \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_m}\right)}$$

$$S_m = \frac{5,47 \text{ Kgf/mm}^2}{\left(\frac{5,47 \text{ Kgf/mm}^2}{47,91 \text{ Kgf/mm}^2}\right) + \left(\frac{0,43 \text{ Kgf/mm}^2}{0,76 \text{ Kgf/mm}^2}\right)}$$

$$S_m = \frac{5,47 \text{ Kgf/mm}^2}{(0,1142) + (0,5658)} = 8,04 \text{ Kgf/mm}^2$$

Por lo tanto el factor de seguridad dinámico es de:

$$F.S = \frac{S_m}{\sigma_m}$$

$$F.S = \frac{8,04 \text{ Kg}f/\text{mm}^2}{0,76 \text{ Kg}f/\text{mm}^2} = 10,58$$

3.1.2 CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE MOTRIZ

3.1.2.1 Selección del motor eléctrico

Para la selección del motor es necesario establecer la potencia necesaria para el trabajo requerido.

La potencia que se requiere para realizar el trabajo se asume de 15 Toneladas métricas de acuerdo a los ensayos de aplastamiento realizados a las muestras.

$$P = F \times v$$

$$F = 14 \text{ Toneladas} = 14000 \text{ Kg}f$$

Para obtener la potencia requerida se debe realizar la suma de las dos fuerzas que se tienen tanto en la entrada como en la salida, como se muestra a continuación:

$$F = F_{Msalida} + F_{Mentrada}$$

$$F = 15000 \text{ Kg}f$$

Donde:

P : Potencia [watts]; [hp]

F : Fuerza total [N]

v : Velocidad lineal [m/s]

La velocidad lineal que se requiere para efectuar el aplastamiento es:

$$v = \omega * r$$

Donde:

r : Radio de la maza madre [N]

ω : Velocidad angular de la maza madre [rad/seg]

$$r = 0,1065 \text{ m}$$

$$\omega = 12 \text{ R.P.M} * \frac{2 * \pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}$$

$$\omega = 1,26 \text{ rad/seg}$$

$$v = 1,26 * 0,1065$$

$$v = 0,134 \text{ m/seg}$$

$$P = 147150 \text{ N} * 0,134 \text{ m/seg}$$

$$P = 19718,1 \text{ watts}$$

$$P = 19718,1 \text{ watts} * \frac{1 \text{ hp}}{746 \text{ watts}}$$

$$P = 26,43 \text{ hp}$$

La potencia requerida de acuerdo a la eficiencia es:

$$P_{Req} = 26,43 \text{ hp} * \text{Eficiencia del motor}$$

$$P_{Req} = 26,43 \text{ hp} * 0,91$$

$$P_{Req} = 24 \text{ hp}$$

De acuerdo al diseño y análisis funcional de la máquina la cual debe ser accionada mediante energía eléctrica se plantea la utilización de un motor eléctrico SIEMENS modelo 25000012380 de 25 HP con una velocidad nominal de 2000 rpm, se seleccionó este motor de acuerdo a las visitas de campo realizadas donde se pudo constatar que las velocidades adecuadas a la salida del motor están en el rango de 1800 a 2200 rpm.

Las especificaciones del motor eléctrico seleccionado se muestran en el ANEXO 5.

3.1.2.2 Diseño del tren de engranes.

De acuerdo al funcionamiento de la máquina se requiere de engranes rectos que presentan mayores ventajas como son: menor costo, facilidad de construcción y diseño.

El tren de engranes está constituido por una polea conducida, dos engranes conductores, un engrane conducido y el engrane que acciona el movimiento para el aplastamiento.

Todos los cálculos siguientes se realizan a partir de relación de velocidades que existe a la salida del motor y a la velocidad recomendada en la maza madre o motriz.

RPM Salida del Motor: 2000

RPM Maza Superior: 12

Polea del Motor: 100 mm

Relación de transmisión: 16 a 1

3.1.2.2.1 Selección de la polea conducida

Para seleccionar el diámetro de la polea se procede a calcular la relación de transmisión entre la polea del motor y la polea conducida para una velocidad de 274 rpm.

Por lo tanto:

$$\text{Relación} = \frac{\text{Velocidad polea motor (rpm)}}{\text{Velocidad polea conducida (rpm)}} = \frac{2000}{274} = 7,3$$

$$7,3 = \frac{\text{Diámetro polea conducida (mm)}}{\text{Diámetro polea motor (mm)}} = \frac{\phi_2}{100} \rightarrow \phi_2 = 730 \text{ mm}$$

El diámetro de la polea conducida es de: 730 mm.

El material seleccionado para la fabricación de la polea conducida es Fundición Gris debido al tamaño de la polea y su bajo costo respecto a otros materiales.

3.1.2.2.2 Distancia entre centros

Si la relación de transmisión es superior a 3 se tiene que la distancia entre ejes se calcula es base a la siguiente relación:

$$D \leq C \leq 3(d + D)$$

Donde:

D = Diámetro Primitivo de la Polea en mm.

$d =$ Diámetro de la polea del motor en mm.

$C =$ Distancia entre centros (mm)

$730 \leq C \leq 2450$

$C = 1600$ mm

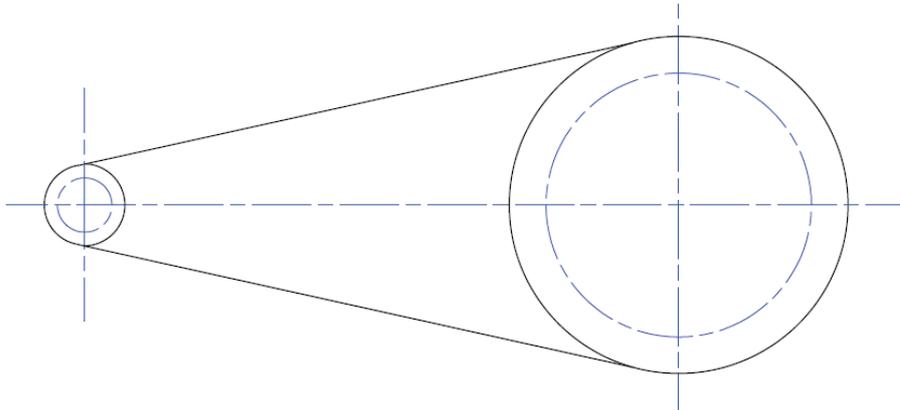


Figura 3.27 Representación esquemática de transmisión de potencia por bandas⁸⁸.

3.1.2.2.3 Selección de la banda

Se selecciona una banda plana, de 10 cm de ancho por 5,9 mm de espesor, de acuerdo al anexo 6.

3.1.2.2.3.1 Longitud de la banda

La longitud de la banda L se puede calcular utilizando la siguiente expresión:

$$L = 1,57 (D + d) + 2C + \frac{(D - d)^2}{4C}$$

$$L = 4565,12 \text{ mm}$$

Para el sistema motriz de la máquina se utiliza un sistema de engranajes y poleas

⁸⁸ Fuente: propia

En la Figura 3.28 se muestra el sistema motriz de la máquina.

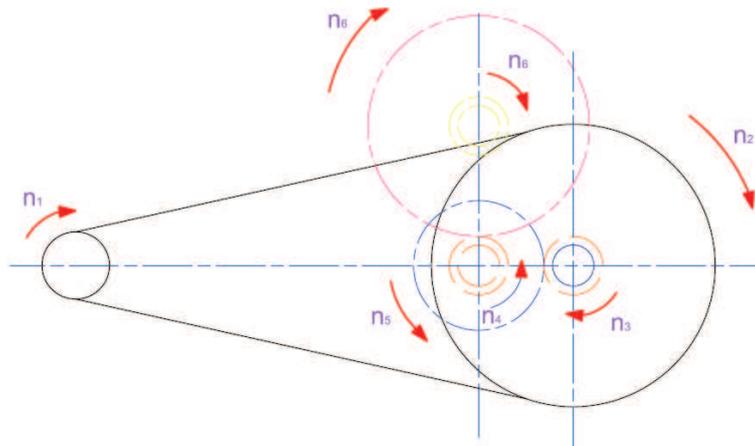


Figura 3.28 Sistema Motriz de la Máquina Extractora de Jugo de Caña.⁸⁹

Donde:

n_1 : Número de R.P.M. de la polea en el motor eléctrico = 1800 R.P.M. (mínimo) – 2200 R.P.M. (máximo).

n_2 : Número de R.P.M. de la polea conducida.

n_3 : Número de R.P.M. del piñón conductor 1.

n_4 : Número de R.P.M. del engrane conducido 1.

n_5 : Número de R.P.M. del piñón conductor 2.

n_6 : Número de R.P.M. del engrane conducido 2.

d_1 : Diámetro primitivo de la polea del motor.

d_2 : Diámetro primitivo de la polea conducida.

z_3 : Número de dientes del piñón conductor 1.

z_4 : Número de dientes del engrane conducido.

⁸⁹ Fuente: propia

z_5 : Número de dientes del piñón conductor 2.

d_5 : Diámetro primitivo del piñón conductor 2 .

z_6 : Número de dientes del engrane conducido 2.

d_6 : Diámetro primitivo del engrane conducido 2.

En las poleas se tiene lo siguiente:

$$n_{conductor} * d_{conductor} = n_{conducida} * d_{conducida}$$

En los engranes se tiene:

$$n_{conductor} * z_{conductor} = n_{conducida} * z_{conducida}$$

De lo que se tiene:

$$n_1 * d_1 = n_2 * d_2$$

$$n_2 = \frac{n_1 * d_1}{d_2}$$

$$n_2 = \frac{2000 * 10}{73} = 274$$

$$n_2 = 274 \text{ R.P.M.}$$

$$n_2 = n_3 = 274 \text{ R.P.M.}$$

$$n_3 * z_3 = n_4 * z_4$$

$$n_4 = \frac{n_3 * z_3}{z_4}$$

$$n_4 = \frac{274 * 12}{58} = 56,69$$

$$n_4 = 57 \text{ R.P.M.}$$

$$n_4 = n_5 = 57 \text{ R.P.M.}$$

$$z_6 = \frac{n_5 * z_5}{n_6}$$

$$z_6 = \frac{57 * 12}{12} = 57$$

$$z_6 = 60 \text{ dientes}$$

Se asume 60 dientes.

Por lo tanto se tiene:

$n_1: 2000$	$d_1: 10$	
$n_2: 274$	$d_2: 73$	$z_2: 75$
$n_3: 274$	$d_3: 12$	$z_3: 12$
$n_4: 57$	$d_4: 50$	$z_4: 58$
$n_5: 57$	$d_5: 12$	$z_5: 12$
$n_6: 12$	$d_6: 60$	$z_6: 60$

3.1.2.3 Cálculo del tren de engranajes

Es importante notar que en los engranajes se producen fuerzas en los dientes debido a la transmisión de movimiento de un engrane a otro, por esta razón es necesario conocer su comportamiento en el funcionamiento y operación de la máquina al momento que se produce el aplastamiento de la caña para obtener el jugo.

Es necesario establecer las variables con las que se van a trabajar y estas se representan en las siguientes ecuaciones, donde además se especifica el significado de cada una.

$$P = \frac{N}{d}$$

Donde:

P : Paso diametral, dientes por pulgada [dte/pulg]

N : Número de dientes

d : Diámetro de paso [pulgadas]

$$m = \frac{d}{N}$$

Donde:

m : Módulo (mm)

d : Diámetro de paso (mm)

$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi m$$

Siendo:

p : El paso circular [mm]

Además se tiene la relación siguiente:

$$p * P = \pi$$

$$F = 6 * m$$

Siendo:

F : El ancho de cara del engrane

En la Figura 3.29 se puede observar las fuerzas presentes en los engranes rectos.

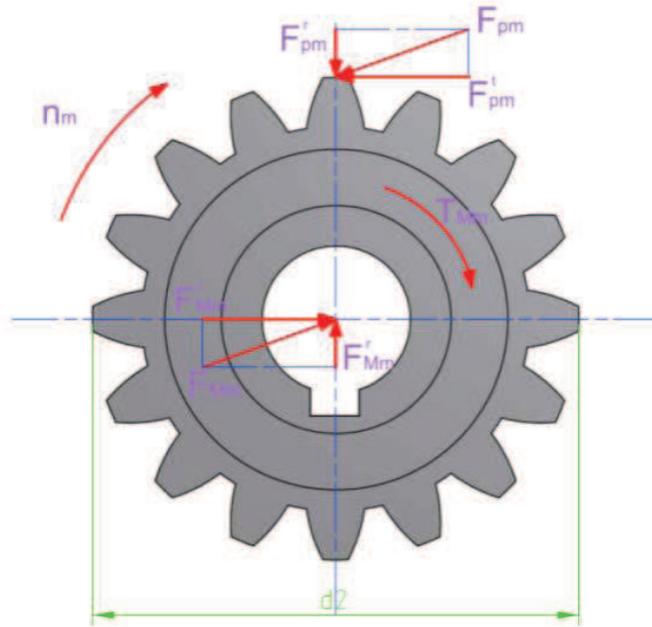
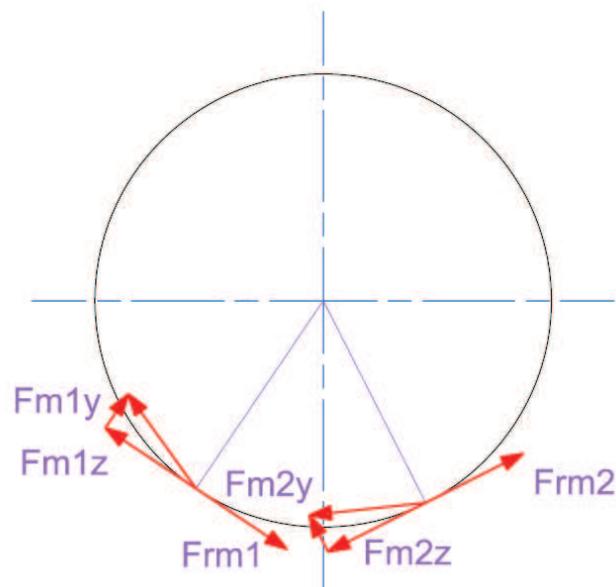


Figura 3.29 Descomposición de fuerzas en el engrane motriz.⁹⁰

3.1.2.4 Engrane de la maza madre

En la Figura 3.30 se presentan las fuerzas en el engrane motriz de la maza madre.



⁹⁰ Fuente: Shigley E.; 4ta edición; página 628

Figura 3.30 Fuerzas presentes en el engrane motriz de la maza madre.⁹¹

$$F_{rm2} = F_{b1z} = 222,12 \text{ Kgf}$$

El diámetro primitivo o diámetro de paso a considerar es de:

$$D_p = 210 \text{ mm}$$

El número de revoluciones obtenidas son:

$$n = 15 \text{ R. P. M.}$$

El número de dientes son:

$$N = 17 \text{ Dientes}$$

Por lo tanto se tiene:

$$m = \frac{210}{17} = 12,35 \text{ mm}$$

Se considera un módulo de 12 mm

$$p = \pi * 12 = 37,7 = 1,5 \text{ pulg}$$

Se considera un paso de 38 mm

$$P = \frac{17}{210 \text{ mm} * \frac{1 \text{ pulg}}{25,4 \text{ mm}}} = 2,06$$

El paso diametral a considerar es de 2 Dientes/pulgada

$$F = 6 * m = 6 * 12,35 = 74,1$$

$$F = 74 \text{ mm}$$

⁹¹ Fuente: propia.

El material seleccionado es hierro fundido gris ASTM 20.

Propiedades: ⁹²

$S_{ut} = 22 \text{ Kpsi} = 152 \text{ MPa} = 15,50 \text{ Kgf/mm}^2$: Resistencia a la tensión

$S_{uc} = 83 \text{ Kpsi} = 572 \text{ MPa} = 58,33 \text{ Kgf/mm}^2$: Resistencia a la compresión

$S_e = 10 \text{ Kpsi} = 69 \text{ MPa} = 7 \text{ Kgf/mm}^2$: Límite a la fatiga

$HB = 156$: Dureza Brinell

3.1.2.5 Considerando diseño estático

Para el cálculo de las fuerzas en los dientes, se debe considerar que se tiene un material frágil el cual es fundición de hierro gris de número ASTM 20.

Con lo cual al usar la teoría de Columb-Mohr modificada para materiales frágiles se tiene lo siguiente:

Para obtener el esfuerzo en el diente se procede de la siguiente manera.

$$\sigma = \frac{W_t * P}{F * Y}$$

Donde:

W_t : Carga transmitida [*lbf*]

P : Paso diametral [*dientes/pulg*]

F : Ancho de cara [*pulg*]

⁹² SHIGLEY J., Manual de Diseño Mecánica, Cuarta Edición, México, 1989, página 872, Tabla A-21

Y: Factor de forma de Lewis [*Adimensional*]

La carga transmitida para el engrane de la maza madre es de:

$$W_t = F_{rm2} = F_{b1z} = 222,12 \text{ Kgf} = 488,66 \text{ lbf}$$

$$P = 2 \text{ dientes/pulg}$$

$$F = 3 \text{ pulg}$$

El factor de forma de Lewis para el presente case toma de la tabla 13-3 del manual de Shigley de la 4ta edición de la página 633.

- Para un ángulo de presión de 20 grados.
- Un valor de a de 0,8
- Un valor de b de 1
- Un número de dientes de 17

Por lo tanto:

$$Y = 0,38757$$

De lo que se obtiene:

$$\sigma = \frac{488,66 * 2}{3 * 0,38757}$$

$$\sigma = 840,55 \text{ lbf/pulg}^2 = 0,59 \text{ Kgf/mm}^2$$

Este valor es el principal y corresponde al valor de σ .

Por lo tanto el factor de seguridad para el presente caso es de:

$$F.S = \frac{S_{ut}}{\sigma} = \frac{15,50 \text{ Kg}f/\text{mm}^2}{0,59 \text{ Kg}f/\text{mm}^2}$$

$$F.S = 26$$

3.1.2.6 Considerando diseño a fatiga

Para obtener el esfuerzo en el diente se procede de la siguiente manera.

$$\sigma = \frac{W_t * P}{K_v * F * J}$$

Para obtener un dato acertado del esfuerzo en el diente se debe realizar los cálculos con las unidades siguientes:

Donde:

W_t : Carga transmitida [*lbf*]

P : Paso diametral [*mm*]

K_v : Factor de velocidad o factor de velocidad [*Adimensional*]

F : Ancho de cara [*pulg*]

J : Factor geométrico [*Adimensional*]

La carga transmitida para el engrane de la maza madre es de:

$$W_t = F_{rm2} = F_{b1z} = 222,12 \text{ Kg}f = 488,66 \text{ lbf}$$

$$P = 2 \text{ dientes/pulg}$$

$$F = 3 \text{ pulg}$$

El factor geométrico se toma de la tabla 13-4 del manual de Shigley de la 4ta edición de la página 636.

- Para un ángulo de presión de 20 grados.
- Un valor de a de 0,8
- Un valor de b de 1
- Un número de dientes de 17

Por lo tanto:

$$J = 0,34021$$

Para encontrar el valor del factor de velocidad:

$$K_v = \frac{600}{600 + V}$$

$$V = \frac{\pi * d * n}{12}$$

El diámetro del engrane en pulgadas es de:

$$d = 210 \text{ mm} = 8,3 \text{ pulg}$$

$$V = \frac{\pi * 8,3 * 12}{12} = 26,08 \text{ pies/min}$$

$$K_v = \frac{600}{600 + 26,08} = 0,9584$$

De lo que se obtiene:

$$\sigma = \frac{488,66 * 2}{0,9584 * 3 * 0,34021}$$

$$\sigma = 999,13 \text{ lbf/pulg}^2 = 0,70 \text{ Kgf/mm}^2$$

Este valor es el principal y corresponde al valor de σ .

En el caso de este tipo de engranes al tratarse de fundición de hierro gris se tiene directamente el valor de:

$$S_e = 10 \text{ Kpsi} = 69 \text{ MPa} = 7 \text{ Kgf/mm}^2$$

Por lo tanto el factor de seguridad para el presente caso es de:

$$F.S = \frac{7 \text{ Kgf/mm}^2}{0,70 \text{ Kgf/mm}^2}$$

$$F.S = 10$$

3.1.2.7 Engrane de la maza cañera

En la Figura 3.31 se muestran las fuerzas que actúan en el engrane de la maza cañera.

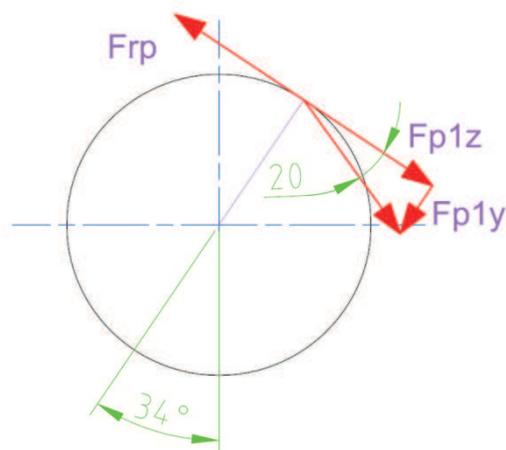


Figura 3.31 Representación esquemática de las fuerzas del engrane de la maza cañera.⁹³

$$F_{p1z} = F_{rp} = 153,64 \text{ Kg}$$

⁹³ Fuente: propia.

El diámetro primitivo o diámetro de paso a considerar es de:

$$D_p = 210 \text{ mm}$$

El número de revoluciones obtenidas son:

$$n = 15 \text{ R. P. M.}$$

El número de dientes son:

$$N = 17 \text{ Dientes}$$

Por lo tanto se tiene:

$$m = \frac{210}{17} = 12,35 \text{ mm} = 0,5 \text{ pulg}$$

Se considera un módulo de 12 mm

$$p = \pi * 12 = 37,7 = 1,5 \text{ pulg}$$

Se considera un paso de 38 mm

$$P = \frac{17}{210 \text{ mm} * \frac{1 \text{ pulg}}{25,4 \text{ mm}}} = 2,06$$

El paso diametral a considerar es de 2 Dientes/pulgada

$$F = 6 * m = 6 * 12,35 = 74,1$$

$$F = 74 \text{ mm} = 3 \text{ pulg}$$

El material seleccionado es hierro fundido gris de número ASTM 20, según el manual de Shigley de la 4ta edición de la página 872, tabla A-21.

$$S_{ut} = 22 \text{ Kpsi} = 152 \text{ MPa} = 15,50 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_{uc} = 83 \text{ Kpsi} = 572 \text{ MPa} = 58,33 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_e = 10 \text{ Kpsi} = 69 \text{ MPa} = 7 \text{ Kgf/mm}^2$$

3.1.2.8 Fuerzas que actúan sobre los dientes

3.1.2.8.1 Para el diseño estático, caso a flexión

Para el cálculo de las fuerzas en los dientes, se debe considerar que se tiene un material frágil el cual es fundición de hierro gris de número ASTM.

Con lo cual al usar la teoría de Columb-Mohr modificada para materiales frágiles se tiene lo siguiente:

Para obtener el esfuerzo en el diente se procede de la siguiente manera.

$$\sigma = \frac{W_t * P}{F * Y}$$

Para obtener un dato acertado del esfuerzo en el diente se debe realizar los cálculos con las unidades siguientes:

Donde:

W_t : Carga transmitida [*lbf*]

P : Paso diametral [*mm*]

F : Ancho de cara [*pulg*]

Y : Factor de forma de Lewis [*Adimensional*]

La carga transmitida para el engrane de la maza madre es de:

$$W_t = F_{p1z} = F_{rp} = 153,64 \text{ Kgf} = 338,01 \text{ lbf}$$

$$P = 2 \text{ dientes/pulg}$$

$$F = 3 \text{ pulg}$$

$$\theta = 20^\circ$$

$$a = 0,8$$

$$b = 1$$

$$Z = 17$$

Por lo tanto:

$$Y = 0,38757$$

De lo que se obtiene:

$$\sigma = \frac{338,01 * 2}{3 * 0,38757}$$

$$\sigma = 581,41 \text{ lbf/pulg}^2 = 0,41 \text{ Kgf/mm}^2$$

Este valor es el principal y corresponde al valor de σ .

Por lo tanto el factor de seguridad para el presente caso es de:

$$F.S = \frac{S_{ut}}{\sigma} = \frac{15,50 \text{ Kgf/mm}^2}{0,41 \text{ Kgf/mm}^2}$$

$$F.S = 37,8$$

3.1.2.8.2 Para el diseño dinámico, caso a flexión

Para obtener el esfuerzo en el diente se procede de la siguiente manera.

$$\sigma = \frac{W_t * P}{K_v * F * J}$$

Para obtener un dato acertado del esfuerzo en el diente se debe realizar los cálculos con las unidades siguientes:

Donde:

W_t : Carga transmitida [lb]

P : Paso diametral [mm]

K_v : Factor de velocidad o factor de velocidad [Adimensional]

F : Ancho de cara [pulg]

J : Factor geométrico [Adimensional]

La carga transmitida para el engrane de la maza madre es de:

$$W_t = 338,01 \text{ lbf}$$

$$P = 2 \text{ dientes/pulg}$$

$$F = 3 \text{ pulg}$$

El factor geométrico se toma de la tabla 13-4 del manual de Shigley de la 4ta edición de la página 636.

- Para un ángulo de presión de 20 grados.
- Un valor de a de 0,8
- Un valor de b de 1
- Un número de dientes de 17

Por lo tanto:

$$J = 0,34021$$

Para encontrar el valor del factor de velocidad:

$$K_v = \frac{600}{600 + V}$$

$$V = \frac{\pi * d * n}{12}$$

El diámetro del engrane en pulgadas es de:

$$d = 210 \text{ mm} = 8,3 \text{ pulg}$$

$$V = \frac{\pi * 8,3 * 12}{12} = 26,08 \text{ pies/min}$$

$$K_v = \frac{600}{600 + 26,08} = 0,9583$$

De lo que se obtiene:

$$\sigma = \frac{338,01 * 2}{0,9583 * 3 * 0,34021}$$

$$\sigma = 691,14 \text{ lb/pulg}^2 = 0,49 \text{ Kgf/mm}^2$$

En el caso de este tipo de engranes al tratarse de fundición de hierro gris se tiene el valor de:

$$S_e = 10 \text{ Kpsi} = 69 \text{ MPa} = 7 \text{ Kgf/mm}^2$$

Por lo tanto el factor de seguridad para el presente caso es de:

$$F.S = \frac{7 \text{ Kgf/mm}^2}{0,49 \text{ Kgf/mm}^2}$$

$$F.S = 14.4$$

3.1.2.9 Engrane de la maza bagacera

En la Figura 3.32 se muestran las fuerzas que actúan en el engrane de la maza bagacera.

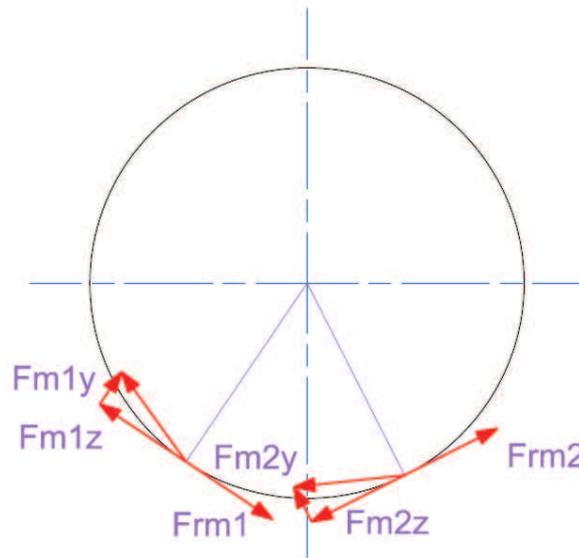


Figura 3.32 Esquema de las fuerzas presentes en el engrane de la maza bagacera.⁹⁴

$$F_{rm2} = F_{b1z} = 222,12 \text{ Kgf}$$

El diámetro primitivo o diámetro de paso a considerar es de:

$$D_p = 210 \text{ mm}$$

El número de revoluciones obtenidas son:

$$n = 12 \text{ R. P. M.}$$

El número de dientes son:

$$N = 17 \text{ Dientes}$$

⁹⁴ Fuente: propia.

Por lo tanto se tiene:

$$m = \frac{210}{17} = 12,35 \text{ mm} = 0,5 \text{ pulg}$$

Se considera un módulo de 12 mm

$$p = \pi * 12 = 37,7 = 1,5 \text{ pulg}$$

Se considera un paso de 38 mm

$$P = \frac{17}{210 \text{ mm} * \frac{1 \text{ pulg}}{25,4 \text{ mm}}} = 2,06$$

El paso diametral a considerar es de 2 Dientes/pulgada

$$F = 6 * m = 6 * 12,35 = 74,$$

$$F = 74 \text{ mm} = 3 \text{ pulg}$$

El material seleccionado es hierro fundido gris de número ASTM 20, según el manual de Shigley de la 4ta edición de la página 872, tabla A-21.

Propiedades:

$$S_{ut} = 22 \text{ Kpsi} = 152 \text{ MPa} = 15,50 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_{uc} = 83 \text{ Kpsi} = 572 \text{ MPa} = 58,33 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$S_e = 10 \text{ Kpsi} = 69 \text{ MPa} = 7 \text{ Kgf/mm}^2$$

3.1.2.10 Fuerzas que actúan sobre los dientes

Durante la transmisión de potencia, en los dientes de los engranes se generan fuerzas que hacen que se tenga un análisis muy similar al de una viga empotrada.

3.1.2.11 Diseño estático, caso flexión

Para el cálculo de las fuerzas en los dientes, se debe considerar que se tiene un material frágil el cual es fundición de hierro gris de número ASTM.

Con lo cual al usar la teoría de Columb-Mohr modificada para materiales frágiles se tiene lo siguiente:

Para obtener el esfuerzo en el diente se procede de la siguiente manera.

$$\sigma = \frac{W_t * P}{F * Y}$$

Para obtener un dato acertado del esfuerzo en el diente se debe realizar los cálculos con las unidades siguientes:

Donde:

W_t : Carga transmitida [*lbf*]

P : Paso diametral [*mm*]

F : Ancho de cara [*pulg*]

Y : Factor de forma de Lewis [*Adimensional*]

La carga transmitida para el engrane de la maza madre es de:

$$W_t = F_{rm2} = F_{b1z} = 222,12 \text{ Kgf} = 488,66 \text{ lbf}$$

$$P = 2 \text{ dientes/pulg}$$

$$F = 3 \text{ pulg}$$

El factor de forma de Lewis para el presente caso toma de la tabla 13-3 del manual de Shigley de la 4ta edición de la página 633.

- Para un ángulo de presión de 20 grados.
- Un valor de a de 0,8
- Un valor de b de 1
- Un número de dientes de 17

Por lo tanto:

$$Y = 0,38757$$

De lo que se obtiene:

$$\sigma = \frac{488,66 * 2}{3 * 0,38757}$$

$$\sigma = 840,55 \text{ lbf/pulg}^2 = 0,59 \text{ Kgf/mm}^2$$

Este valor es el principal y corresponde al valor de σ .

Por lo tanto el factor de seguridad para el presente caso es de:

$$F.S = \frac{15,50 \text{ Kgf/mm}^2}{0,59 \text{ Kgf/mm}^2}$$

$$F.S = 26$$

3.1.2.12 Diseño a fatiga

Para obtener el esfuerzo en el diente se procede de la siguiente manera.

$$\sigma = \frac{W_t * P}{K_v * F * J}$$

Para obtener un dato acertado del esfuerzo en el diente se debe realizar los cálculos con las unidades siguientes:

Donde:

W_t : Carga transmitida [lb]

P : Paso diametral [mm]

K_v : Factor de velocidad o factor de velocidad [Adimensional]

F : Ancho de cara [pulg]

J : Factor geométrico [Adimensional]

La carga transmitida para el engrane de la maza madre es de:

$$W_t = F_{rm2} = F_{b1z} = 222,12 \text{ Kg} = 488,66 \text{ lb}$$

$$P = 2 \text{ dientes/pulg}$$

$$F = 3 \text{ pulg}$$

El factor geométrico se toma de la tabla 13-4 del manual de Shigley de la 4ta edición de la página 636.

- Para un ángulo de presión de 20 grados.
- Un valor de a de 0,8
- Un valor de b de 1

- Un número de dientes de 17

Por lo tanto:

$$J = 0,34021$$

Para encontrar el valor del factor de velocidad:

$$K_v = \frac{600}{600 + V}$$

$$V = \frac{\pi * d * n}{12}$$

El diámetro del engrane en pulgadas es de:

$$d = 210 \text{ mm} = 8,3 \text{ pulg}$$

$$V = \frac{\pi * 8,3 * 12}{12} = 26,08 \text{ pies/min}$$

$$K_v = \frac{600}{600 + 26,08} = 0,9584$$

De lo que se obtiene:

$$\sigma = \frac{488,66 * 2}{0,9584 * 3 * 0,34021}$$

$$\sigma = 999,18 \text{ lbf/pulg}^2 = 0,70 \text{ Kgf/mm}^2$$

Este valor es el principal y corresponde al valor de σ .

En el caso de este tipo de engranes al tratarse de fundición de hierro gris se tiene directamente el valor de:

$$S_e = 10 \text{ Kpsi} = 69 \text{ MPa} = 7 \text{ Kgf/mm}^2$$

Por lo tanto el factor de seguridad para el presente caso es de:

$$F.S = \frac{7 \text{ Kgf/mm}^2}{0,70 \text{ Kgf/mm}^2}$$

$$F.S = 10$$

3.1.3 SELECCIÓN DE LA CHAVETA PARA LOS EJES

Por la mayor carga que soporta el engranaje número 5, se diseña la chaveta con este valor de carga.

Para realizar la selección de la chaveta se recurre a las tablas para la industria metalúrgica⁹⁵. La selección de la chaveta se la realiza en función del diámetro del eje.

La chaveta seleccionada corresponde a un diámetro de eje de 62 mm, y los datos según la página 139, son:

$$\text{Ancho x Altura} = b \times h = 18 \times 11 \text{ mm}$$

$$\text{Profundidad del chavetero del eje} = t_1 = 7 + 0,2$$

$$\text{Profundidad del chavetero del cubo} = t_2 = 3,4 + 0,2$$

⁹⁵ PRONTUARIO; Tablas para la Industria Metalúrgica.

3.1.4 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA LOS EJES

El eje de la maza madre es el que soporta la mayor carga, por lo tanto:

$$\text{Fuerza radial} = F_r = 900,77 \text{ Kgf}$$

$$\text{Fuerza axial} = F_a = 208,72 \text{ Kgf}$$

Se considera la selección de un rodamiento de bolas de una hilera de acuerdo al manual de rodamientos FAG ⁹⁶, de la página 52.

Para un valor de:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{208,72}{900,77} = 0,2317 \leq 0,8$$

Se considera lo siguiente:

$$P_o = F_r$$

$$P_o = 900,77 \text{ Kgf}$$

De la página 66 del manual de la FAG se selecciona un rodamiento con una carga estática de 14,6 kN, ya que es el siguiente valor superior al obtenido.

Dimensiones

$$d = 65 \text{ mm}$$

$$D = 100 \text{ mm}$$

$$B = 11 \text{ mm}$$

$$r = 1 \text{ mm}$$

La lubricación que se tiene es con grasa por lo tanto el número límite de revoluciones:

⁹⁶ Manual de rodamientos; FAG.

$$n = 6700 \text{ min}^{-1} = 1066 \text{ R.P.M.}$$

Peso aproximado de 0,31 Kg

Denominación abreviada del rodamiento: 160

CAPÍTULO 4

CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO

4.1 GENERALIDADES

En el presente capítulo se especifican los diferentes procesos utilizados para la construcción y montaje de los elementos que conforman la máquina extractora de jugo de caña y se indican los resultados obtenidos en las pruebas realizadas.

Para la construcción se debe contar con un taller mecánico industrial y de fundición que cuente con todos los equipos y herramientas necesarias para dicho propósito. Los elementos de la máquina serán construidos en base a los planos de taller.

Es también de gran importancia la factibilidad en la obtención de la materia prima y los elementos normalizados necesarios en la fabricación de la máquina.

4.2 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA

Para llevar a cabo la construcción de la máquina extractora de jugo de caña de una manera óptima se requiere determinar:

- Requerimientos para la construcción
- Máquinas y herramientas
- Operaciones
- Accesorios de seguridad
- Elementos a construir
- Elementos normalizados
- Elementos seleccionados
- Materia prima

4.2.1 REQUERIMIENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN

El lugar donde se va a llevar a cabo la construcción y montaje de la extractora de jugo de caña será en las instalaciones de la empresa MAEMSA S.A. y METALÚRGICA ECUADOR las mismas que poseen las siguientes secciones que se detallan a continuación:

- Sección Fundición
- Sección Fresado
- Sección Torno
- Sección Montaje
- Sección
- Pintura

4.2.2 OPERACIONES

Los procesos de mecanizado y fundición requeridos para la fabricación de las partes que conforman la máquina se presentan en la Tabla 4.1 con su respectiva codificación.

Tabla 4.1 Operaciones necesarias para la fabricación de las partes de la extractora de jugo de caña⁹⁷.

CÓDIGO	OPERACIÓN
C1	Moldeo
C2	Fundir material
C3	Mecanizado en torno: Centrado, refrentado, cilindrado
C4	Mecanizado en fresadora : fresado y chaveteros
C5	Mecanizado en rectificadora: cepillado
C6	Taladrado
C7	Amolado
C8	Pintura

⁹⁷ Fuente: propia

4.2.3 MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS

La construcción de todos los elementos que conforman la máquina extractora requiere de la utilización de máquinas - herramientas, herramientas de mecanizado, instrumentos de medición y verificación, los mismos que se detallan en la Tabla 4.2

Tabla 4.2 Máquinas, herramientas e instrumentos utilizados para la construcción de la extractora de jugo de caña⁹⁸.

CLASE	DENOMINACIÓN
MÁQUINAS Y EQUIPOS	Horno de fundición
	Fresadora
	Cizalla
	Torno
	Amoladora
	Compresor
	Esmeril
INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN	Flexómetro
	Calibrador Pie de rey
	Nivel
	Regla metálica
	Escuadra
HERRAMIENTAS	Juego de brocas
	Útiles para tornear
	Escuadras
	Mesa de trabajo
	Rayador
	Entenalla
	Playo

⁹⁸ Fuente: propia

4.2.4 ELEMENTOS A CONSTRUIR

A continuación en la Tabla 4.3 se presentan los elementos que constituyen la máquina extractora de jugo de caña y el material del cual están hechas.

Tabla 4.3 Elementos y piezas a construir.⁹⁹

ELEMENTOS	CANTIDAD	MATERIAL
Bandeja aceite	1	Acero galvanizado
Base	1	Hierro fundido
Castillo	2	Hierro fundido
Cojinete lateral	4	Bronce
Cojinete superior	2	Bronce
Eje de maza madre	1	Acero SAE 1020
Eje de maza madre	1	Acero SAE 1020
Eje de maza madre	1	Acero SAE 1020
Eje intermedio de 50 x 460	1	Acero SAE 1021
Eje intermedio 60 x 340	1	Acero SAE 1022
Engrane conducido	1	Hierro fundido
Guardamano de entrada	1	Acero galvanizado
Guardamano de salida	1	Hierro fundido
Guarda piñón	1	Acero galvanizado
Maza bagazera	1	Hierro fundido
Maza madre	1	Hierro fundido
Maza cañera	1	Hierro fundido
Engrane de accionamiento	2	Hierro fundido
Piñón conductor 1	2	Hierro fundido
Piñón conductor 2	1	Hierro fundido
Piñones de mazas	3	Hierro fundido
Polea conducida	1	Hierro fundido
Tapa lateral	4	Hierro fundido
Tapa superior	2	Hierro fundido
Tornabagazo	1	Hierro fundido

4.2.5 ACCESORIOS DE SEGURIDAD

Para realizar toda actividad durante la fabricación de la máquina es necesario contar con el equipo de seguridad necesario para evitar cualquier percance y así

⁹⁹ Fuente: propia

optimizar el tiempo de trabajo, a continuación se enumeran algunos de estos accesorios.

- Overol
- Zapatos de seguridad
- Gafas
- Antiparras y guantes
- Casco

4.2.6 ELEMENTOS NORMALIZADOS

- Pernos de cabeza hexagonal
- Espárragos
- Tuercas
- Banda
- Chumaceras
- Aceite SAE 1040

4.2.7 ELEMENTOS SELECCIONADOS

- Motor eléctrico

4.2.8 PERSONAL PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO

En la construcción del prototipo intervienen 7 personas que son:

- Director del proyecto
- Un trabajador de la sección de fundición encargados de realizar los moldes y fundir las piezas.

- Dos trabajadores de la sección de montaje encargados del mecanizado de piezas y del montaje.
- Un trabajador de la sección de ajuste encargado de la soldadura y pintura.
- Dos estudiantes de Ingeniería mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, encargados del diseño del prototipo.

4.3 FOTOGRAFÍAS DE CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO

En las fotografías 4.1, 4.2 y 4.3 se presenta el maquinado del eje de la maza bagacera, el limado de la chaveta de talón para los engranes de mazas y la operación de taladrado de los alojamientos de la tapa de polea respectivamente.



Fotografía 4.1 Construcción de la maza bagacera.¹⁰⁰

¹⁰⁰ Fuente: propia



Fotografía 4.2 Operación de limado de la chaveta de talón.¹⁰¹



Fotografía 4.3 Operación de taladrado¹⁰²

¹⁰¹ Fuente: propia

¹⁰² Fuente: propia

En la figuras 4.4 y 4.5 se ilustra toma de las medidas finales del tornabagazo y de la parte izquierda del batidor respectivamente.



Fotografía 4.4 Medidas finales del tornabagazo.¹⁰³



Fotografía 4.5 Bastidor o castillo- Vista trasera.¹⁰⁴

¹⁰³ Fuente: propia

¹⁰⁴ Fuente: propia

4.4 MONTAJE DE LA MÁQUINA EXTRACTORA DE JUGO DE CAÑA

El montaje de la máquina corresponde al procedimiento secuencial y ordenado para el correcto ensamble de los elementos de la misma, garantizando un adecuado acople y un perfecto funcionamiento.

El montaje se lo realiza mediante las siguientes actividades específicas descritas a continuación en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4 Secuencia del montaje de la máquina extractora de jugo de caña.¹⁰⁵

SECUENCIA	MONTAJE
1	Instalación de la base de la máquina con sus respectivos pernos de anclaje.
2	Montar los castillos o bastidores con sus respectivos pernos sin dar ajuste total.
3	Montar el sistema tornabagazo en los respectivos alojamientos que se ubican en el bastidor.
4	Montar las chumaceras (bronces) de las mazas laterales y maza principal en sus respectivos alojamientos colocando aceite SAE 140 para su lubricación.
5	Montar las mazas laterales teniendo en cuenta su orden de entrada y salida (maza cañera es la de menor diámetro)
6	Colocar los espárragos de ajuste de las tapas laterales con sus respectivas tuercas y arandelas sin dar ajuste total.
7	Montar la maza madre.
8	Montar las tapas superiores con sus respectivos pernos.
9	Montar el sistema guardamano de salida y guardamano de entrada sin dar ajuste completo.
10	Montar eje intermedio 1 y piñón conductor 1 con la polea conducida aplicando grasa en las chumaceras, ajustar el piñón.
11	Montar eje intermedio 2 con engrane conducido y piñón conductor 2 aplicando grasa en las chumaceras , ajustar piñón conductor 2.
12	Montar piñón motriz 2 con piñón catalina aplicando aceite en las chumaceras.
13	Montar los piñones de maza con sus respectivas chavetas de talón dando ajuste con un martillo.
14	Montar el arco guarda piñón lateral.
15	Ajustar todos los sistemas de guardamano y guarda piñón.

.../

¹⁰⁵ Fuente: propia

Tabla 4.4 Secuencia del montaje de la máquina extractora de jugo de caña
(continuación...)

16	Ajustar todas las contratuercas laterales.
17	Verificar dureza de giro de las mazas de forma manual.
18	Revisar alineación de las masas laterales y del tornabagazo.
19	Verificar las posiciones de los bronce.
20	Dar el ajuste necesario a las mazas con sus pernos graduadores.
21	Lubricar la extractora en cada una de sus partes móviles con grasa de alta densidad para los engranes y aceite SAE 140 para los ejes.
22	Verificar el ajuste total de todas las tuercas, prisioneros y chavetas.
23	Verificar la alineación total y paralelismo de las mazas, ejes, soportes.

La colocación del tornabazo en el bastidor se puede observar en la Fotografía 4.6 mostrada a continuación.



Fotografía 4.6 Montaje del Tornabagazo en los bastidores¹⁰⁶.

¹⁰⁶ Fuente: propia

4.5 MANTENIMIENTO

La máquina extractora de jugo de caña para cumplir con su funcionalidad y prolongar su tiempo de vida útil debe tener un mantenimiento periódico y se deben tomar en cuenta las siguientes consideraciones, las mismas se detallan en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5 Operaciones de Mantenimiento Preventivo para la Máquina.¹⁰⁷

OPERACIONES		FRECUENCIA
1	Evitar que el polvo se almacene en la bandeja de aceite de los engranes	Siempre
2	Lavar todo el equipo en especial las partes que entraron en contacto directo con el jugo.	Después de la molienda
3	Verificar el ajuste y estado de los pernos para evitar vibraciones y desbalanceo	Siempre
4	Verificar la alineación y separación entre mazas de acuerdo a los diámetros de caña a moler	Siempre

Se debe tener muy en cuenta la correcta lubricación de los elementos móviles como engranes, mazas, chumaceras y ejes para evitar un desgaste excesivo de los mismos. En la Tabla 4.6 se enumeran los lubricantes recomendados para los elementos antes mencionados.

Tabla 4.6 Lubricantes Recomendados para los distintos elementos móviles de la máquina.¹⁰⁸

ELEMENTO	LUBRICANTE	FRECUENCIA
Bocines	Aceite SAE 140	Trimestral
Chumaceras	Grasa de alta densidad	Mensual
Engranajes	Grasa de alta densidad	Bimestral
Mazas	Grasa de alimentos	Mensual

¹⁰⁷ Fuente: propia

¹⁰⁸ Fuente propia

CAPÍTULO 5

PRUEBAS DE CAMPO

5.1 PRUEBAS DE CAMPO

Luego de la construcción y el montaje, se realizan las pruebas de campo de la extractora de jugo de caña, para lo cual se utiliza el formato de Protocolo de Pruebas establecido en el capítulo 4 y los resultados se muestran en el Anexo 1.

En las Fotografías 5.1, 5.2 y 5.3 se muestran las imágenes de las pruebas de campo.



Fotografía 5.1 Sistema de transmisión de la máquina en funcionamiento.



Fotografía 5.2 Prueba de Campo – Funcionamiento con carga.



Fotografía 5.3 Inspección en campo del Director y Codirector del proyecto.

5.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Las dimensiones de la máquina son acordes a las medidas establecidas en los planos de diseño.

Los resultados obtenidos durante las pruebas de campo reflejan el correcto desempeño de la máquina y de sus componentes tanto en vacío como a plena carga.

La variación de los resultados en cuanto a la cantidad de jugo obtenido depende de varios factores como: calidad de la caña de azúcar, cantidad de cañas que ingresan a la vez, velocidad de alimentación manual.

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS FINANCIERO

6.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se realiza un estudio sobre los costos que conlleva el diseño, construcción y montaje de la máquina extractora de jugo de caña para así poder determinar la cantidad o monto de recursos económicos necesarios para realizar el proyecto en su totalidad.

Para este análisis económico se consideran costos directos e indirectos puesto que del total de estos rubros se obtendrá el costo total de la máquina.

Costos directos:

- Costo de Materia Prima directa.
- Costo de Elementos Normalizados.
- Costos de Maquinado.
- Costos de Montaje.

Costos indirectos:

- Costos de Materiales Indirectos.
- Costos de Diseño.
- Costos de Imprevistos

6.2 ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS

Los costos directos, son los que pueden medirse y asignarse de una manera razonable a una producción, es decir que se identifican plenamente con una actividad, departamento o producto.

6.2.1 MATERIALES DIRECTOS

Los materiales directos son la materia prima necesaria para construir los elementos que constituyen la máquina. Los costos de materiales directos que se utilizan en la construcción de la extractora de jugo de caña se presentan en la Tabla 6.1.

Tabla 6.1 Costo de los materiales directos.¹⁰⁹

ELEMENTOS	CANTIDAD	VALOR UNITARIO (USD)	VALOR TOTAL (USD)
Hierro fundido [Kg]	550	6,00	3300,00
Bronce [Kg]	6	35,00	210,00
Eje de acero 1020 64 x 704 mm	1	51,58	51,58
Eje de acero 1020 64 x 540 mm	2	40,18	80,36
Eje de acero 1020 50 x 460 mm	1	20,68	20,68
Eje de acero 1020 60 x 340 mm	1	14,80	14,8
		Subtotal (USD)	3677,42

¹⁰⁹ Fuente: propia

6.2.2 COSTOS DE MATERIALES NORMALIZADOS

Los costos de estos elementos se muestran en la Tabla 6.2.

Tabla 6.2 Costos de los materiales normalizados.¹¹⁰

ELEMENTOS	CANTIDAD	VALOR UNITARIO (USD)	VALOR TOTAL (USD)
Pernos M 24 x 174 mm	4	7,00	28,00
Pernos M 20 x 64 mm	4	1,32	5,28
Pernos M 16 x 51 mm	8	0,67	5,36
Pernos M 12 x 38 mm	2	0,35	0,70
Pernos M 10 x 25 mm	10	0,14	1,40
Pernos M 10 x 38 mm	10	0,18	1,80
Arandelas de presión para M 24	4	0,29	1,16
Arandelas de presión para M 20	10	0,23	2,30
Arandelas de presión para M 16	4	0,18	0,72
Arandelas de presión para M 12	16	0,10	1,60
Arandelas de presión para M 10	2	0,05	0,10
Arandelas de presión para M 10	4	0,04	0,16
Arandelas planas para M 24	4	0,19	0,76
Arandelas planas para M 22	10	0,15	1,50
Arandelas planas para M 20	4	0,10	0,40
Arandelas planas para M 16	16	0,06	0,96
Arandelas planas para M 12	2	0,04	0,08
Arandelas planas para M 10	22	0,02	0,44
Tuercas para M 24	8	1,67	13,36
Tuercas para M 22	10	0,89	8,90
Tuercas para M 16	16	0,19	3,04
Tuercas para M 10	10	0,05	0,50
Prisioneros de 12 x 12 mm	4	0,11	0,44
Prisioneros 10 x 12 mm	2	0,08	0,16
Rodamientos de 62 10	2	35,00	70,00
Rodamientos de 62 09	2	20,00	40,00
Graseros 5/6	4	0,28	1,12
Motor eléctrico	1	650,00	650,00
Banda [metros]	4,5	200	200
		Subtotal (USD)	941,84

¹¹⁰ Fuente: propia

Estos costos determinan los valores de los elementos que son de libre comercialización en el mercado y no necesitan ser prefabricados.

6.2.3 COSTOS DE MAQUINADO

Este costo tiene que ver con el valor respecto a la mano de obra directa empleada en las máquinas para la fabricación de los elementos de la extractora. Se calculan basándose en el tiempo requerido para la fabricación de cada elemento. Los valores se presentan en la Tabla 6.3.

Tabla 6.3 Costos de Maquinado.¹¹¹

DESCRIPCIÓN	COSTO POR HORA MÁQUINA (USD)	TIEMPO EMPLEADO (h)	TOTAL (USD)
Amoladora	5,00	15	75,00
Fresadora	12,00	40	480,00
Horno fundición	20,00	35	700,00
Rectificadora	10,00	15	150,00
Torno	8,00	30	240,00
Subtotal (USD)			1645,00

6.2.4 COSTOS DE MONTAJE

Estos costos están relacionados con la mano de obra requerida para el ensamble de las partes y piezas que constituyen la máquina. Para el montaje, se consideran dos personas durante 2 días, por 8 horas diarias de trabajo con un costo de 3,15 USD hora/hombre.

Estos costos se presentan en la Tabla 6.4.

¹¹¹ Fuente: propia

Tabla 6.4 Costos de Montaje.¹¹²

PERSONAL	ESPECIALIDAD	CANTIDAD	TIEMPO [h]	COSTO/HORA	VALOR
Maestro	Mecánico	1	40	3	120
Ayudante	Mecánico	1	40	2	80
				Subtotal (USD)	200

6.2.5 COSTO TOTAL DIRECTO

Los resultados se muestran en Tabla 6.5.¹¹³

Tabla 6.5 Costo Total directo

COSTOS DIRECTOS	VALOR
Costo Materiales Directos	3377,42
Costos de Materiales Normalizados	941,84
Costos de Maquinado	1645
Costos de Montaje	200
Subtotal (USD)	6164,26

6.3 ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS

Estos costos en lo que se refiere a ingeniería son los que se generan del uso de materiales suplementarios en la construcción de los componentes de la máquina.

6.3.1 COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS

Estos costos en lo que se refiere a ingeniería son los que se generan del uso de materiales suplementarios en la construcción de los componentes de la máquina

En la Tabla 6.6 se presentan los costos de materiales indirectos.

¹¹² Fuente: propia

¹¹³ Fuente: propia

Tabla 6.6 Costos de Materiales Indirectos.¹¹⁴

MATERIAL	CANTIDAD	VALOR UNITARIO [USD]	VALOR TOTAL [USD]
Aceite SAE 140	1 [gal]	20,00	20,00
Discos de desbaste	2	3,90	7,80
Grasa	1 [Kg]	5,00	5,00
Guantes	4 pares	2,50	10,00
Guaypes	5	0,20	1,00
Lija de hierro #100	2	0,40	0,80
Macilla dura	1	17,70	17,70
Pintura anticorrosiva	1 1/2 [L]	3,00	4,50
Pintura de acabado	1 1/2 [L]	4,00	6,00
Thiñer	1 [L]	1,73	1,73
Varios		20,00	20,00
		Subtotal (USD)	94,53

6.3.2 COSTOS DE DISEÑO

Las funciones desarrolladas se muestran en la Tabla 6.7.

Tabla 6.7 Costos de diseño.¹¹⁵

TAREA	TIEMPO [h]	
Definición del problema	2	
Estudio de campo	24	
Presentación de alternativas de diseño	2	
Selección de la mejor alternativa de diseño	6	
Diseño y selección de los elementos de la máquina	35	
Supervisión y control en la construcción	15	
Supervisión y control en el montaje de la máquina	5	
Supervisión y control en el funcionamiento y puesta a punto de la máquina	2	
Total [h]		91

¹¹⁴ Fuente: Ferretería Castillo Hermanos

¹¹⁵ Fuente: propia

El costo de diseño constituye el valor económico basado en el tiempo y el conocimiento que han empleado los ingenieros para realizar el diseño de la máquina.

Un ingeniero con experiencia en diseño de maquinaria debe percibir un mínimo de 17 dólares por hora. El tiempo necesario para el diseño es aproximadamente 91 horas, por esta razón se tiene un costo por ingeniería de **1547 USD**.

6.3.3 COSTOS DE IMPREVISTOS

Estos costos se relacionan principalmente con los gastos de movilización de las personas, documentación impresa. A continuación se detallan en la Tabla 6.8 dichos gastos.

Tabla 6.8 Costos de Imprevistos.¹¹⁶

IMPREVISTOS	VALOR (USD)
Movilización de personal (estudio de campo)	80
Narración e impresión de documentos	100
Impresión de planos	60
Varios	15
Subtotal (USD)	255

6.3.4 COSTO TOTAL INDIRECTO

Los resultados de muestran en la Tabla 6.9

Tabla 6.9 Costos Totales Indirectos.¹¹⁷

COSTOS INDIRECTOS	VALOR
Materiales Indirectos	94,53
Costo de Diseño	1547,00
Costos Imprevistos	255,00
Subtotal (USD)	1896,53

¹¹⁶ Fuente: propia

¹¹⁷ Fuente: propia

6.4 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA

Este costo resulta de la suma de los totales de los costos directos e indirectos, los resultados se muestran en la Tabla 6.10.

Tabla 6.10 Costo total de la máquina¹¹⁸

COSTO TOTAL	VALOR
Costos Directos	6162,26
Costos Indirectos	1896,53
Subtotal (USD)	8060,79

¹¹⁸ Fuente: propia

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Una vez concluido el presente proyecto es necesario destacar algunas situaciones relevantes que se tuvieron antes, durante y después, las cuales se indican a continuación.

7.1 CONCLUSIONES

- El objetivo principal de este proyecto se cumple a cabalidad al diseñar y construir una máquina de jugo de caña que satisface los parámetros funcionales y requerimientos operacionales planteados al inicio del mismo.
- A través de las visitas de campo realizadas se pudo conocer la realidad de la producción de caña de azúcar en los lugares visitados como son el caso de Pacto en la provincia de Pichincha y Pucayacu en la provincia de Cotopaxi, donde las personas dedicadas a estas actividades brindaban un poco de su experiencia para el desarrollo del presente proyecto, tomando en cuenta criterios de diseño que no se consideraban muy importantes.
- La máquina construida es de fácil traslado, desmontaje y mantenimiento y para su operación no se requiere tener personal calificado además de que puede ser operado por dos personas.
- Hay que recalcar que mediante la construcción de esta máquina se impulsa el desarrollo del sector panelero y se incentiva el crecimiento de la industria nacional impulsando a que los pequeños productores adquieran nuevos equipos que garanticen un producto de mejor calidad y menos desperdicios durante la producción.

- La capacidad del extractor que se tiene en el presente proyecto, es suficiente para que una finca dedique sus esfuerzos en obtener por lo menos una producción de 15 quintales de panela por día.
- En el país se necesita mucha más inversión para impulsar a la pequeña industria, ya que de esta manera se asegura que la economía del país crezca y que además se tenga mayores plazas de empleo para los habitantes de los diferentes sectores dedicados a estas actividades.

7.2 RECOMENDACIONES

- Es importante seguir todos los pasos descritos en el proceso de montaje e inspeccionar todos los sistemas de la máquina antes de ponerla en funcionamiento.
- El mantenimiento y limpieza de la máquina debe ser periódico para garantizar la durabilidad de las piezas en especial las que entran en contacto con la caña o el jugo.
- Se debe tomar en cuenta todas las medidas de seguridad para la operación de la maquina en especial el evitar cualquier tipo de contacto con la máquina en funcionamiento.
- Seguir adecuadamente los pasos sugeridos en el presente proyecto tanto para la operación como para el mantenimiento del extractor determinarán que se tenga un correcto funcionamiento y de esa manera alargar el tiempo de vida de la máquina.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] AGUIRRE, MICHELE; "Jugo de caña de azúcar envasado en vidrio "; Escuela Superior Politécnica del Litoral; 2010-2011; Guayaquil - Ecuador.
- [2] FIALLOS, FREDDY; "Reacción de 100 variedades de Caña de Azúcar del Banco de Germoplasma del CINCAE, al Carb (Ustilago scitaminea Sydow)"; Guayaquil – Ecuador 2002.
- [3] HUGOT E.; Manual Para Ingenieros Azucareros; Editorial Continental; Edición francesa; México 1963.
- [4] MEADO, G. P. y CHEN, J. P; "Sugar Cane Handbook"; EEUU; 1977.
- [5] MSC. ARMAS, FANCISCO; "Comportamiento Agroindustrial de 7 variedades de caña de azúcar en la provincia de Morona Santiago"; 1994; Ecuador.
- [6] OCHOA, CESAR; "Diseño de molino de caña para comercialización de jugo de caña o guarapo"; Universidad Católica Popular de Risaralda; Facultad De Artes; Programa de diseño industrial; Pereira-Colombia; 2008.
- [7] PAZMIÑO, TRUJILLO; "Diseño, cálculo y construcción de un trapiche"; Escuela Superior Politécnica de Chimborazo; 2008; Riobamba – Ecuador.
- [8] ROMEVA; CARLES RIBAS; "Diseño concurrente"; Profesor del Departamento de Ingeniería Mecánica de la ETSEIB – UPC; Enero del 2002.
- [9] SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; Cuarta Edición; México 1989.
- [10] SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; Octava Edición; USA; 1989.

[11] VALENCIA, VILLACÍS; "Diseño de un trapiche accionado mediante energía hidráulica para uso en fincas"; Escuela Politécnica Nacional; 2008; Quito – Ecuador.

[12] PRONTUARIO; Tablas para la Industria Metalúrgica.

[13] FAG, rodamientos de bolas y rodillos.

CONSULTAS WEB

- [1] http://www.sipove.gob.mx/Doc_SIPOVE/SVegetal/Publica/cana/Fichas/FT_Cana_de_Azucar.pdf
- [2] <http://azucardecana.blogspot.com/2010/05/clasificacion-cientifica.html>
- [3] [http:// www.penagos.com/components](http://www.penagos.com/components)
- [4] http://www.ing.udep.edu.pe/proyectopanela/images/pdf/manualinsty_mantenimientodemolinos_R2_R4_R5_R8.pdf
- [5] http://www.veco-transmissions.com/upload/photo_gamme/24-es.pdf

ANEXO 1

Resultados de las pruebas de campo realizadas

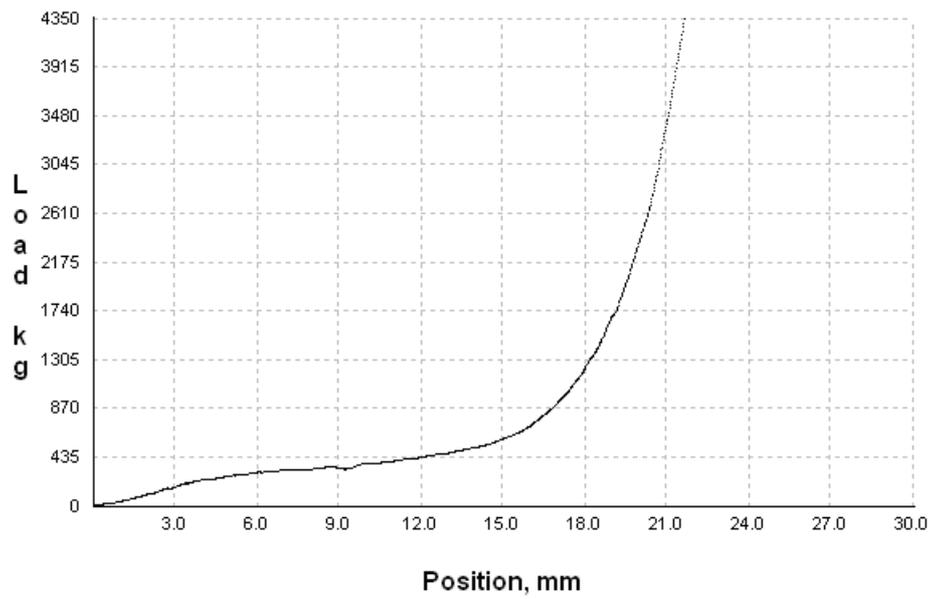
FORMATO PARA PRUEBAS DE CAMPO						
EQUIPO:	Extractora de jugo de caña horizontal de 3 rodillos					
LUGAR DE PRUEBA:	Ciudad de Pacto Provincia de Pichincha					
FECHA DE PRUEBA:	22 de Junio del 2013					
REALIZADOR :	Directores y Ejecutores del proyecto					
VERIFICACIÓN DE LAS DIMENSIONES DEL PROTOTIPO						
DIMENSIONES [mm]	RESULTADO mm	ACEPTACIÓN				
		SI		NO		
Largo	2240	X				
Ancho	1547	X				
Altura	941	X				
VERIFICACIÓN DE LOS COMPONENTES PRINCIPALES						
ELEMENTO	FUNCIONAMIENTO		ACEPTACIÓN			
	BUENO	MALO	SI		NO	
Motor eléctrico	X		X			
Rodillos	X		X			
Engranés	X		X			
Polea	X		X			
Banda	X		X			
Lubricación	X		X			
Ajuste de pernos	X		X			
PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO EN VACÍO						
TIEMPO FUNCIONAMIENTO [min]	MOTOR ELÉCTRICO		SISTEMA DE TRANSMISIÓN		VELOCIDAD RODILLOS	
	FALLA	NO FALLA	FALLA	NO FALLA	VARÍA	NO VARÍA
10		X		X		X
20		X		X		X
30		X		X		X
40		X		X		X
50		X		X		X
60		X		X		X
PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO CON CARGA						
ELEMENTO	FUNCIONAMIENTO		ACEPTACIÓN			
	BUENO	MALO	SI		NO	
Transmisión	X		X			
Sistema de rodillos	X		X			
Estructural	X		X			
Alimentación	X		X			
TIEMPO [min]	NÚMERO DE CAÑAS A LA ENTRADA (lts)		CANTIDAD DE JUGO DE CAÑA DE AZÚCAR (Ltrs.)			
10	1		26			
20	1		79			
30	1		105			
40	1		150			
50	1		168			
60	1		215			

ANEXO 2

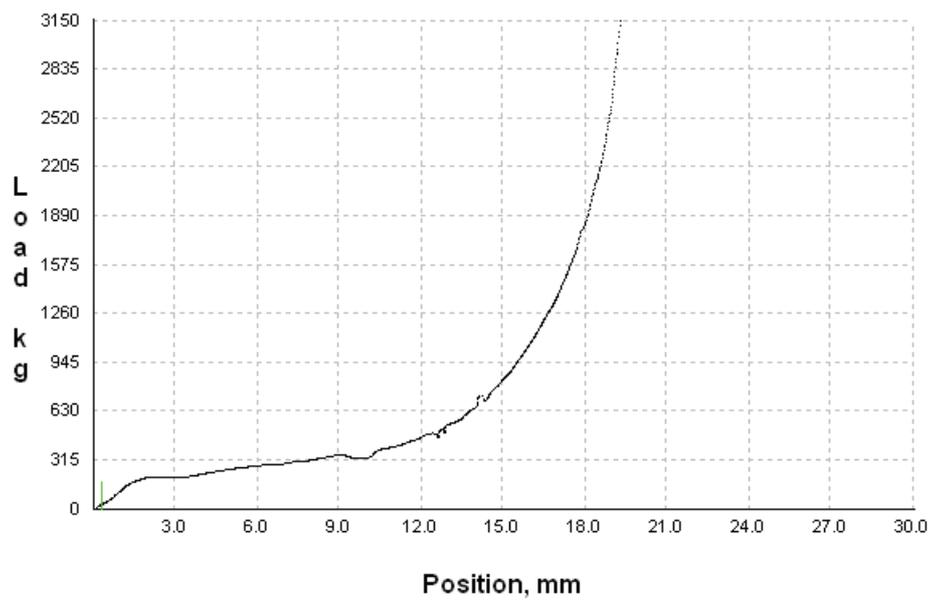
GRÁFICAS CARGA-DEFORMACIÓN – CAÑA DE AZÚCAR

CAÑA 1

1

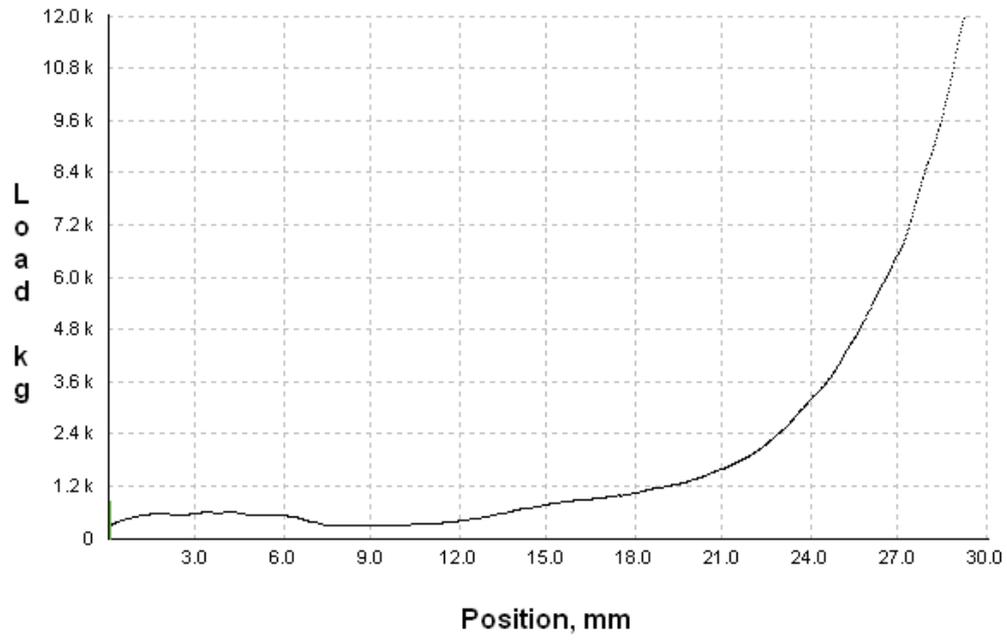


2

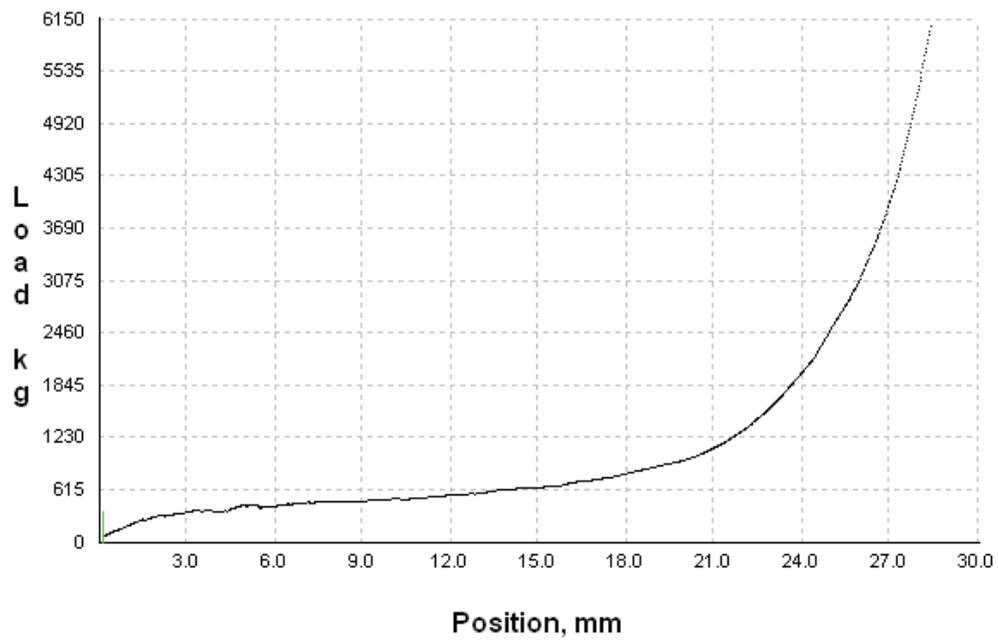


CAÑA 2

1

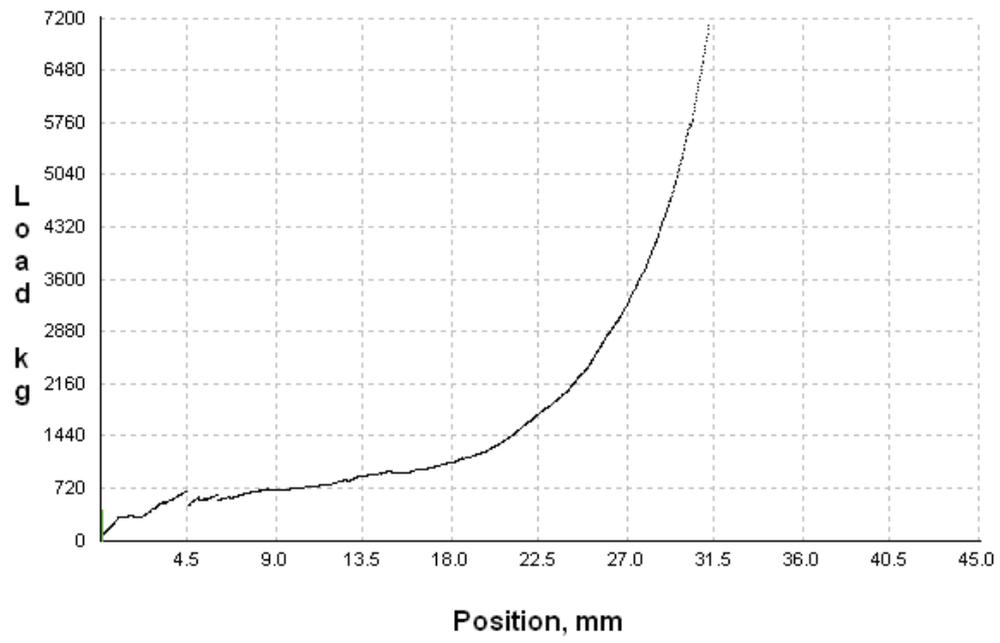


2

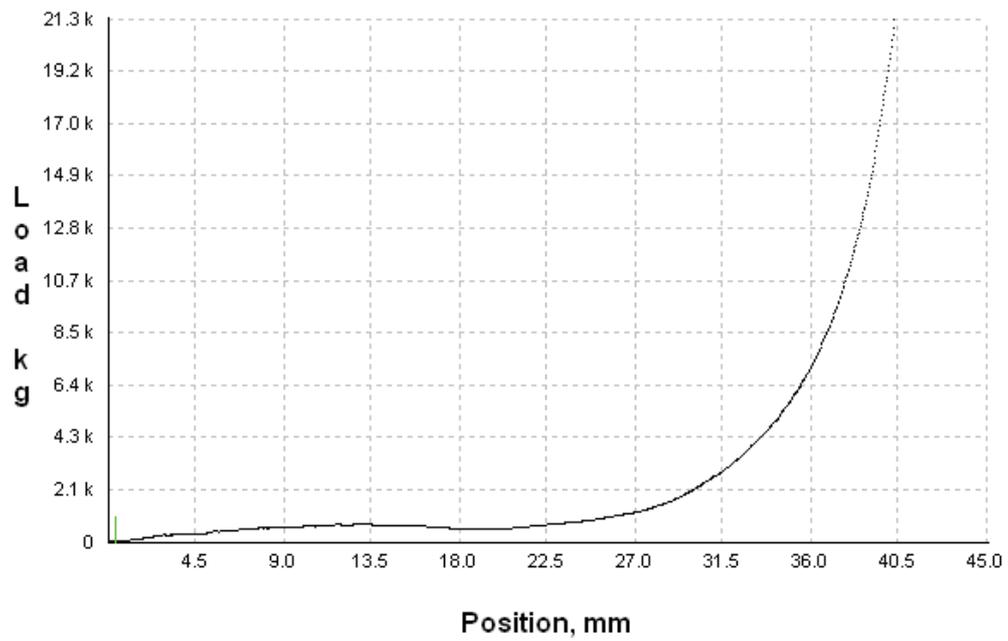


CAÑA 3

1

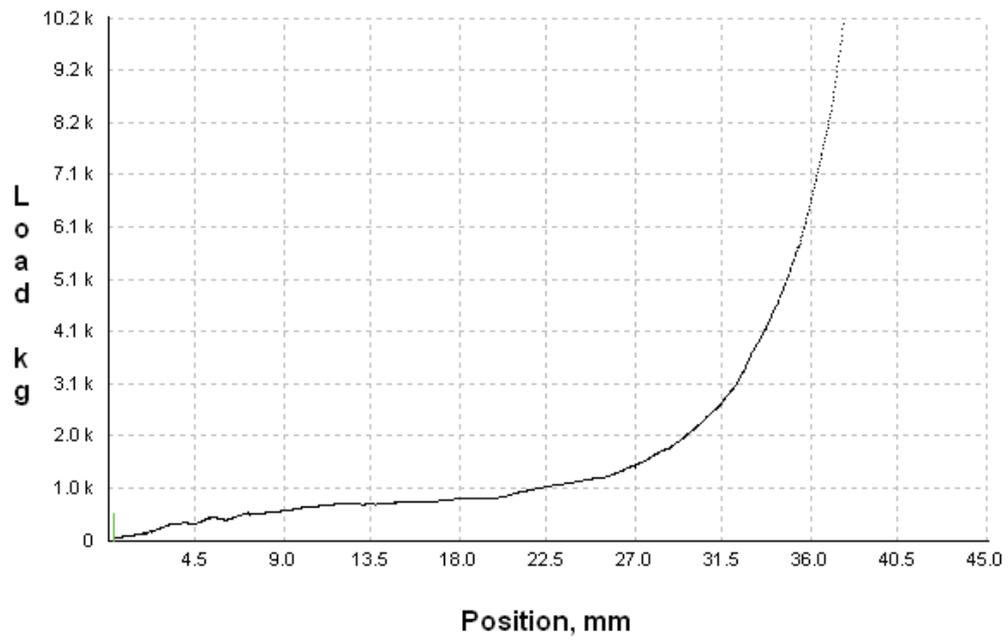


2

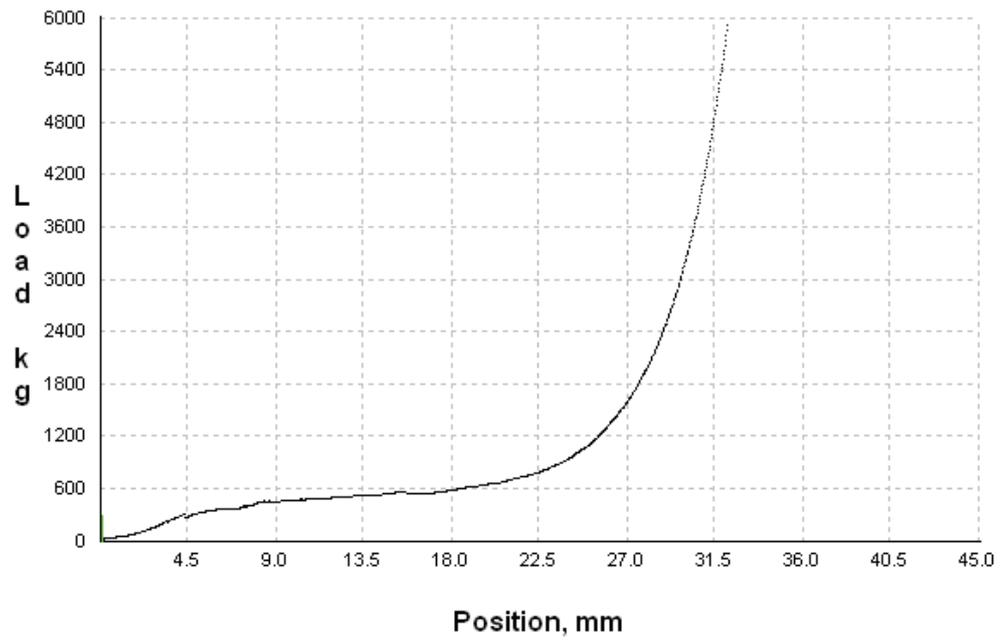


CAÑA 4

1

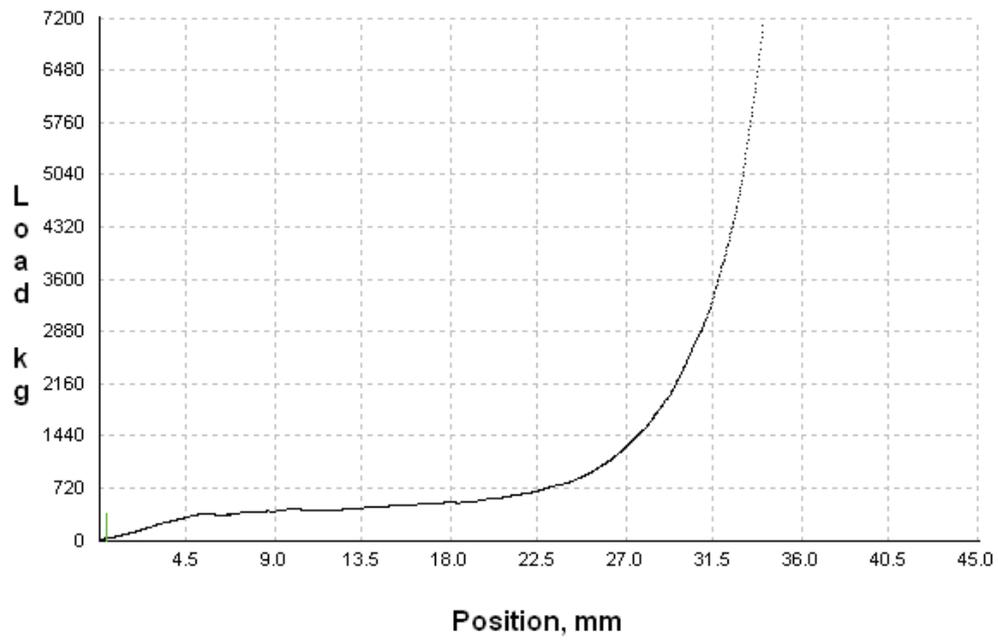


2

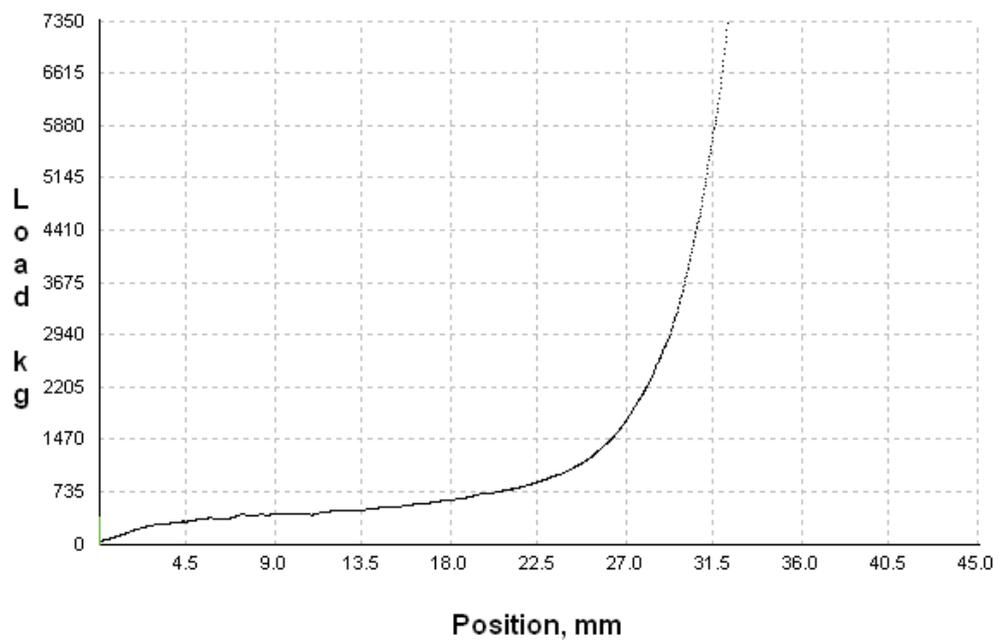


CAÑA 5

1

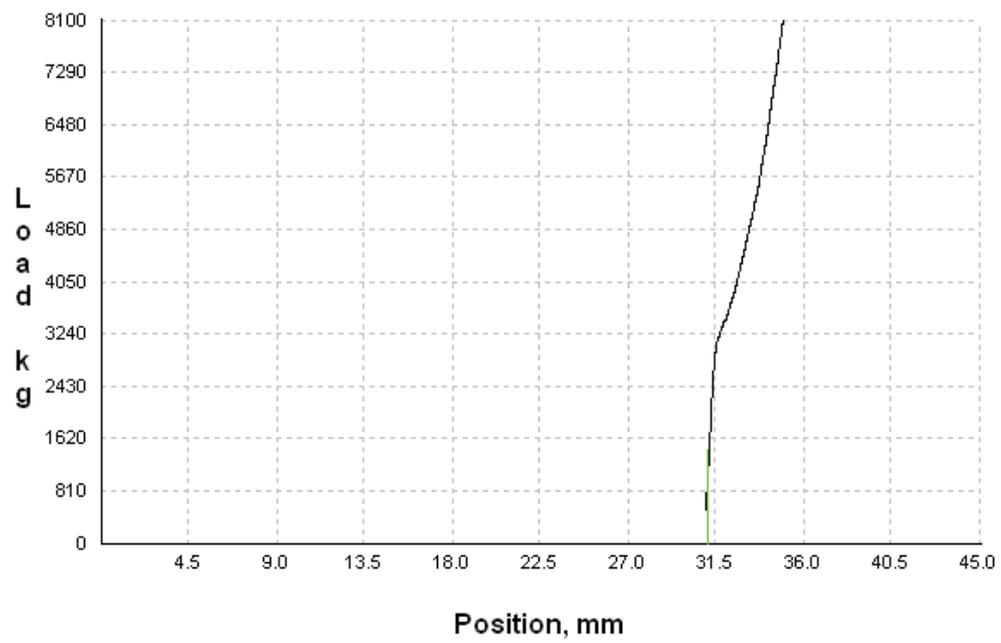
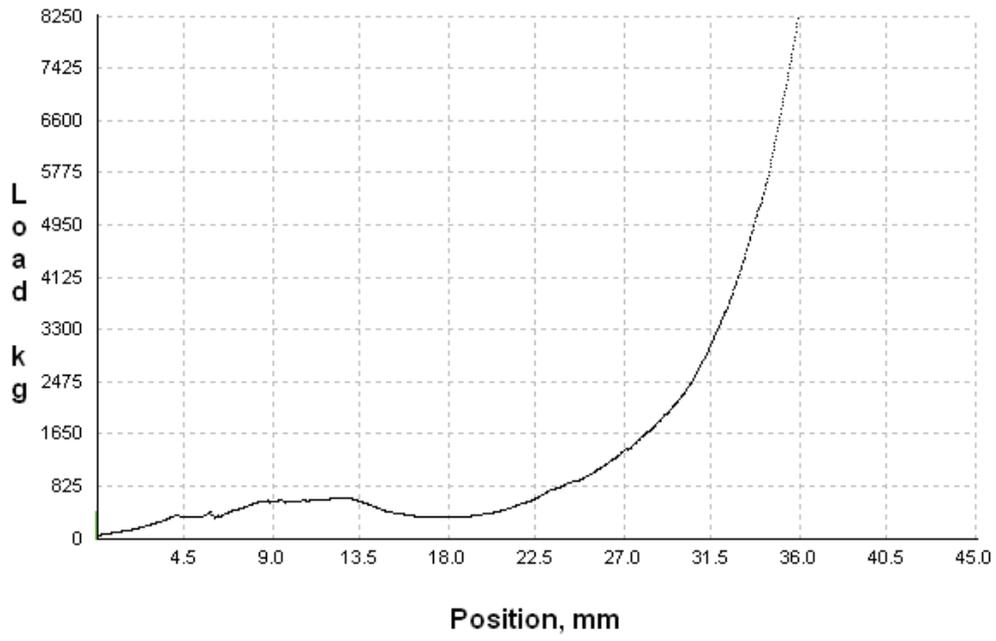


2

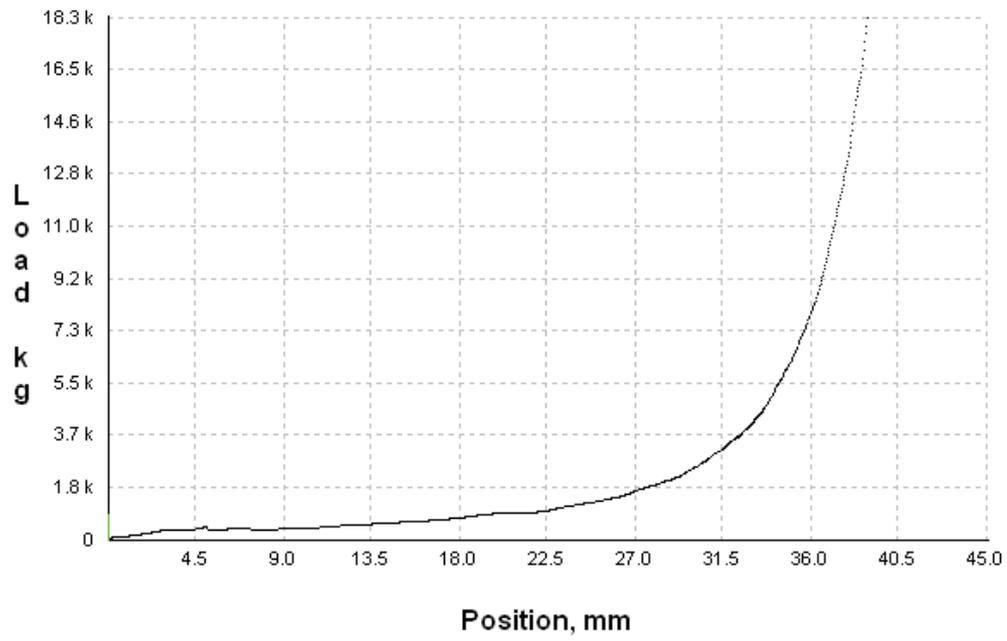


CAÑA 6

1

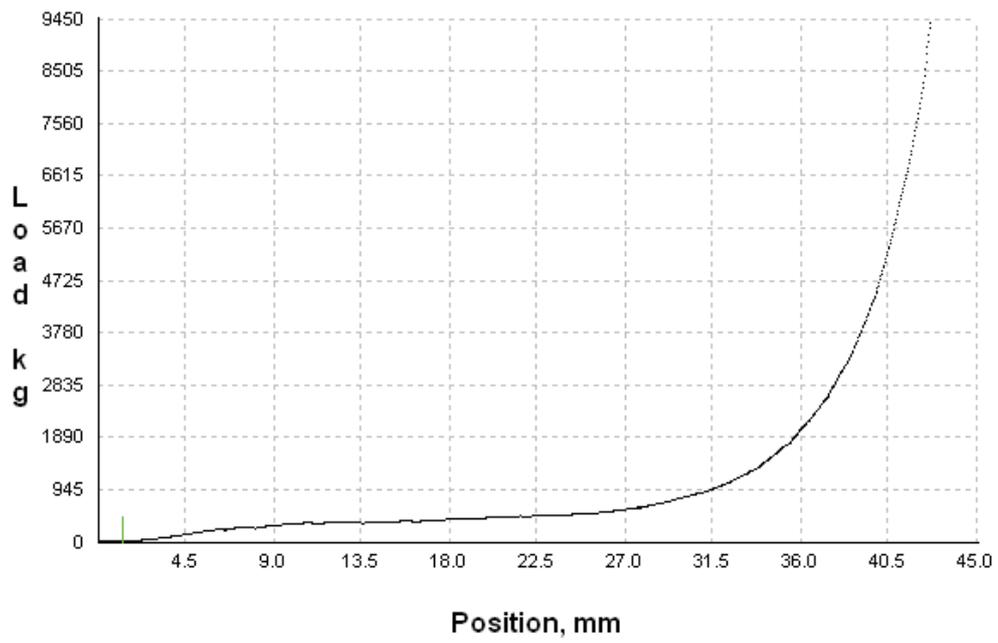


2



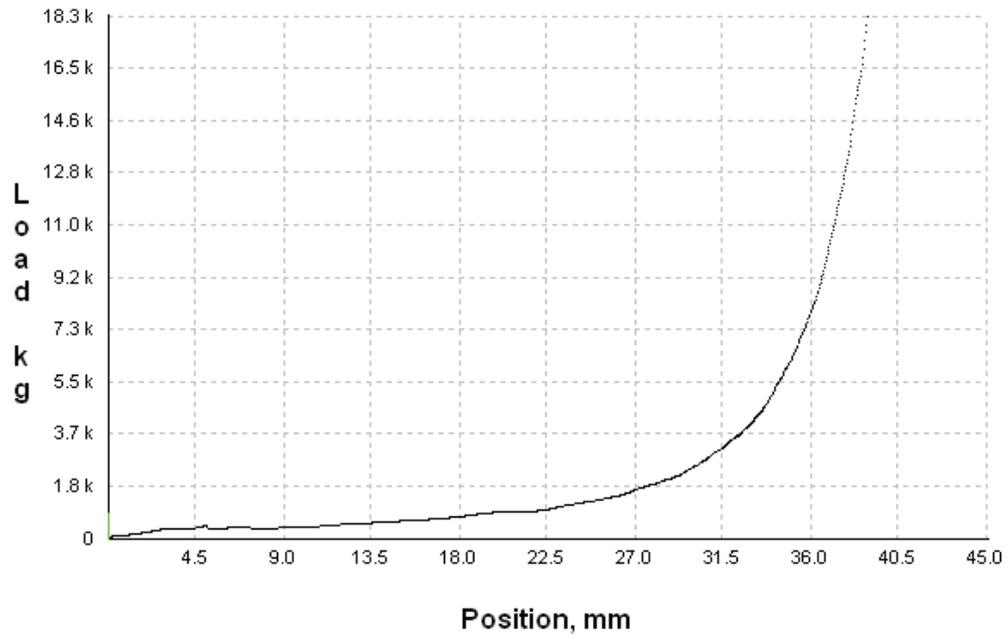
CAÑA 7

1

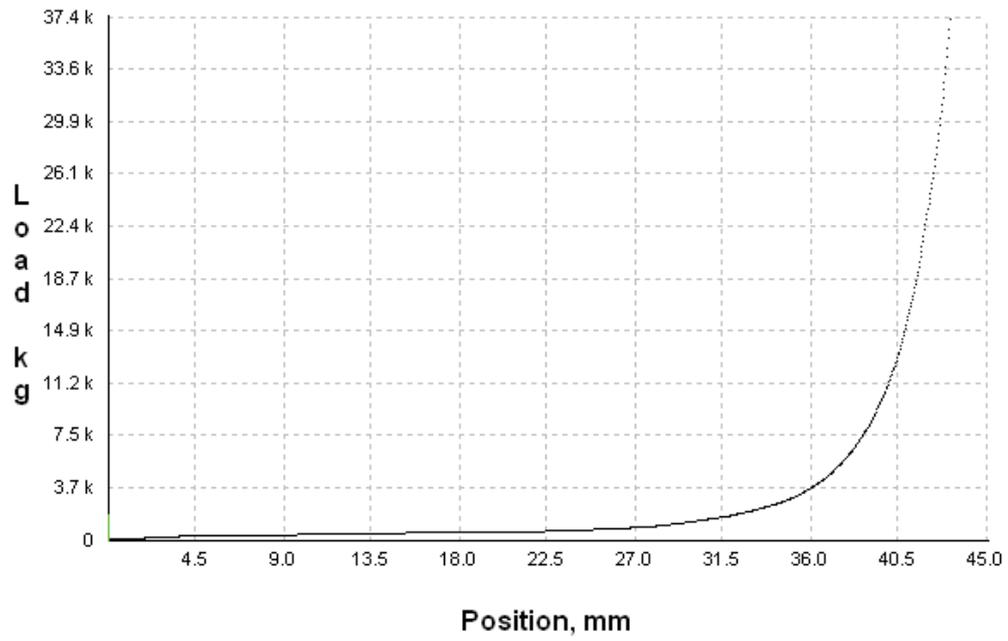


CAÑA 8

1

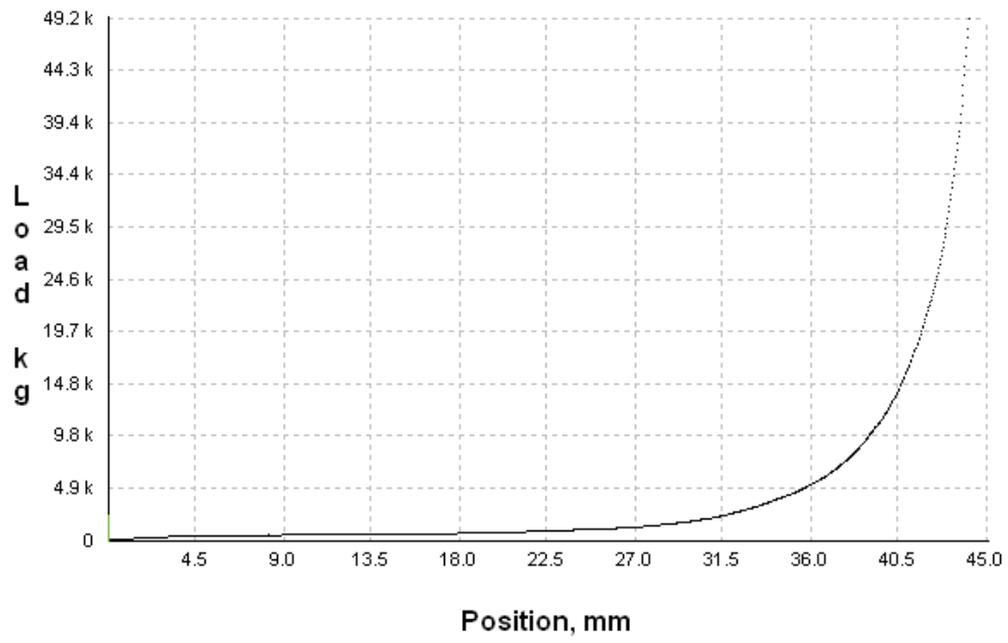


2

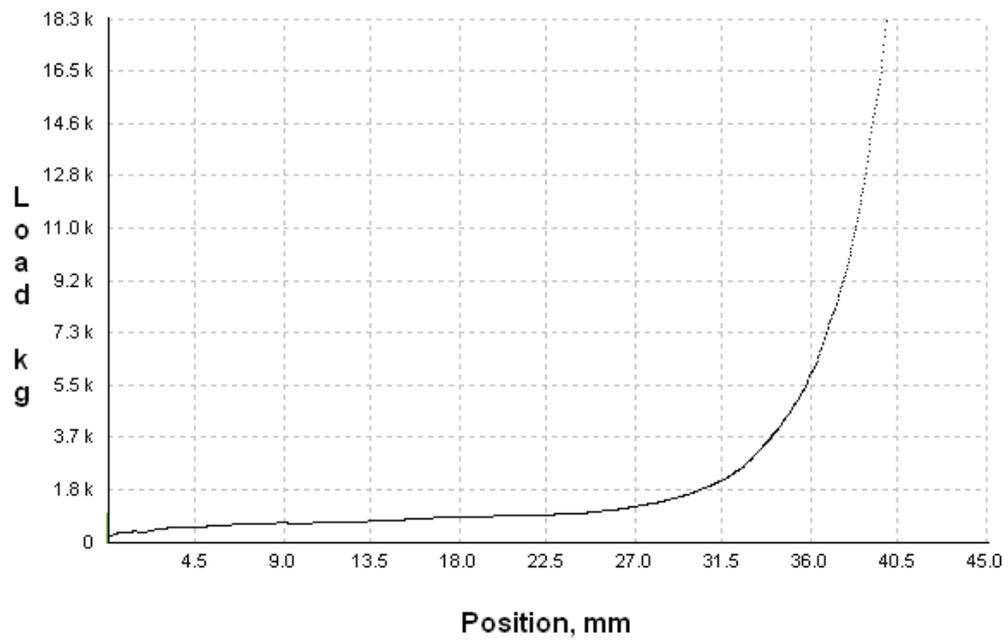


CAÑA 9

1

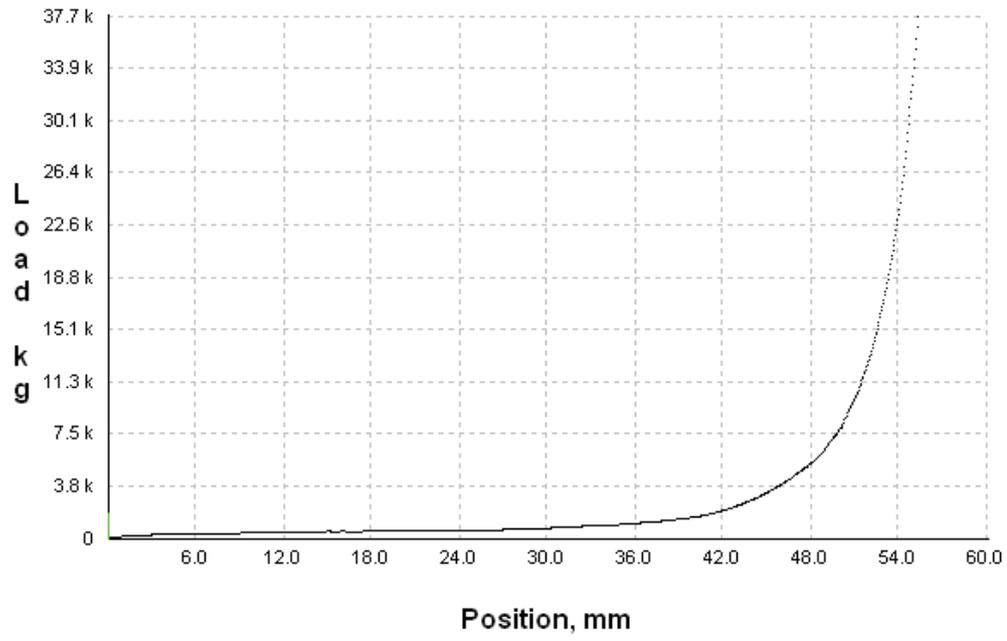


2

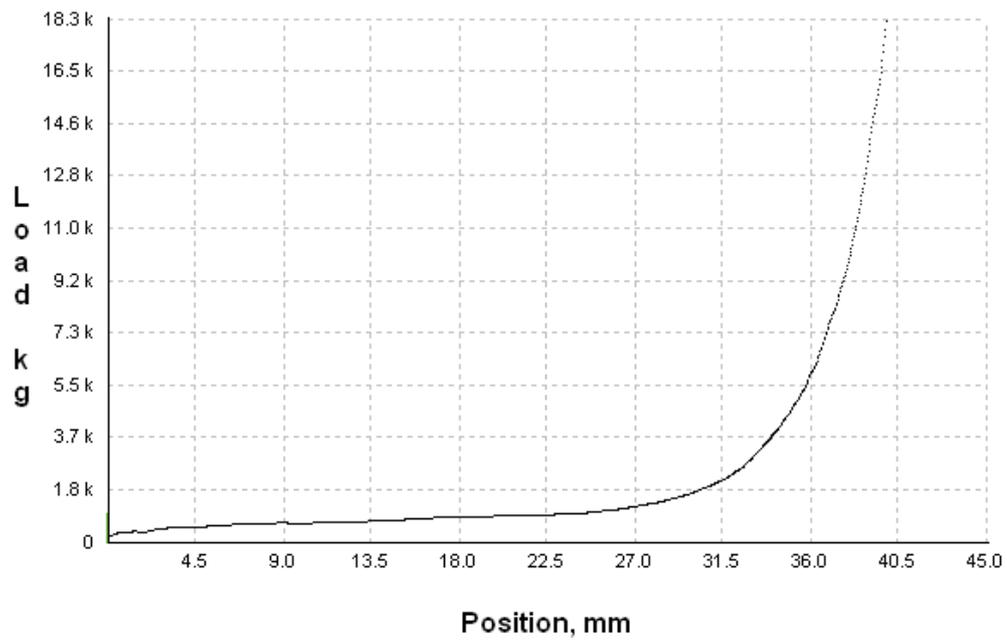


CAÑA 10

1



2



ANEXO 3

Table A-20

Deterministic ASTM Minimum Tensile and Yield Strengths for Some Hot-Rolled (HR) and Cold-Drawn (CD) Steels [The strengths listed are estimated ASTM minimum values in the size range 18 to 32 mm ($\frac{3}{4}$ to $1\frac{1}{4}$ in). These strengths are suitable for use with the design factor defined in Sec. 1–10, provided the materials conform to ASTM A6 or A568 requirements or are required in the purchase specifications. Remember that a numbering system is not a specification.] Source: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS No.	SAE and/or AISI No.	Process- ing	Tensile Strength, MPa (kpsi)	Yield Strength, MPa (kpsi)	Elongation in 2 in, %	Reduction in Area, %	Brinell Hardness
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Table A-24

Mechanical Properties of Three Non-Steel Metals

(a) Typical Properties of Gray Cast Iron

[The American Society for Testing and Materials (ASTM) numbering system for gray cast iron is such that the numbers correspond to the minimum tensile strength in kpsi. Thus an ASTM No. 20 cast iron has a minimum tensile strength of 20 kpsi. Note particularly that the tabulations are typical of several heats.]

ASTM Number	Tensile Strength S_{UT} , kpsi	Compressive Strength S_{UC} , kpsi	Shear Modulus of Rupture S_{SR} , kpsi	Modulus of Elasticity, Mpsi		Endurance Limit* S_{er} , kpsi	Brinell Hardness H_B	Fatigue Stress-Concentration Factor K_f
				Tension [†]	Torsion			
20	22	83	26	9.6–14	3.9–5.6	10	156	1.00
25	26	97	32	11.5–14.8	4.6–6.0	11.5	174	1.05
30	31	109	40	13–16.4	5.2–6.6	14	201	1.10
35	36.5	124	48.5	14.5–17.2	5.8–6.9	16	212	1.15
40	42.5	140	57	16–20	6.4–7.8	18.5	235	1.25
50	52.5	164	73	18.8–22.8	7.2–8.0	21.5	262	1.35
60	62.5	187.5	88.5	20.4–23.5	7.8–8.5	24.5	302	1.50

*Polished or machined specimens.

[†]The modulus of elasticity of cast iron in compression corresponds closely to the upper value in the range given for tension and is a more constant value than that for tension.

ANEXO 4

ANEXO 5

Pasadores cónicos													DIN 1 (Mar. 61)		
		Material: St 50 K o bien 9 S 20 K La medida nominal d se refiere al extremo delgado del pasador Designación: p. ej. Pas. cónico 4 x 40 DIN 1													
ϕd	0,6	0,8	1	1,5	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	20
l	4... 10	5... 14	8... 18	10... 26	12... 36	14... 50	16... 60	20... 70	24... 100	28... 120	32... 140	36... 165	36... 165	40... 230	50... 230
Longs. normalizadas: 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 30, 32, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 165, 180, 200, 230, 260															
Pasadores cilíndricos													DIN 7 (Jun. 56)		
Designación de un pasador cilíndrico de 4 mm ϕ cuando:															
es un pasador de ajuste					es un pasador de unión					es un pasador de remache					
Pas. cilíndrico 4 m 6 x 20 DIN 7					4 h 8 x 20 DIN 7					4 h 11 x 20 DIN 7					
ϕd	0,8	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	16	20
l	2... 8	3... 12	3... 16	4... 20	4... 24	4... 32	5... 40	5... 50	6... 60	8... 80	10... 100	10... 120	14... 160	16... 180	20... 200
Longs. normalizadas: 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 24, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 120, 140, 160, 180, 200 (Material: St 50 K o bien 9 S 20 K)															
Chavetas y lengüetas															
Chavetas y chavetas embutidas Unión de presión por coña DIN 6886 (Dic. 57)								Chaveta de disco Unión de tirante sin apriete DIN 6888 (Ago. 55)							
Design: d , una chaveta: forma A; ancho $h = 20$ mm; altura $l_1 = 12$ mm; long. $l = 125$ mm; material St 60 Chav. A 20 x 12 x 125 DIN 6886								Designación de una lengüeta de $b = 4$, $h = 5$; Chaveta de disco 4 x 5 DIN 6888							
Para esp. de D	Chaveta anch. x alt.	Profund. del chaveteo del eje l_1	Profund. del chaveteo del cubo l_2	Para esp. de D	Lengüetas				Prof. chaveteo eje l	Profund. chaveteo cubo l_1					
ϕ	$b \times h$			ϕ	Ancho b	Altura h	Longitud l	Longitud D_2							
10...12	4 x 4	2,5 + 0,1	1,2 + 0,1	6...8	2	2,6	6,76	7	1,8	$D + 1$					
12...17	5 x 5	3 + 0,1	1,7 + 0,1			3,7	9,66	10	2,9						
17...22	6 x 6	3,5 + 0,1	2,2 + 0,1	8...10	3	5	12,65	13	2,5	$D - 1,4$					
22...30	8 x 7	4 + 0,2	2,4 + 0,2			6,5	15,72	16	5,3						
30...38	10 x 8	5 + 0,2	2,4 + 0,2	10...12	4	5	12,65	13	3,5	$D - 1,7$					
38...44	12 x 8	5 + 0,2	2,4 + 0,2			6,5	15,72	16	5,0						
44...50	14 x 9	5,5 + 0,2	2,9 + 0,2	12...17	5	7,5	18,57	19	6,0	$D - 2,2$					
50...58	16 x 10	6 + 0,2	3,4 + 0,2			7,5	18,57	19	5,5						
58...65	18 x 11	7 + 0,2	3,4 + 0,2			9	21,63	22	7,0						
65...75	20 x 12	7,5 + 0,2	3,9 + 0,2												



ANEXO 6

Motores para uso industrial severo

Datos técnicos nominales

Código	Tipo	Frame IEC	Tamaño	Potencia		F.S.	Corriente nominal [A]			Eficiencia η %	Factor de potencia $\cos \phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque arranque Tarr / Tn	Corriente de arranque Iarr / In	Peso kg
				HP	kW		220V	380V	440V							
25000012865	1LA3 090-4YA80	90L		2,0	1,5	1,15	7,0	4,05	3,5	69,1	0,81	1681	8,48	2,4	4,7	20,3
25000012866	1LA3 096-4YA80	90L		3,0	2,2	1,15	9,6	5,5	4,8	74,6	0,82	1662	12,86	2,8	4,8	22,6
25000012785	1LA3 111-4YA80	112M		4	3,0	1,15	13	7,5	6,5	74,4	0,81	1743	16,35	2,5	6,5	39,3
25000012786	1LA3 112-4YA80	112M		5,0	3,7	1,15	15,8	9,1	7,9	77,4	0,80	1739	20,48	2,3	6,5	40,5
25000012787	1LA3 113-4YA80	112M		6,6	4,9	1,05	19,6	11,3	9,8	80,4	0,82	1724	27,27	2	6	43
25000012788	1LA3 114-4YA80	112M		7,5	5,6	1,15	23,2	13,4	11,6	76,3	0,83	1714	31,17	2,2	5,6	45,0
25000012389	1LA3 131-4YA80	132 M		10	7,5	1,15	28,8	16,6	14,4	80,0	0,85	1745	40,82	2,3	6	72,1
25000012390	1LA3 134-4YA80	132 M		15,0	11,2	1,15	43,0	24,83	21,5	81,3	0,84	1745	61,24	1,8	5,0	83,5
25000012381	1LA3 164-4YA80	160 L		20	14,9	1,15	56,8	32,8	28,4	87,3	0,79	1757	81,09	1,8	6,3	120,2
25000012380	1LA3 167-4YA80	160 L		25,0	18,7	1,15	66,0	38,1	33,0	91,6	0,81	1757	101,36	1,8	5,4	128,1
25000012729	1LA6 183-4YA80	180 MIL		30	22,4	1,05	78	45	39	87,6	0,86	1749	122,19	2	4,9	173,5
25000012730	1LA6 187-4YA80	180 MIL		40,0	29,8	1,05	104,0	60,0	52,0	89,6	0,84	1746	163,20	2,0	5,6	186,7
25000012666	1LA6 207-4YA80	200 L		50	37,3	1,15	126	72,7	63	91,4	0,85	1762	202,15	2,7	6,6	252,5
25000011176	1LA6 220-4YA80	225 S/M		60,0	44,8	1,15	148,0	85,4	74,0	93,3	0,85	1765	242,17	2,7	6,6	300,0
25000011182	1LA6 224-4YC80	225 S/M		75,0	56,0	1,15	188,0	108,5	94,0	94,0	0,83	1780	300,16	2,0	5,1	325

ANEXO 7

Extracto del programa de suministro

Datos técnicos	Espesor de correa aprox. [mm]	d_{min} [mm] ¹⁾	Fuerza perif. nom. aprox. [N/mm de ancho de correa] ^a	Extensión de trab. nom. [% del largo de correa]	Máx. fuerza perif. transmisible aprox. [N/mm de ancho de correa]	Extensión de colocación [% del largo de correa]	Peso aprox. [kg/m ²]	Temperatura de servicio permanente admisible [°C]	Empalme sin fin	Largo unión en Z [mm]	Unión cuneiforme	NP de ref. Instrucción p. preparación/empalme sin fin en caliente
Gamma A												
GG 25A-20 azul	2,0	40	25	0,5	32,0	0,3 - 0,8	2,25	-20°/+70°		110		493/480
GG 25A-25 azul	2,5	60	25	0,5	32,0	0,3 - 0,8	2,7	-20°/+70°		110		493/480
GG 40A-32 azul	3,2	90	40	0,5	50,0	0,3 - 0,8	3,45	-20°/+70°		110		493/480
Gamma E												
GG 15E-18 verde ⁶⁾	1,8	25	15	2,0	15,0	1,0 - 2,0	2,0	-20°/+70°		(35) 70		493/480
GG 20E-20 verde ⁶⁾	2,0	30	20	2,0	20,0	1,0 - 2,0	2,3	-20°/+70°		(35) 70		493/480
GG 25E-25 verde ⁶⁾	2,5	60	25	2,0	25,0	1,0 - 2,5	2,65	-20°/+70°		(35) 70		493/480
GG 30E-32 verde	3,2	40	30	2,0	30,0	1,0 - 2,0	3,4	-20°/+70°		70		493/480
GG 30E-40 verde	4,0	60	30	2,0	30,0	1,0 - 2,0	4,3	-20°/+70°		70		493/480
TG 30E-30 negro/verde	3,0	60	30	2,0	30,0	1,0 - 2,0	3,2	-20°/+70°		(35) 70		493/480
Gamma P												
GG 10P verde	1,9	30	10	2,0	12,5	1,5 - 3,0	1,9	-20°/+80°			●	347/376
GG 14P verde	2,1	50	14	2,0	17,5	1,5 - 3,0	2,1	-20°/+80°			●	347/376
GG 20P verde	2,6	70	20	2,0	25,0	1,5 - 3,0	2,9	-20°/+80°			●	347/376
GG 20P-TEX verde	2,9	70	20	2,0	25,0	1,5 - 3,0	3,2	-20°/+80°			●	347/376
GG 28P verde	3,2	120	28	2,0	35,0	1,5 - 3,0	3,6	-20°/+80°			●	347/376
GG 34P verde	3,4	140	34	2,0	42,5	1,5 - 3,0	3,9	-20°/+80°			●	347/376
GG 34P-TEX verde	4,0	140	34	2,0	42,5	1,5 - 3,0	4,5	-20°/+80°			●	347/376
GT 6P verde/negro	1,3	25	6	2,0	9,0	1,5 - 3,0	1,3	-20°/+80°			●	347/376
GT 10P verde/negro	1,6	30	10	2,0	12,5	1,5 - 3,0	1,6	-20°/+80°			●	347/376
GT 14P verde/negro	1,8	50	14	2,0	17,5	1,5 - 3,0	1,8	-20°/+80°			●	347/376
GT 20P verde/negro	2,5	70	20	2,0	25,0	1,5 - 3,0	2,65	-20°/+80°			●	347/376
GT 28P verde/negro	3,0	120	28	2,0	35,0	1,5 - 3,0	3,3	-20°/+80°			●	347/376
GT 40P verde/negro	3,65	280	40	2,0	48,0	1,5 - 3,0	4,0	-20°/+80°			●	347/376
GT 54P verde/negro	4,4	380	54	2,0	67,5	1,5 - 3,0	4,9	-20°/+80°			●	347/376
GT 80P verde/negro	6,0	560	80	2,0	110,0	1,5 - 3,0	6,4	-20°/+80°			●	347/376
LL 6P	3,0	35	6	2,0	7,5	1,5 - 3,0	2,95	-20°/+80°			●	347/375
LL 10P	3,1	40	10	2,0	12,5	1,5 - 3,0	3,1	-20°/+80°			●	347/375
LL 14P	3,5	60	14	2,0	17,5	1,5 - 3,0	3,6	-20°/+80°			●	347/375
LL 20P	4,4	90	20	2,0	25,0	1,5 - 3,0	4,2	-20°/+80°			●	347/375
LL 28P	4,9	200	28	2,0	35,0	1,5 - 3,0	5,0	-20°/+80°			●	347/375
LL 40P	5,9	280	40	2,0	48,0	1,5 - 3,0	5,6	-20°/+80°			●	347/375
LT 6P	2,0	35	6	2,0	7,5	1,5 - 3,0	1,9	-20°/+80°			●	347/375
LT 10P	2,2	40	10	2,0	12,5	1,5 - 3,0	2,5	-20°/+80°			●	347/375
LT 14P	2,4	60	14	2,0	17,5	1,5 - 3,0	2,6	-20°/+80°			●	347/375
LT 20P	2,8	90	20	2,0	25,0	1,5 - 3,0	2,9	-20°/+80°			●	347/375
LT 28P	3,7	200	28	2,0	35,0	1,5 - 3,0	3,7	-20°/+80°			●	347/375
LT 40P	4,4	280	40	2,0	48,0	1,5 - 3,0	4,3	-20°/+80°			●	347/375
LT 54P	5,5	380	54	2,0	67,5	1,5 - 3,0	5,5	-20°/+80°			●	347/375
LT 65P	5,8	460	65	2,0	84,5	1,5 - 3,0	5,7	-20°/+80°			●	347/375
LT 80P	7,2	560	80	2,0	110,0	1,5 - 3,0	7,1	-20°/+80°			●	347/375

ANEXO 8

OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

ADVERTENCIA

La operación, lubricación, el mantenimiento y la reparación incorrectos de los elementos que conforman la máquina pueden ser peligrosos y pueden resultar accidentes graves y mortales.

No opere esta máquina ni realice ningún trabajo hasta que haya leído y entendido la información de operación, lubricación, mantenimiento y reparación.

OPERACIÓN

- Hacer una inspección visual, asegurando el correcto ensamble de las piezas así como el correcto ajuste de los elementos de sujeción.
- Asegurarse de que ningún objeto obstruya el movimiento de piñones y ejes.
- Inspeccionar que se cuente con una conexión de corriente eléctrica de 220 V.
- No se debe apagar la máquina a la mitad del proceso, siempre se debe apagar cuando el proceso haya terminado.
- Una vez terminado el ciclo de trabajo de un día, se debe apagar la máquina y asegurarse de dejarla completamente limpia.
- Evitar dejar residuos de jugo ya que este se puede fermentar y contaminar el jugo de la siguiente molienda.

SEGURIDAD

La persona que operara la máquina en especial la que carga la caña debe tener **ATENCIÓN EXTREMA** y conocer los riesgos de amputaciones si no pone atención a las siguientes advertencias.

Se debe tener **ACCESO RESTRINGIDO** a las zonas circundantes del molino cuando se encuentran en movimiento sus partes.

Manténgase alejado de todas las piezas giratorias y de todas las piezas en movimiento.



No lleve ropa o artículos holgados que puedan engancharse en las mazas en movimiento.

No permita que personas no autorizadas permanezcan cerca de la máquina.

MANTENIMIENTO

Se debe realizar los siguientes controles:

Limpieza: Se tienen que mantener todos los componentes de los sistemas completamente limpios y libres de polvo. Es importante hacer una limpieza de la bandeja recolectora de jugo.

Ajustes: Es indispensable analizar todas las tuercas y tornillos de la máquina que pudieran llegar a aflojarse debido a vibraciones, realizar un total apriete de ser necesario.

Lubricación: Una de las partes más importantes del mantenimiento es la lubricación. Se debe mantener un chequeo periódico de la lubricación en todos los elementos que se encuentren en constante fricción, dentro de los mismos están: piñones, ejes, rodamientos y bocines.

Lubricar permanentemente cada uno de los cojinetes y piñones según el tipo de lubricante. Ver tabla 1.

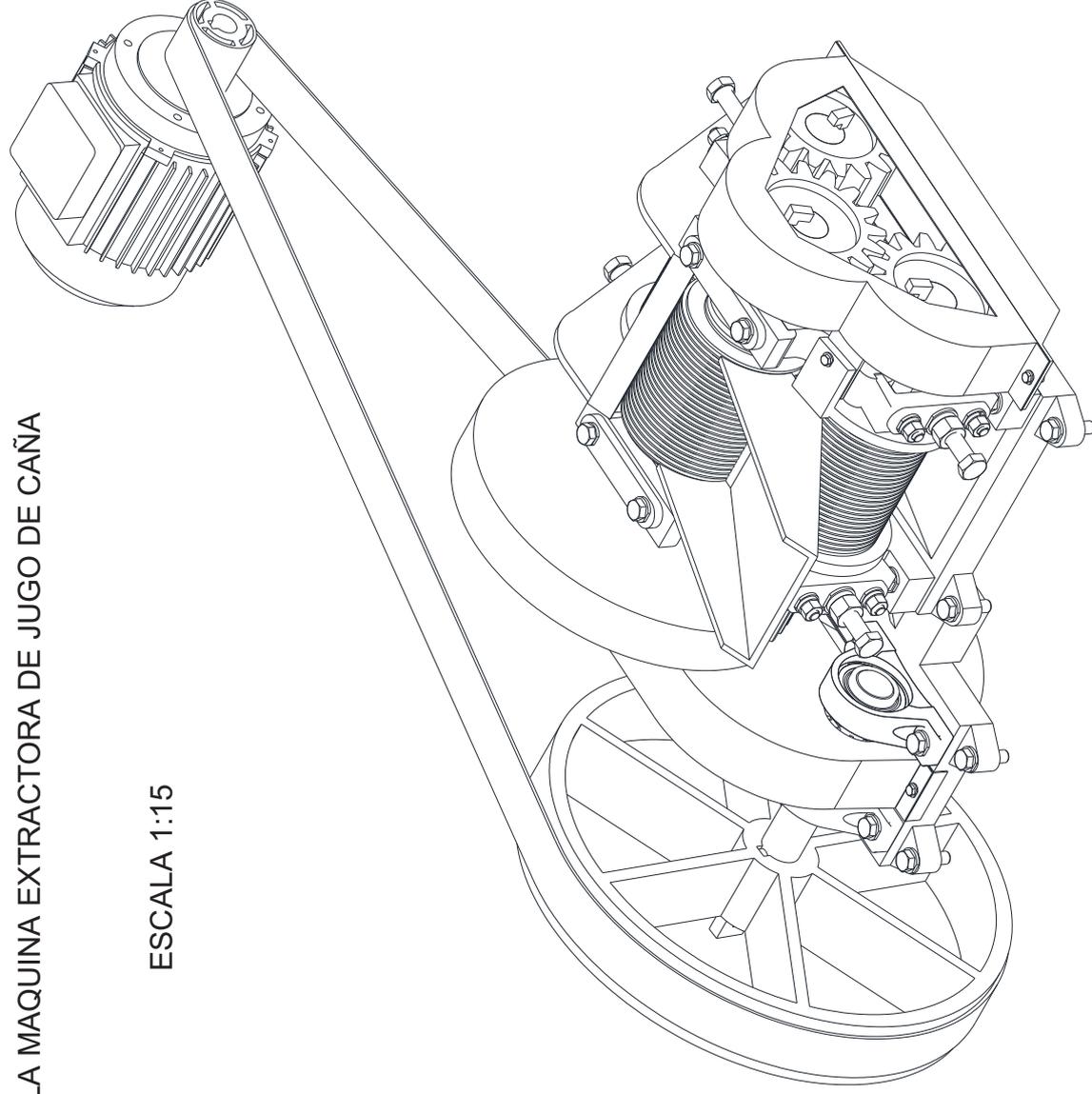
Tabla 1. Tipo de lubricante utilizado en la máquina

ELEMENTO	LUBRICANTE	FRECUENCIA
Cojinetes	Aceite SAE 140	Trimestral
Chumaceras	Grasa de alta densidad	Mensual
Engranajes	Grasa de alta densidad	Bimestral
Mazas	Grasa de alimentos	Mensual

ANEXO 9

ISOMETRÍA DE LA MAQUINA EXTRACTORA DE JUGO DE CAÑA

ESCALA 1:15



ANEXO 10

ANEXO 11