UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

TEMA:

"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE CLASIFICACIÓN DE GRANULADO DE PANELA MEDIANTE UN MODELO TIPO ZARANDA"

Tesis previa a la obtención del Título de Ingeniero Electromecánico.

AUTOR:

Jhon Ernesto Arias Cordero

DIRECTOR:

Ing. José Miguel Eras Gallegos

LOJA – ECUADOR

2012

CERTIFICACIÓN

Ing. JOSÉ MIGUEL ERAS GALLEGOS, Director de la Tesis, cuyo tema versa en **"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE CLASIFICACIÓN DE GRANULADO DE PANELA MEDIANTE UN MODELO TIPO ZARANDA"** de la carrera de **Ingeniería Electromecánica** de la **Universidad Nacional de Loja**, a petición de la parte interesada;

CERTIFICA:

Que el presente **Proyecto de Investigación** fue elaborado bajo mi dirección, y una vez que ha sido culminado, autorizó la presentación del mismo para los fines legales pertinentes.

Loja, 10 de Octubre del 2012

……

Ing. José Miguel Eras Gallegos

DIRECTOR DE TESIS.

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Las ideas, hechos, principios, conceptos y resultados vertidos en el presente proyecto de tesis, son de exclusivo responsabilidad del autor que firma a continuación, quien a su vez, autoriza al Área de la Energía, las Industrias y Recursos Naturales no Renovables; hacer uso del presente documento en lo conveniente.

……

Jhon Ernesto Arias Cordero

Egdo. Ingeniería Electromecánica

AGRADECIMIENTOS

Dando las gracias a la ***Universidad Nacional de Loja***, al ***Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables***, representada en cada uno de los docentes que en su momento me brindaron sus conocimientos y apoyo para la formación como futuro profesional. De manera especial:

- Al ***Ing. José Miguel Eras Gallegos,*** Director de Tesis, por el interés y colaboración en la realización del presente proyecto.

- A mis familiares, compañeros, amigos quienes con su apoyo y ánimo me impulsaron a la culminación del presente Proyecto de Tesis.

DEDICATORIA

- A DIOS sobre todas las cosas.

- De forma especial a mis Padres: ***Jorge Ernesto Arias Villa*** y ***Clara Mélida Cordero Cumbicos***, quienes con su esfuerzo, y apoyo incondicional me supieron brindar sus conocimientos para poder desenvolverme tanto en la vida cotidiana como en la profesional.

- A ***Ximena Paulina Macas Tuza***, por ser una persona muy especial en mi vida, quien con su carisma y voz de aliento me impulsó a seguir adelante.

EL AUTOR

ÍNDICE GENERAL

CERTIFICACIÓN ..... *II*

DECLARACIÓN DE AUTORÍA ..... *III*

AGRADECIMIENTOS ..... *IV*

DEDICATORIA ..... *V*

ÍNDICE GENERAL ..... *VI*

1. TITULO ..... *XXI*

2. RESUMEN ..... *XXII*

2.1. SUMMARY ..... **XXIV**

3. INTRODUCCIÓN *26*

4. FUNDAMENTOS TEÓRICOS *28*

4.1. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA PANELA GRANULADA **28**

4.2. PROCESO DE ELABORACIÓN DE LA PANELA GRANULADA **28**

4.2.1. Concentración 29

4.2.2. Batido y granulado 29

4.2.3. Tamizado 29

4.2.4. Secado y enfriado 30

4.2.5. Empaque 30

4.2.6. Requisitos para la comercialización de panela granulada 30

4.2.6.1. Requisitos en el mercado local 30

- Norma Técnica Ecuatoriana Obligatoria – NTE INEN 2 332:l2002. 30

4.3. CONCEPTOS FUNDAMENTALES Y FINALIDAD DEL CRIBADO **31**

4.3.1. Definición de cribado 31

4.3.2. Clases de cribado 32

4.3.2.1. Cribado individual 32

4.3.2.2. Cribado preparatorio 32

4.3.2.3. Cribado auxiliar 32

4.3.3. Superficie del cribado 32

4.3.3.1. Rejillas o malla de alambre en acero inoxidable 32

4.3.3.2. Rejillas tejidas 33

4.3.3.3. Laminas perforadas de acero 34
4.3.4. Elección y fijación de los tamices 34
4.3.5. Determinación de las superficies cribantes 35
4.3.5.1. Formas de los agujeros para superficies cribantes 35
4.3.5.2. Inclinación de las superficies cribantes 35
4.3.5.3. Velocidad del movimiento de los granos por las superficies cribantes 35
4.3.6. Clasificación de las máquinas de cribado 36
4.3.7. Instalación de las cribas vibratorias 36

4.4. RESISTENCIA DE MATERIALES 37
4.4.1. Tensiones y deformaciones 37
4.4.2. Tensiones Simples 38
4.4.3. Tensiones compuestas o esfuerzos combinados 39
4.4.4. Coeficiente de seguridad y tensión admisible 41

4.5. SISTEMAS DE TRANSMISIÓN 42
4.5.1. Transmisión mediante poleas y correa 42
4.5.1.1. Poleas 42
4.5.1.2. Correas o bandas trapezoidales 43
4.5.2. Ejes 43
4.5.2.1. Diámetro de los ejes 43
4.5.2.2. Deformación 44

4.6. DETERMINACIÓN DE RODAMIENTOS Y COJINETES 44
4.6.1. Tipos de rodamientos 45
4.6.1.1. Rodamientos rígidos de bolas 46
4.6.1.2. Rodamientos de agujas 46
4.6.1.3. Rodamientos axiales de rodillos a rótula 46
4.6.1.4. Rodamientos de bolas a rótula 47

4.7. CHUMACERAS 47

4.8. CHAVETAS O CUÑAS 48

4.9. MUELLES O RESORTES 48
4.9.1. Tipos de Resortes 49
4.9.2. Materiales para los resortes 50
4.9.3. Tipos de carga y esfuerzos admisibles 50

4.10. SISTEMAS DE VIBRACIÓN 50
4.10.1. Vibración debida a una masa Desbalanceada 50

4.11. MOTORES.....51
4.11.1. Factores de selección de motores.....51
4.11.2. Tamaño del motor.....52
4.11.3. Momento torsor.....52
4.11.4. Potencia.....52
4.11.5. Velocidades de los motores de CA.....52
4.12. ESTRUCTURAS.....53
4.12.1. El acero.....53
4.13. SOLDADURAS.....54
4.13.1. Uniones soldadas.....54
4.13.2. Tipos de soldaduras.....54
4.13.3. Métodos para considerar la soldadura como una línea.....55
5. MATERIALES Y MÉTODOS.....56
5.1. MÉTODOS.....56
5.2. TÉCNICAS.....56
5.3. CUADRO DE ECUACIONES APLICADAS PARA EL DISEÑO.....56
6. RESULTADOS.....61
6.1. OBTENCIÓN DE LA PANELA GRANULADA.....61
6.2. CLASIFICACIÓN DE LA PANELA GRANULADA.....61
6.3. CONDICIONES DE DISEÑO.....61
6.4. METODOLOGÍA Y CÁLCULOS.....62
6.4.1. Cálculos para determinar el área de trabajo del tamiz.....62
6.4.2. La clasificación de calidad y competitividad a obtener:.....62
6.4.2.1. Área del tamiz.....62
6.4.3. Composición Granulométrica.....63
6.4.4. Rendimiento de la Criba.....64
6.4.5. Dimensión de los agujeros de los tamices.....65
6.4.6. Verificación del área de cribado.....66
6.4.7. Elección de los tamices para el cribado.....67
6.4.7.1. Peso de los tamices.....68
6.4.8. Cálculo de peso aportado por el material.....70
6.4.9. Peso del material sobre el tamiz.....71

6.4.9.1. Volumen de copa 71
6.4.9.2. Peso del material sobre la caja 72
6.4.9.3. Peso del material sobre el tamiz 1 72
6.4.10. Cálculo de los soportes de sujeción de los tamices. 73
6.4.10.1. Cálculo del área transversal de los angulares de soporte 73
6.4.10.2. Determinación de las reacciones $\boldsymbol{R1\ y\ R2}$ 74
6.4.11. Sujeción del soporte del tamiz a la caja de la criba. 75
6.4.11.1. Cálculo de los pernos de sujeción del soporte 76
6.4.11.2. Análisis de las fuerzas transversales 76
6.4.11.3. Calculo de la fuerza normal necesaria entre los elementos a unir. 76
6.4.11.4. Determinación del diámetro raíz de los pernos. 77
6.4.11.5. Determinación del esfuerzo a la tracción admisible. 78
6.4.12. Cálculo del peso de la construcción de la caja. 78
6.4.12.1. Peso de las Planchas 79
6.4.12.2. Peso total de la caja 80
6.4.13. Ensamblaje de la caja 80
6.4.14. Determinación de las oscilaciones de la caja. 80
6.4.15. Determinación de la velocidad de los granos sobre el tamiz. 81
6.4.16. Cálculo del sistema de vibración 82
6.4.16.1. Cálculo de la masa desbalanceadora 83
6.4.16.2. Cálculo del área de la pieza desbalanceadora 83
6.4.16.3. Cálculo del Volumen de la masa desbalanceadora 83
6.4.16.4. Cálculo del peso de la masa desbalanceadora 84
6.4.17. Cálculo del centro de gravedad de la masa desbalanceadora. 84
6.4.18. Cálculo del momento de inercia. 87
6.4.19. Cálculo de la velocidad angular en el sistema. 87
6.4.19.1. Cálculo de la fuerza centrífuga debida a una masa que gira con respecto a un centro. 87
6.4.20. Cálculo de la potencia del motor 88
6.4.21. Cálculos de la transmisión de Accionamiento. 89
6.4.21.1. Cálculo del sistema de transmisión 90
6.4.21.2. Cálculos de la relación de transmisión. 90
6.4.21.3. Análisis cinemático 90
6.4.21.4. Velocidad angular de la polea conductora 90
6.4.21.5. Velocidad angular de la polea conducida. 91
6.4.22. Selección de la Banda 91
6.4.22.1. Cálculo de la distancia entre centros. 91

6.4.22.2. Longitud primitiva de la banda 92
6.4.22.3. Cálculo de la distancia corregida entre ejes. 92
6.4.22.4. Cálculo del Arco de contacto (ángulo de abrazamiento) 92
6.4.22.5. Potencia transmisible por la banda 93
6.4.22.6. Potencia transmisible por la Banda 93
6.4.23. Potencia Corregida del motor 93
6.4.24. Cálculo del número de bandas 94
6.4.24.1. Cálculo de la Velocidad de la Banda 94
6.4.25. Determinación de los valores de tensiones en los ramales de la banda ($T1 y T2$). 95
6.4.25.1. Determinación de las fuerzas que actúan sobre los ejes 96
6.4.25.2. Cálculo del ángulo que forman las poleas 96
6.4.26. Análisis de las fuerzas que actúan en los ejes. 97
6.4.26.1. Momento Torsor Polea conducida (eje) 97
6.4.26.2. Momento Torsor Polea Conductora (motor) 97
6.4.26.3. Fuerza tangencial 98
6.4.26.4. Fuerza radial 98
6.4.27. Determinación del eje de la masa excéntrica 98
6.4.27.1. Análisis de las fuerzas que interviene en el eje 99
6.4.27.2. Momento torsor producidos. 100
6.4.27.3. Determinación del momento flector 100
6.4.28. Cálculo del diámetro del eje 103
6.4.29. Cálculos para la elección del cojinete 103
6.4.29.1. Cálculo de la vida nominal del rodamiento 104
6.4.30. Selección de la chumacera 105
6.4.31. Cálculo de las chavetas 105
6.4.31.1. Determinación de las dimensiones de la sección transversal de la chaveta. 105
6.4.32. Chaveta Polea conductora 105
6.4.32.1. Determinación de la longitud de la chaveta según el criterio de la resistencia al aplastamiento. 106
6.4.32.2. Determinación de la longitud de la chaveta, según el criterio de la resistencia al cizallamiento. 107
6.4.33. Chaveta Polea Conducida 107
6.4.33.1. Longitud de la chaveta según el criterio de la resistencia al aplastamiento. 108
6.4.33.2. Longitud de la chaveta, según el criterio de la resistencia al cizallamiento. 108
6.4.34. Chaveta de la Excéntrica 108
6.4.34.1. Longitud de la chaveta según el criterio de la resistencia al aplastamiento. 109
6.4.34.2. Longitud de la chaveta, según el criterio de la resistencia al cizallamiento. 109

6.4.35. Cálculos de los muelles o cauchos base de soporte 109
6.4.35.1. Cálculo de la Resistencia. 110
6.4.35.2. Determinación del índice del muelle 110
6.4.35.3. Determinación del esfuerzo de torsión admisible. 110
6.4.35.4. Cálculo del diámetro medio de las espiras. 111
6.4.35.5. Cálculo del número de espiras 111
6.4.35.6. Cálculo del número total de espira. 111
6.4.35.7. Determinación del paso entre las espiras del muelle. 112
6.4.35.8. Cálculo de la longitud del muelle totalmente comprimido. 112
6.4.35.9. Cálculo de la longitud del muelle totalmente extendido. 112
6.4.36. Cálculo de los soportes de los muelles. 113
6.4.36.1. Cálculo del primer cateto de soladura. 113
6.4.36.2. Determinación del esfuerzo tangencial admisible a la fatiga. 114
6.4.36.3. Cálculo del esfuerzo tangencial admisible original por la fuerza $\boldsymbol{P}$. 114
6.4.36.4. Cálculo del segundo cateto de soldadura. 115
6.4.36.5. Esfuerzo tangencial originado por el momento de la fuerza $\boldsymbol{PF}$. 116
6.4.37. Cálculo de la estructura de soporte. 117
6.4.37.1. Cálculo de la tensión de trabajo. 117
6.4.37.2. Determinación de la fuerza máxima. 117
6.4.37.3. Cálculo de las reacciones. 118
6.4.37.4. Cálculo del momento flector máximo. 118
6.4.37.5. Cálculo del momento resistente (R). 118
6.4.37.6. Determinación de momento polar de inercia. 119
6.4.38. Selección del tubo para la estructura. 120
6.4.39. Cálculo para el Diseño eléctrico 120
6.4.39.1. Tipo de Arranque. 120
6.4.40. Protecciones eléctricas. 120
6.4.40.1. Protección contra cortocircuito en las líneas 120
6.4.40.2. Corriente nominal por el conductor. 121
6.4.40.3. Corriente nominal por el brake 122

7. FICHAS TÉCNICAS 123

- Distrubución del proceso de obtencion de panela granulada. 125

7.1. RESULTADOS DE LAS PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO 127

7.2. Resultados de la clasificación 130

8. VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL 132

8.1. VALORACIÓN ECONÓMICA 132

8.2. MATERIALES EMPLEADOS 132

8.2.1. Material metálico 132

8.2.2. Material Eléctrico 133

8.2.3. Obra Civil 133

8.2.4. Mano de Obra 134

8.2.5. Costo de la máquina 134

8.3. IMPACTO AMBIENTAL 134

8.3.1. Emanación de polvo y olor 134

8.3.2. Ruido 135

9. DISCUSIÓN 136

10. CONCLUSIONES 138

11. RECOMENDACIONES 139

12. BIBLIOGRAFÍA 140

13. ANEXOS 142

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. *Requisitos físico - químicos de la panela granulada según la norma NTE INEN 2332* **31**

Tabla 2. *Velocidad de motores de CA para corrientes de 60 Hz.* **53**

Tabla 3. *Características generales para los aceros estructurales.* **54**

Tabla 4. *Cuadro de ecuaciones aplicadas para el diseño.* **56**

Tabla 5. *Clasificación de panela granulada por solidos sedimentables y granulometría.* **61**

Tabla 6. *Clasificación de panela granulada por los sólidos sediméntales y granulometría.* **63**

Tabla 7. *Distribución granulométrica, representada en forma tabulada.* **63**

Tabla 8. *Medidas de los tamices de clasificación.* **65**

Tabla 9. *Características del motor.* **89**

Tabla 10. *Gráfico de selección del perfil de correas* **91**

Tabla 11. *Dimensiones determinadas de poleas y correas.* **95**

Tabla 12. *Dimensiones complementarias de las poleas y correas.* **95**

Tabla 13. *Propiedades de los conductores AWG.* **122**

Tabla 14. *Características técnicas de la maquina construida* **123**

Tabla 15. *Características motor monofásico (VOGES).* **124**

Tabla 16. *Funcionamiento de la máquina en vació.* **127**

Tabla 17. *Segunda prueba de la zaranda clasificadora.* **128**

Tabla 18. *Tercera prueba de funcionamiento.* **128**

Tabla 19. *Cuarta prueba de funcionamiento.* **129**

Tabla 20. *Quinta prueba de funcionamiento.* **129**

Tabla 21. *Sexta prueba de funcionamiento.* **130**

Tabla 22. *Tabla de costos de materiales empleados* **132**

Tabla 23. *Tabla de costos del material eléctrico empleado.* **133**

Tabla 24. *Costo total de la máquina.* **134**

Tabla 25. *Tabla de conversión de unidades inglesas a unidades SI* **142**

Tabla 26. *Especificaciones ASTM E – 11 – 87 (Tamices Standard U.S.A)* **143**

Tabla 27. *Valores determinados de q* **144**

Tabla 28. *Valores determinados de K, l, m, n, o, p* **145**

Tabla 29. *Propiedades mecánicas específicas para aceros inoxidables usuales según EN 10088-2*..... ..... **146**

Tabla 30. *Especificaciones de los ángulos* **147**

Tabla 31. *Características de los electrodos AWS E308-L16 para soldar aceros inoxidables en maquinarias aptas para el consumo humano.* **148**

Tabla 32. *Características, para la selección de la numeración de la banda.* **149**

Tabla 33. *Factor de corrección C∞* **150**

Tabla 34. *Factor de corrección CL* **150**

Tabla 35. *Valores de Cc de corrección de potencia, según las condiciones de trabajo y naturaleza de la carga.* **150**

Tabla 36. *Relación de m=T1/T2 (razón de tensiones) en función del ángulo de contacto*..... ..... **151**

Tabla 37. *Tabla para la selección de rodamientos SKF.* **152**

Tabla 38. *Selección de chumaceras, según SKF* **153**

Tabla 39. *Tabla de selección de chavetas.* **154**

Tabla 40. *Principales características de los electrodos AWS E60 – 11* **155**

Tabla 41. *Características principales de perfiles y vigas. (Medidas de tubos cuadrados)*..... **156**

Tabla 42. *Tabla adicional para cada código de los tubos.* **156**

Tabla 43. *Tabla para selección del conductor.* **157**

Tabla 44. *Valores de los coeficientes parciales empleados en la evaluación de [n].* **158**

Tabla 45. *Características del acero AISI 4140* **159**

Tabla 46. *Resistencia y fluencia de los aceros SAE O AISI* **160**

Tabla 47. *Información técnica de la máquina clasificadora.* **182**

Tabla 48. *Manual de manejo y cuidado de la máquina clasificadora.* **183**

Tabla 49. *MANTENIMIENTO GENERAL DE LA MÁQUINA* **187**

ÍNDICE DE FIGURAS

figura 1. *Esquema Grafico del Proceso Tecnológico para la obtención de la panela granulada....* **28**

figura 2. *Malla transmisible.* **33**

figura 3. *Rejilla tejida.* **33**

figura 4. *Lamina perforada para cribas.* **34**

figura 5. *Forma de inclinación de una criba.* **35**

figura 6. *Representación del desplazamiento de los granos en una superficie.....* **36**

figura 7. *Instalación de las cribas vibratorias.* **37**

figura 8. *Fuerzas internas que actúan en un plano.* **37**

figura 9. *Torsión.* **38**

figura 10. *Flexión.* **38**

figura 11. *Tracción y flexión.* **39**

figura 12. *Compresión y flexión.* **40**

figura 13. *Tracción en cortadura.* **40**

figura 14. *Fuerzas ejercidas para torsión.* **41**

figura 15. *Características de las poleas de transmisión.* **42**

figura 16. *Cojinetes.* **45**

figura 17. *Rodamiento rígido de bolas.* **46**

figura 18. *Rodamiento axial de rodillos.* **46**

figura 19. *Rodamiento de bolas a rotura.* **47**

figura 20. *Características de una chumacera.* **47**

figura 21. *Tipos comunes de cuñas.* **48**

figura 22. *Características de los resortes.* **49**

figura 23. *Diseños típicos de resortes.* **49**

figura 24. *Sistema de vibraciones por medio de una masa desbalanceada.* **51**

figura 25. *Tipos de soldadura con preparación de orillas.* **55**

figura 26. *Dimensiones del Tamiz*..... **68**

figura 27. *Determinación del peso del material sobre el tamiz*..... **70**

figura 28. *Área transversal del volumen de copa.*..... **71**

figura 29. *Sujeción del tamiz*..... **73**

figura 30. *Esquema de fuerzas.* **73**

figura 31. *Sujeción del soporte del tamiz en la pared de la caja de la criba.* **75**

figura 32. *Dimensiones de la caja de cribado.* **79**

figura 33. *Masa desbalanceadora.*..... **83**

figura 34. *Distribución de áreas de la masa desbalanceadora.*..... **84**

figura 35. *Segmento circular* ($A4$)..... **85**

figura 36. *Trapecio y dimensiones.* **85**

figura 37. *Esquema Cinemático* **90**

figura 38. *Medidas específicas de las poleas y correas.* **94**

figura 39. *Sistema de tensiones* **96**

figura 40. *Esquema grafico del sistema de vibraciones.*..... **98**

figura 41. *Análisis del sistema de fuerzas* **99**

figura 42. *Determinación del Momento Flector.*..... **100**

figura 43. *Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector en Plano Horizontal.* . **101**

figura 44. *Dimensiones de las chavetas.* **106**

figura 45. *Muelle de compresión.*..... **109**

figura 46. *Soporte de los muelles.* **113**

figura 47. *Forma de soldar el soporte de los muelles en la pared de la caja.* **115**

figura 48. *Diagrama de cuerpo libre.* **118**

figura 49. *Medidas a considerar en el momento polar de inercia.* **119**

figura 50. *Diagrama del proceso de produccion de panela granulada en la molienda "OCAMPOS"* **125**

figura 51. *Esquema grafico de la molienda "OCAMPOS"* **126**

figura 52. *Resultados de clasificación de granulado de panela.* **131**

figura 53. *Construccion de la Caja de la Criba.* **177**

figura 54. *Acople de los Soportes del Tamiz N° 6* **177**

figura 55. *Colocación de los Tamiz N° 4 y N° 6* **178**

figura 56. *Soportes, de la Máquina Clasificadora.* **178**

figura 57. *Boquetes de Recolección de Panela Clasificada.* **178**

figura 58. *Limpieza de Impurezas y Rebabas en Los Tamices y Accesorios.* **179**

figura 59. *Montaje de Las Piezas que formas La Clasificadora de Granulado.* **179**

figura 60. *Montaje y Pruebas de Funcionamiento.* **180**

figura 61. *Máquina Clasificadora de Granulado de Panela.* **181**

figura 62. *Diagrama de conexión del motor.* **182**

SIMBOLOGÍA

Símb.	**Nominación**
Q, η_c	Rendimiento del tamiz
A	Área
q	Rendimiento especifico
δ	Densidad
γ	Peso Específico
V	Volumen
P	Peso
m	Masa
V_c'	Volumen de copa
$\mathfrak{M}$	Flujo másico
t	Tiempo
σ	Tensión normal
$[\sigma]$	Tensión normal admisible
$[\sigma_{to}]$	Esfuerzo Admisible a la torsión
$[\sigma\tau]$	Esfuerzo Admisible cortante
$[\tau_r{}^!]$	Esfuerzo tangencial admisible a la fatiga
$ta = tn$	Tensiones tangenciales en los cordones
η	Frecuencia de oscilaciones
f	Coeficiente de Rozamiento Estático
N	Potencia
D, d	Diámetro
r	Radio
F_c	Fuerza centrifuga
Ω	Velocidad angular
v	Velocidad lineal
F_t	Esfuerzo tangencial
F_r	Fuerza radial
F_n	Fuerza normal
M_t	Momento Torsor

M_f	Momento Flector
L	Longitud
Z	Número de bandas
c	Índice del muelle
i	Número de espiras
h	pasó de muelle
φ	Coeficiente de resistencia mecánica del cordón de soldadura
γ	Coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón de soldadura

1. TITULO

"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE CLASIFICACIÓN DE GRANULADO DE PANELA MEDIANTE UN MODELO TIPO ZARANDA"

2. RESUMEN

En resumen, dentro del proceso investigativo del presente proyecto, se llevó a cabo el diseño de una máquina clasificadora de granulados, para la obtención de panela granulada; aportando con ello en una solución óptima para la empresa "**OCAMPOS**".

Mediante diversos estudios se ha podido determinar que la agroindustria de la panela en Ecuador cumple importantes roles económicos, sociales, de seguridad alimentaria, culturales y ambientales.

Estos elementos ponen de relieve la agroindustria panelera como una estrategia productiva clave en la reducción de la pobreza, en la medida que favorece el acceso sostenible a los recursos naturales aumenta el capital social local y regional y contribuye a la diversificación de ingresos de los productores campesinos.

La Zaranda clasificadora de granulado de panela, está diseñada para realizar la clasificación de 1.5 toneladas por hora de trabajo, es decir 60 quintales diarios ya que la máquina trabajo 4 horas diarias. Las medidas de la caja de la criba son 1 metro de largo, 0.45 metros de ancho y 0.6 metros de altura puesto que consta de 2 tamices de diferente diámetro de agujeros, separados 20 cm entre sí. El sistema de vibraciones de la caja es producido por una masa excéntrica desfasada del eje que gira a $2350\ rev/min$. Este eje se calculó tomando en cuenta los parámetros de seguridad, trabajando con en material de excelente calidad y como es el acero AISI 4140.

El propósito fundamental de diseñar y construir una máquina que tenga la capacidad de clasificar la panela granulada, además de esto la máquina tendría que ser de fácil manejo y mantenimiento y con la capacidad de cubrir la demanda de producción, otro de los aspectos importantes fue seleccionar los materiales para la construcción de la máquina, estos materiales que se escogieron además de cumplir con los requerimientos mecánicos de diseño son de fácil adquisición y costo relativamente bajo.

Con el fin de validar la propuesta alternativa se ha construido una máquina clasificadora tipo zaranda, esta construcción se la realizado siguiendo un proceso adecuado, el cual primeramente empezó con un diseño detallado de todos los componentes de la máquina.

El elemento que más detalladamente se diseño fue el árbol de transmisión puesto que debido a la masa desbalanceada (excéntrica) será sometido a diversas tensiones, por lo que fue factible revisar temas como: Limite de fluencia, límite de resistencia a la fatiga, factores de choque, fuerza cortante, momento de flexión estos entre los más principales. Finalmente el diámetro calculado para el árbol de transmisión fue de $1\frac{1}{4}\ pulg$, utilizando como material para la construcción de este, el acero AISI 4140.

2.1. SUMMARY

In short, within the research process of this project was undertaken to design a sorting machine granules to obtain granulated brown sugar, thus providing an optimal solution for the company "**OCAMPOS**".

Through various studies it has been determined that the panela agroindustry Ecuador has important roles in economic, social, food security, cultural and environmental.

These elements highlight panela agroindustry as a key production strategy in reducing poverty, as favoring sustainable access to natural resources increases the local and regional capital and contributes to the diversification of income of peasant producers.

The sorter Zaranda granulated panela, is designed to perform the classification of 1.5 tons per hour of work, or 60 quintals per day since the machine work 4 hours a day. Measurements of the sieve box are 1 meter long, 0.45 meters wide and 0.6 meters high since it consists of two sieves of different diameter holes, spaced 20 cm apart. The system of vibration of the housing is produced by an eccentric mass outdated shaft rotating at 2350 rev / min. This axis was calculated taking into account security settings, working with high quality material such as steel and AISI 4140.

The fundamental purpose of designing and building a machine that has the ability to sort the granulated brown sugar, in addition to this the machine would have to be easy to use and maintenance and the ability to meet the demand of production, another important aspect was to select materials for constructing the machine, these materials also were chosen to meet the mechanical requirements of design are readily available and relatively inexpensive.

In order to validate the proposed alternative has built a shaker type sorting machine, this construct was made following the due process, which first began with a detailed design of all components of the machine. The element is in more detail the design was as shaft due to the unbalanced mass (eccentric) is subjected to various stresses, so it was possible to check topics such as yield strength, resistance to limit fatigue factors shock,

shear, bending moment these among the main. Finally the calculated diameter for shaft was 1 1/4 inch, using as material for the construction of this, the AISI 4140 steel.

3. INTRODUCCIÓN

El diseño de elementos de máquinas es parte integral del más extenso y general campo del diseño mecánico. Los diseñadores y los ingenieros de diseño crean aparatos o sistemas que satisfagan necesidades específicas. En el caso típico, los aparatos mecánicos comprenden piezas móviles que transmiten potencia y ejecutan específicas de movimiento. Los sistemas mecánicos están formados por varios aparatos mecánicos.

Por lo anterior, para diseñar componentes y aparatos mecánicos, el lector debe ser competente en el diseño de los elementos individuales que componen el sistema. Pero también debe poder integrar varios componentes y equipos en un sistema coordinado y que satisfaga las necesidades de su cliente.

En la parroquia Malacatos, situada en el Cantón Loja, Provincia de Loja en la vía a Vilcabamba, esta parroquia se encuentra ubicada a una altitud de 1500 m.s.n.m, con una temperatura ambiente 20 °C, donde se desempeña gran productividad de cultivos de caña de azúcar y sus derivados tales como la panela y el alcohol que son las principales fuentes de ingresos para los agricultores.

La producción de panela en esta parroquia es aproximadamente de 14000 unidades/hectárea. Cada unidad de este producto tiene un peso de 1.8 kg. La demanda de este producto ha sufrido una disminución notablemente, lo que ha representado una reducción en los ingresos de los productores.

Una nueva presentación de producción es la panela granulada, que ha tenido una buena aceptación en el mercado nacional, por lo que un sistema de granulado de panela es muy importante para aumentar la producción y promover el desarrollo en la agricultura. Por este importante hecho se ha tratado de diseñar y construir de la mejor manera este sistema propuesto que, está sometido a considerables esfuerzos, temperaturas elevadas y prolongadas jornadas de trabajo.

Una vez obtenido el granulado en bruto, se lleva al mismo hasta la cámara de selección para clasificar de acuerdo al tamaño del grano, este proceso se realizara a través de un sistema modelo tipo zaranda. Es importante señalar que un sistema de granulado de

panela no solo se obtiene la clasificación idónea del producto, sino que permite obtener una buena calidad de grano y un máximo aprovechamiento de la materia prima, la cual al ser realizada a mano no se obtendría buenos resultados.

No existe ningún prototipo de clasificado de granulado de panel en nuestra localidad, es por tal motivo que me he visto enfocado en la elaboración de una máquina capaz de clasificar el granulado a una gran escala para optimizar la producción, esta máquina es pequeña y disminuye el tiempo de clasificación a los productores al realizar su trabajo.

4. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

4.1. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA PANELA GRANULADA

La panela granulada es el producto resultante de la concentración de los jugos de caña de azúcar, hasta la obtención de un jarabe espeso; donde este se solidifica y se granula por medio de batido. La panela además de esta tiene fructosa, glucosa y vitamina C, con altos contenidos de sales minerales, las cuales son hasta 5º veces mayores que las del azúcar refinado. Esto pone de manifiesto su alto valor nutricional, el mismo que se constata por su composición en donde se incluyen elementos como: carbohidratos, vitaminas, proteínas, grasas, agua, calcio, calcio, fosforo, hierro, sodio, potasio y magnesio. (G. Sandoval, 2004)

4.2. PROCESO DE ELABORACIÓN DE LA PANELA GRANULADA

La obtención de panela granulada se da tanto a nivel industrial, como es el caso de los ingenios, como en pequeñas plantas y a escala artesanal, en trapiches. La secuencia de producción es casi igual en todos los casos, solo difiere en la forma como se desarrollan debido a factores como la tecnificación. (CORANTIOQUIA, 2008).

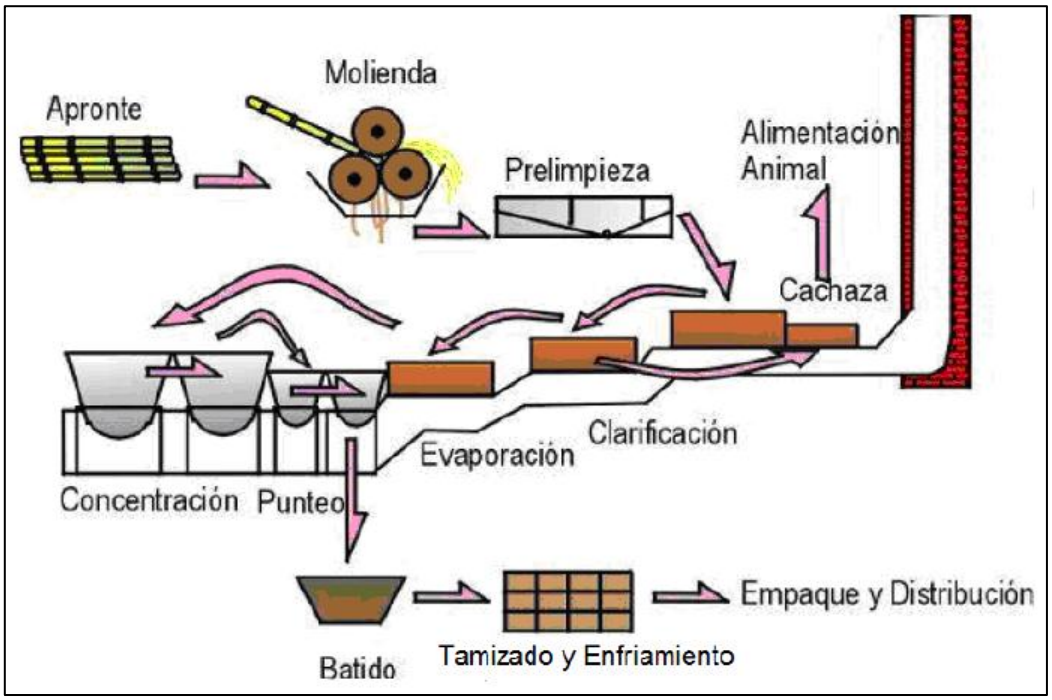


figura 1. *Esquema Grafico del Proceso Tecnológico para la obtención de la panela granulada.*

4.2.1. Concentración

La concentración se considera una etapa crítica desde el punto de vista de conseguir el punto o grano de la panela, ya que se alcanza las mayores temperaturas de la operación (entre 100°C y 125°C). A estas temperaturas de inversión de la sacarosa se acelera de tal forma que el porcentaje de azúcares reductores iníciales llega a duplicar. Por lo tanto es aconsejable realizar esta etapa en el menor tiempo posible. El punto o grano de panela se obtiene entre 118 y 125°C, con un porcentaje de sólidos solubles entre 88 y 94°C Brix. (G.Sandoval, 2004)

4.2.2. Batido y granulado

Cuando la miel ha llegado al punto para elaborar panela granulada, se traslada la miel de la paila de concentrado de batido. Esta operación se efectúa manualmente y mecánicamente con palas, sirve para enfriar la miel, darle el color, disminuir la humedad y llegar a la consistencia y textura requerida.

Se ha comprobado que el batido tiene una gran influencia en el color de la panela, en su consistencia y textura; por lo tanto se debe tomar en cuenta todos los parámetros y especificación del punto de la miel para poder ser batida y granulada. (G. Sandoval, 2004)

4.2.3. Tamizado

Para las formas de presentación de panela granulada y pulverizada, luego del batido, se realizan serie de operaciones orientadas a alcanzar un tamaño de partículas adecuado para el empaque.

El tamizado consiste en separar las partículas grandes de las más pequeñas, clasificándolas mediante zarandeo, utilizando una malla de acero o bronce fosforado. La zaranda plana es la más recomendable cuando va a ser accionada manualmente; si es una zaranda mecánica es mejor la de forma cilíndrica. (G. Sandoval, 2004).

4.2.4. Secado y enfriado

Una vez realizado el batido se tiene un periodo de secado a temperatura ambiente. La panela es un producto que presenta propiedades higroscópicas, lo cual significa que gana y pierde humedad por estar expuesta al ambiente. Esto dependerá en alto grado de las condiciones climáticas del lugar donde se elabora y de la composición de la panela. (CORANTIOQUIA, 2008)

Antes de pesar y empacar la panela se debe permitir su enfriamiento y secado total, bien sea por convección natural (cuando la panela se seca sobre un mesón) o por secado mecánico, teniendo en cuenta que la temperatura del aire de secado no supere los 40ºC para evitar problemas de compactación, en el caso de la panela pulverizada. (G. Sandoval, 2004)

4.2.5. Empaque

El producto no se empaca a altas temperaturas para evitar la deformación del empaque, por otra parte se debe mantener el máximo de cuidado para no re contaminar el producto y ocasionar una disminución en su vida útil. El lugar donde se realiza el batido y el empaque debe estar seco, libre de la presencia de insectos y animales. (CORANTIOQUIA, 2008)

4.2.6. Requisitos para la comercialización de panela granulada

4.2.6.1. Requisitos en el mercado local

Los principales canales de distribución de la panela granulada son los mercados mayoristas y las cadenas de supermercados a nivel nacional. El único requisito para la comercialización de panela granulada es la obtención del registro sanitario, el mismo que se obtiene mediante el cumplimiento de la norma técnica INEN para la panela granulada. (INEN, 2002)

- **Norma Técnica Ecuatoriana Obligatoria – NTE INEN 2 332:l2002.**

Dentro del Ecuador, el Instituto Ecuatoriana de Normalización (INEN) ha establecido normas técnicas y reglamentaciones tanto para materias primas como para productos

elaborados. En el caso específico de la panela granulada, el INEN ha establecido a través de la norma técnica, los requisitos que debe cumplir el producto para consumo humano. (INEN, 2002)

Entre los requisitos específicos que debe cumplir la panela granulada esta:

- La ausencia de impurezas, el porcentaje máximo de materias orgánicas de 0.1%.
- la sujeción de este producto a normas como las de la FAO, OMS o Codex Alimentarius en cuanto al contenido de plaguicidas.

Tabla 1. *Requisitos* físico - químicos *de la panela granulada según la norma* NTE INEN 2332

Requisito	Min.	Max.	Método de ensayo
Color T (550 nanómetros)	30	75	NTE INEN 268
Azúcar reductor%	5.5	10	NTE INEN 266
Sacarosa %	75	83	NTE INEN 266
Humedad %	--	3	NTE INEN 265
pH	5.9	---	

Fuente: *Requisitos (NTE INEN 2 332: 2002)*

4.3. CONCEPTOS FUNDAMENTALES Y FINALIDAD DEL CRIBADO

4.3.1. Definición de cribado

El cribado es un proceso mecánico que separa los materiales de acuerdo a su tamaño de partícula individual. Esto se cumple proporcionando un movimiento en particular al medio de cribado, el cual es generalmente una malla o una placa perforada. La separación de materiales sólidos por su tamaño es importante para la producción de diferentes productos (ejemplo. arenas). Además de lo anterior, se utiliza para el análisis granulométrico de los productos de los molinos para observar la eficiencia de éstos y para control de molienda de diversos productos o materias primas (cemento, caliza, arcilla, panela granulada, etc.). (Roberto, 2009).

4.3.2. Clases de cribado

Las operaciones de cribado se utilizan ampliamente en empresas de enriquecimiento briqueteado, en seleccionadoras, en la industria de materiales de construcción y en muchas otras ramas industriales. Por lo que se practican las siguientes formas de cribado:

4.3.2.1. Cribado individual

Es la forma más eficiente de seleccionar clases de productos acabados para ser destinados directamente al consumidor.
Ejemplo: (carbones, minerales de hierro, materiales en general, etc).

4.3.2.2. Cribado preparatorio

Se realiza en empresas de enriquecimiento, con el fin de separar por clase el material elaborado.

4.3.2.3. Cribado auxiliar

Se practica en relación con las operaciones de trituración, parar separar por grosores los materiales y así poder tener un alto rendimiento en la producción industrial.

4.3.3. Superficie del cribado

Las mallas de los tamices están construidas con materiales metálicos o plásticos y sus dimensiones están normalizados (normas ASTM, DIN, Tyler).

A los tamices se les comunica un movimiento de vaivén o vibración para asegurar una separación correcta. Las instalaciones de tamizado suelen ir precedidas por la trituración y la molienda. En calidad de superficie de trabajo (de cribado), en las cribas se utilizan (rejillas de alambre, rejillas tejidas y láminas de acero perforadas, etc.) (Roberto, 2009).

4.3.3.1. Rejillas o malla de alambre en acero inoxidable

En ambientes de trabajo adversos, donde las rejillas están en contacto con agua, líquidos corrosivos o en condiciones atmosféricas agresivas, es necesario instalar materiales de una calidad óptima con el fin de obtener calidad y durabilidad. El acero inoxidable, en

sus calidades **AISI 304** y **AISI 316**, ofrece una resistencia mucho mayor que el hierro galvanizado en dichas condiciones, con propiedades mecánicas y de carga muy similares.

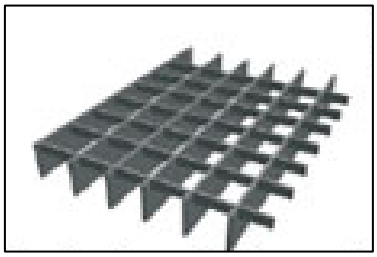


figura 2. *Malla transmisible.*

Los emparrillados en acero inoxidable se fabrican en el formato manual/prensado, en todas sus modalidades de fabricación: mallas cuadradas, rectangulares, encastadas, persianas, peldaños, rejillas antideslizantes y cerramientos metálicos, ofreciendo con ello una alternativa completamente válida a las rejillas de acero galvanizado.

4.3.3.2. Rejillas tejidas

Las telas y mallas son tejidos metálicos de cualquier tipo de acero inoxidable, nuestros productos son utilizados para la fabricación de cribas vibratorias, filtros y tamices. La malla de acero inoxidable es un medio de filtración eficaz; es utilizada para separar, cribar o tamizar diferentes tipos de productos y puede ser utilizada en cualquier industria.

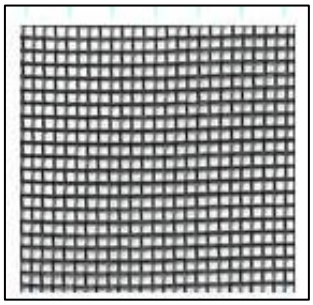


figura 3. *Rejilla tejida.*

La Malla de Acero Inoxidable de Tejido Plano es utilizada muy comúnmente en la separación de mezclas a baja presión, que al ser tejida de dos hilos, permite utilizar

alambres más gruesos con una abertura más cerrada que le da mayor resistencia y puede soportar más presión.

4.3.3.3. Laminas perforadas de acero

La Lámina perforada tiene una gran aplicación en la decoración y exhibición de productos, aplicaciones ornamentales que van desde muebles y artículos de oficina, plafón, divisiones de oficina, ventilación en ventanas o fachadas, luminarias, hasta decoración en edificios de gran diseño; la lámina perforada da un toque de elegancia y distinción a cualquier elemento.

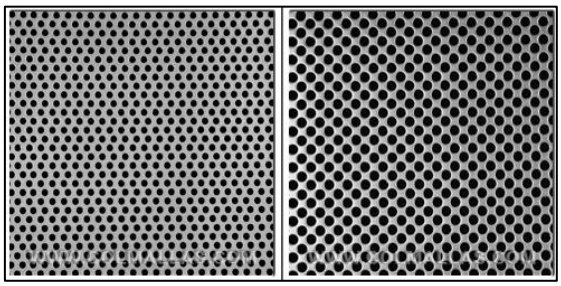


figura 4. *Lamina perforada para cribas.*

4.3.4. Elección y fijación de los tamices

El tamiz consiste de una superficie con perforaciones uniformes por donde pasará parte del material y el resto será retenido por él. Para llevar a cabo el tamizado es requisito que exista vibración para permitir que el material más fino traspase el tamiz. De un tamiz o malla se obtienen dos fracciones, los gruesos y los finos. (Roberto, 2009)

El modo de fijación y tensado de las rejillas en la caja de la criba debe satisfacer las siguientes condiciones:

- Garantizar el tensado parejo de la rejilla, que impida la formación de combas en las que puedan acumularse material en esa capa el cual dificulta el cribado.
- Eliminar el batido de la rejilla ósea los golpes de la misma contra la caja.
- No permitir pandeos hacia distintos lados de la rejilla o plancha en los lugares de fijación ya que se pueden producir la rotura del tamiz.

4.3.5. Determinación de las superficies cribantes

4.3.5.1. Formas de los agujeros para superficies cribantes

En la práctica del cribado se emplean superficies cribantes con agujeros redondos, cuadrados y rectangulares o con rendijas. La elección de la forma del agujero depende de los requisitos, del grosor de los productos del cribado y del rendimiento de la criba (los más empleados para obtener mayor efectividad en el cribado son los agujeros redondos).

4.3.5.2. Inclinación de las superficies cribantes

La influencia de la inclinación de la superficie de trabajo en la condición del paso de los granos a través de los agujeros se los puede demostrar en el ejemplo mostrado en la (*Figura 5*).

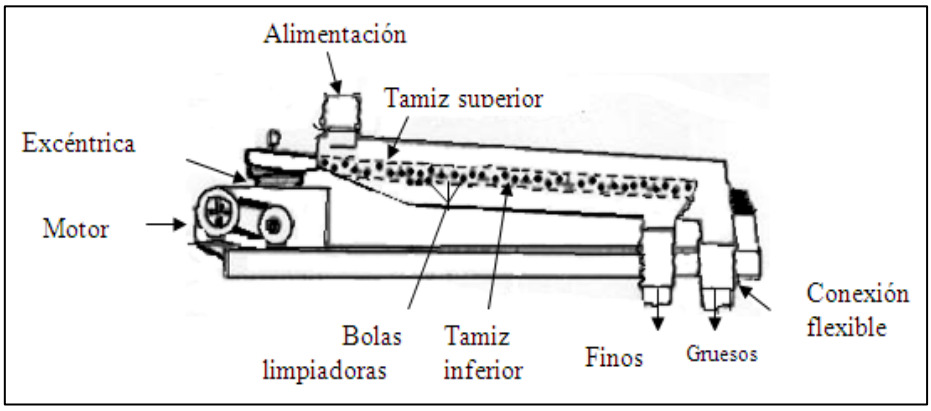


figura 5. *Forma de inclinación de una criba.*

Prácticamente se considera; que en un tamiz inclinado de una criba vibratoria se obtiene el producto que pasa por el cedazo del mismo grosor que en el horizontal, si las dimensiones de los agujeros del tamiz inclinado es mayor de la dimensión de los agujeros del horizontal en un 15% para una inclinación de 20º y en un 25% para una inclinación de 25º.

4.3.5.3. Velocidad del movimiento de los granos por las superficies cribantes

Para la aclaración de la influencia de la velocidad del movimiento de los granos en su paso a través de los agujeros del tamiz (*Figura 6*).

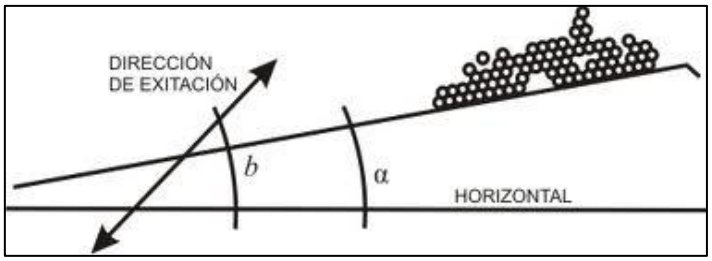


figura 6. *Representación del desplazamiento de los granos en una superficie.*

Las velocidades altas deben reflejarse desfavorablemente en la efectividad del proceso de cribado, a causa de la complejidad de los fenómenos que tienen lugar en el tamiz de la criba.

4.3.6. Clasificación de las máquinas de cribado

En la práctica de cribado de materiales se utilizan cribas de diversas construcciones. Su clasificación resulta ser voluminosa, por eso para una mejor descripción de ellas, nos limitamos a subdividirlas en los siguientes grupos:

- Cribas de barrotes;
- De disco;
- De tambores giratorios;
- Planas de vaivén;
- Semi-vibratorias (giratorias);
- Vibraciones con oscilaciones rectilíneas;
- Vibratorias con vibraciones circulares.

4.3.7. Instalación de las cribas vibratorias

Las cribas vibratorias se instalan en marcos inmóviles o se cuelgan de tiros flexibles (colgamiento) de construcciones especiales de sostén para mermar la carga dinámica sobre las instalaciones *(Figura 7).*

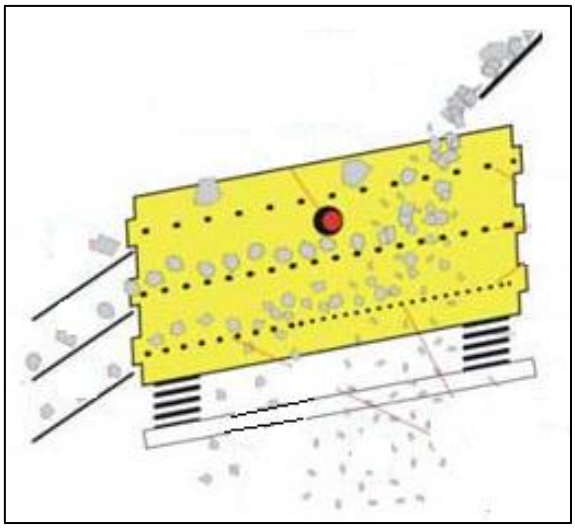


figura 7. *Instalación de las cribas vibratorias.*

4.4. RESISTENCIA DE MATERIALES

4.4.1. Tensiones y deformaciones

Para un cuerpo sometido a un sistema general de fuerzas externas, si aplicamos una sección al cuerpo y separamos estas porciones, permanecerán en equilibrio debido al surgimiento de las fuerzas internas (iguales y opuestas). Refiriéndonos a un sistema de coordenadas (X, Y, Z) las componentes de tales fuerzas son:

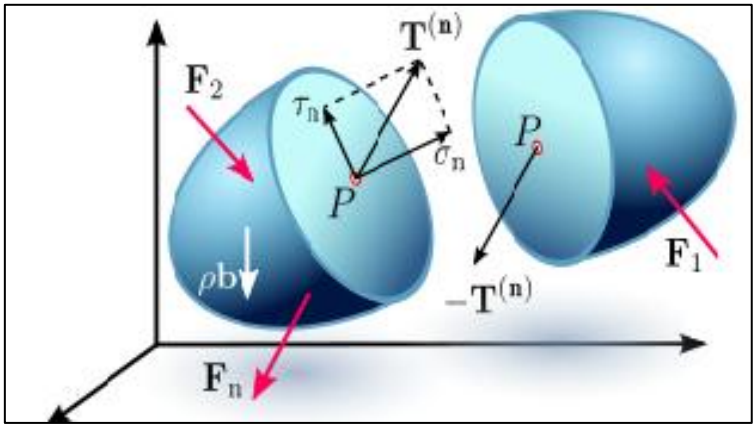


figura 8. *Fuerzas internas que actúan en un plano.*

Estas fuerzas internas serán la resultante de esfuerzos distribuidos en la sección trasversal (tensiones), las cuales se representan a continuación (*Figura 8*) y se introducen para caracterizar la ley de distribución de las fuerzas internas en la sección transversal, como una medida de la intensidad de las fueras internas.

4.4.2. Tensiones Simples

Los cuerpos reales pueden deformarse, es decir, cambiar su forma y dimensiones. Las deformaciones de los cuerpos suceden a causa de su carga con fuerzas exteriores o cambio de temperatura.

- **Tracción – compresión axial.-** Surge, por ejemplo, en el caso que a una barra, a lo largo de su eje, se aplican fuerzas dirigidas en el sentido contrario, ocasionando un desplazamiento de avance de las secciones a lo largo del eje de la barra que durante la tracción se alarga, y durante la compresión se acorta.

- **La torsión.-** Cuando sobre una barra actúan fuerzas exteriores que forman un momento con respecto a su eje (*Figura 9*). La deformación de torsión va acompañada por el giro de las secciones transversales de la barra unas respecto a otras alrededor de su eje.

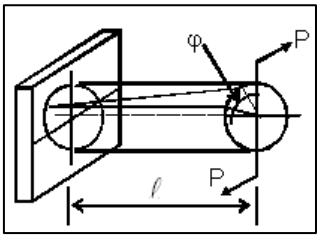


figura 9. *Torsión.*

- **La flexión.-** (*Figura 10*) Consiste en la desviación del eje de una barra recta o el cambio de la curvatura de una barra curva. Durante esta deformación surge el desplazamiento lineal (flecha f desplazamiento de un punto dirigido en dirección perpendicular a la posición inicial del eje) y la deformación angular (ángulo de giro θ el giro de las secciones respecto a sus posiciones iníciales).

  A flexión trabajan vigas de pisos intermedios, de puentes, ejes de los vagones de ferrocarril, ballestas, árboles, dientes de engranajes, rayos de ruedas, palancas y muchas otras piezas.

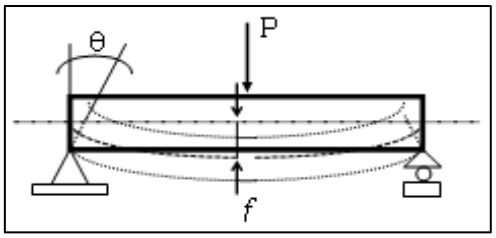


figura 10. *Flexión.*

4.4.3. Tensiones compuestas o esfuerzos combinados

Si un cuerpo o barra esta solicitado por la acción de fuerzas exteriores que producen tensiones normales σ y transversales τ, estas tensiones[1] pueden ser situadas por otra σ_r, que no debe ser superior a la tensión admisible σ_{ad}.

- **Tracción y flexión**

La tensión normal suficiente por tracción $\boldsymbol{\sigma} = \frac{P}{A} \leq [\boldsymbol{\sigma}]$, debida a las fuerzas de tracción P, se sumará con la tensión normal por flexión σf = M/W que es la máxima en la sección del mayor momento flector producida por la fuerza F_f, para obtener la tensión máxima: $\sigma_{máx.} = \sigma + \sigma_f$

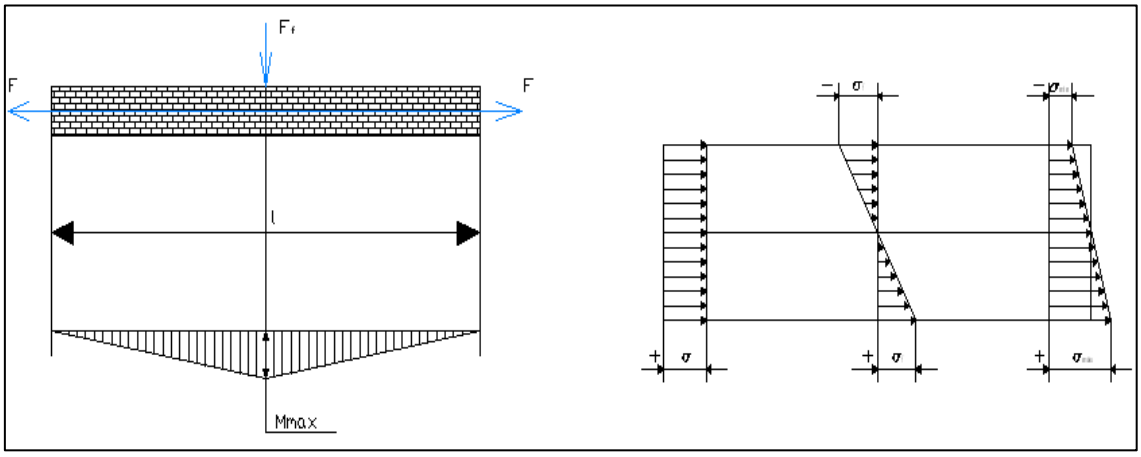


figura 11. *Tracción y flexión.*

- **Compresión y Flexión**

Como en la tracción y flexión, la tensión uniforme por compresión $\boldsymbol{\sigma} = \frac{P}{A} \leq [\boldsymbol{\sigma}]$, debida a las fuerzas de compresión P, se sumará a la tensión normal por flexión $\sigma_{f\ =\ M/W}$ (máxima en la sección correspondiente al mayor momento flector) producida por la fuerza F_f, para obtener la tensión máxima:

[1] Para tensiones normales, se considera que las tensiones de tracción son positivas y las de compresión negativa. RESISTENCIA DE MATERIALES; NASH, William A. Pág. 240.

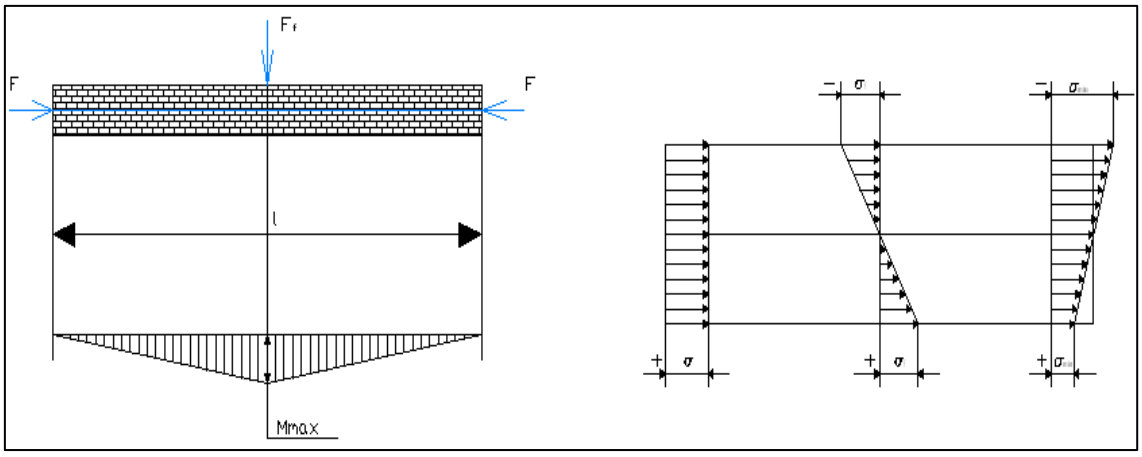


figura 12. *Compresión y flexión.*

- **Tracción o compresión y cortadura**

La tensión normal uniforme por tracción o compresión (***Ecuación* 1**), (Tabla 4):

$$\boldsymbol{\sigma = \frac{P}{A} \leq [\sigma}$$

Debido a las fuerzas P de tracción o compresión, se compondrá con la tensión transversal de cortadura, $[\boldsymbol{Tc}] = \frac{\boldsymbol{Fc}}{\boldsymbol{A}}$, localizado en el plano de las fuerzas Fc, para obtener la tensión reducida G_r, según hipótesis conocidas.

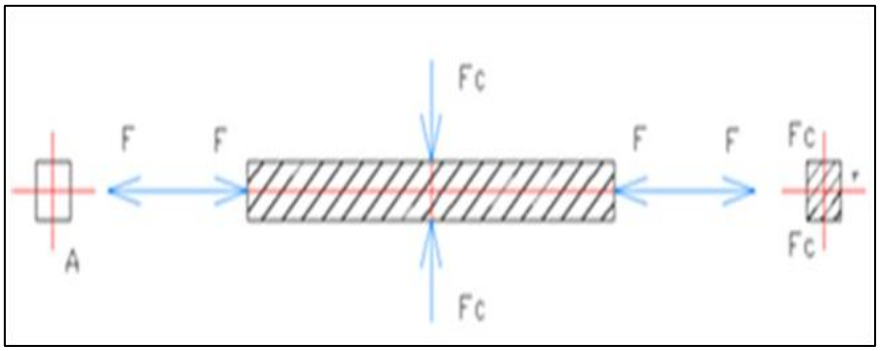


figura 13. *Tracción en cortadura.*

- **Tracción o compresión y torsión**

Como en el caso de la tracción o compresión y cortadura, la tensión normal uniforme por tracción o compresión, $\sigma_= \pm \boldsymbol{\sigma} = \frac{\boldsymbol{P}}{\boldsymbol{A}} \leq [\boldsymbol{\sigma}]$, debida a las fuerzas F, se compondrá con la tensión transversal uniforme de torsión $\tau_t = M_t / W_t$, debido al par de fuerzas F_t, para obtener la tensión reducida σ_r, según las hipótesis conocidas.

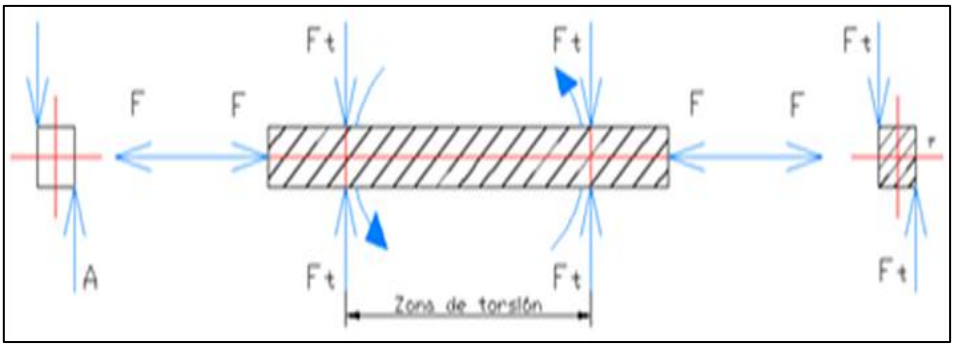


figura 14. *Fuerzas ejercidas para torsión.*

4.4.4. Coeficiente de seguridad y tensión admisible

En la práctica es conveniente, por lo general, que la tensión que sufre el cuerpo sea inferior también al límite de elasticidad, con el fin de que no adquiera deformaciones permanentes, pero además es preferible que lo sea asimismo al límite de proporcionalidad, para poder trabajar con la ley de Hooke. Así pues, los cuerpos deben trabajar a una tensión igual o inferior a cierto valor que se llama tensión admisible, el cual depende del material que debe resistir el esfuerzo.[2]

Designando por $[\boldsymbol{\sigma_t}.]$ Tensión admisible, (τ), Tensión de rotura y (K), para el coeficiente de seguridad, se tiene (***Ecuación* 2**), (Tabla 4):

$$\boldsymbol{\sigma_t = \frac{\tau}{K}}$$

Adoptándose, generalmente, para hierros y aceros el coeficiente K = 3, para fundición, k ≈ 8 y para madera k ≈ 10, si bien puede fijarse a voluntad según la seguridad deseada.

La tensión real σ a que está sometido el cuerpo, debe cumplir la condición:

$$\sigma t \leq [\tau_{adm.}]$$

[2] Coeficientes de seguridad y tensión admisible. FORMULARIO DE MECÁNICA; L. Pareto. Pág. 378.

4.5. SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

La transmisión de fuerzas se realiza al aplicar una superficie contra otra, la primera le transmite su movimiento a la segunda por fricción. En las transmisiones de fuerza por fricción se emplean poleas, correas y engranajes.

4.5.1. Transmisión mediante poleas y correa

Se emplean para cambiar las fuerzas y modificar la velocidad de giro del eje donde se encuentran. Así, cuando se utiliza una polea grande para arrastrar una polea más pequeña, la polea pequeña girará más rápido que la grande. Por el contrario, si es la polea pequeña la que tira de la grande, conseguiremos una velocidad más pequeña; en contrapartida, la fuerza del giro será mayor.

4.5.1.1. Poleas

Las poleas son ruedas de forma conveniente para que se apoyen sobre ellas las correas. En una transmisión por banda sencilla donde dos poleas quedan conectadas la polea montada en la flecha de un motor eléctrico sería la polea impulsora mientras que la otra es la impulsada. (Egor, 2003)

Si ambas poleas la impulsora y la impulsada tienen el mismo diámetro girarán a la misma velocidad pero si el tamaño de la polea impulsora es el doble de la polea impulsada, entonces ésta girará al doble de la velocidad que la mayor o sea, la impulsora.

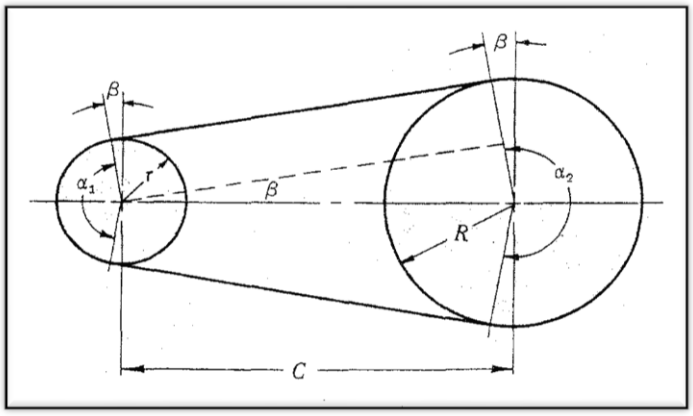


figura 15. *Características de las poleas de transmisión.*

La cantidad de fuerza transmitida entre las poleas, se determina cuando una polea impulsora pequeña se une por medio de una banda a una polea impulsada mayor es posible obtener mucha más potencia en la polea impulsada. Las poleas pueden ser de hierro fundido, chapa de acero estampada o fundición a presión.

4.5.1.2. Correas o bandas trapezoidales

Las bandas son cintas cerradas de cuero u otros materiales, que se emplean para transmitir un movimiento de rotación entre dos ejes, generalmente paralelos. La sección de las correas trapezoidales es relativamente pequeña para reducir la fricción y el calentamiento.

4.5.2. Ejes

En ingeniería mecánica se conoce como **eje de transmisión** o **árbol de trasmisión** a todo objeto asimétrico especialmente diseñado para transmitir potencia. Estos elementos de máquinas constituyen una parte fundamental de las transmisiones mecánicas y son ampliamente utilizados en una gran diversidad de máquinas debido a su relativa simplicidad. (LUIS, 1980)

Un árbol de transmisión es un eje que transmite un esfuerzo motriz y está sometido a solicitaciones de torsión debido a la transmisión de un par de fuerzas y puede estar sometido a otros tipos de solicitaciones mecánicas al mismo tiempo, aclarando, eje es la pieza que soporta una polea, un engranaje u otra pieza que tenga movimiento circular. Pieza que puede estar fija, o moverse con la pieza exterior mientras que el árbol es un eje pero es el mismo el que transmite el movimiento a la polea o engranaje.[3]

4.5.2.1. Diámetro de los ejes

Hay ejes que tienen el mismo diámetro en toda su extensión, pero este no es el caso más común. El más corriente es el de menor diámetro en los extremos del eje. Estas partes de menor diámetro están destinadas a los apoyos del eje. Normalmente se calculan sólo teniendo en cuenta la potencia a transmitir y la velocidad a que giran, las piezas que transmiten potencia girando, están sometidas a un esfuerzo de torsión producido por el

[3] La mayor parte de los ejes están sometidos a cargas variables combinadas de flexión y torsión con diversos grados de concentración de tensiones. FORMULARIO DE MECÁNICA; L. Pareto. Pág. 774.

momento de giro. En el caso de ejes, que son normalmente cilíndricos y macizos, el módulo resistente a la torsión es $\frac{\pi}{16}d^3$, por lo que el diámetro necesario viene dado por la (***Ecuación* 3**), Tabla 4):

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi[\sigma_{ad}]}}$$

4.5.2.2. Deformación

- **Deformación por esfuerzo de flexión**

Los ejes sufren flexiones por las fuerzas F. Con frecuencia, los ejes largos y delgados pueden ser suficientemente fuertes, sin embargo se deforman en el funcionamiento, ocasionando por ejemplo, diferencias en el engrane de mecanismos de ruedas dentadas o recalentamientos por la presión en los bordes de los cojinetes.

- **Deformación por esfuerzos de torsión**

El momento de torsión determina el giro de las secciones transversales. Los ejes largos, por ejemplo, los empleados en transmisiones, se deforman ya considerablemente con un momento de torsión relativamente pequeño. Esta deformación produce, debido a la elasticidad del eje, movimientos torsionales pendulares perjudiciales en las piezas montadas en el eje. Por eso el ángulo de torsión se limita hasta un valor de 0.25°/m. (Mott, 2006)

4.6. DETERMINACIÓN DE RODAMIENTOS Y COJINETES

Los rodamientos son piezas de acero aleado con cromo, manganeso y molibdeno, para facilitar la ejecución de rigurosos tratamientos térmicos y obtener piezas de gran resistencia al desgaste y a la fatiga.

Los cojinetes[4] se utilizan en las máquinas con la finalidad de eliminar los efectos dañinos del rozamiento como son: las pérdidas de trabajo útil de la máquina y el

[4] Es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento. NASH, William A. Pág. 287-294

desgaste de las superficies rozantes. En su forma más simple, un cojinete es un anillo hecho de material adecuado para disminuir el rozamiento, que se monta fijo en el soporte del muñón y en cuyo interior se apoya éste, de forma que puede girar libremente en él.

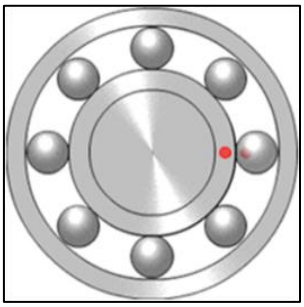


figura 16. *Cojinetes.*

De acuerdo con el tipo de contacto que exista entre las piezas, el rodamiento puede ser deslizante o lineal y rotativo. El elemento rotativo que puede emplearse en la fabricación del rodamiento, pueden ser: bolas, rodillos o agujas. Los rodamientos de movimiento rotativo, según el sentido del esfuerzo que soporta, los hay axiales, radiales y axiales-radiales.

Un rodamiento radial es el que soporta esfuerzos radiales, que son esfuerzos de dirección normal a la dirección que pasa por el centro de su eje, como por ejemplo una rueda, es axial si soporta esfuerzos en la dirección de su eje, ejemplo en quicio, y axial-radial si los puede soportar en los dos, de forma alternativa o combinada. (William, 2002)

4.6.1. Tipos de rodamientos

Como en cualquier otra cosa, los rodamientos pueden clasificarse de distintos modos depende de las características que se elija como base de clasificación. Cada clase de rodamientos muestra propiedades características, que dependen de su diseño y que lo hace más o menos apropiado para una aplicación dada. Por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales moderadas así como cargas axiales pequeñas.

4.6.1.1. Rodamientos rígidos de bolas

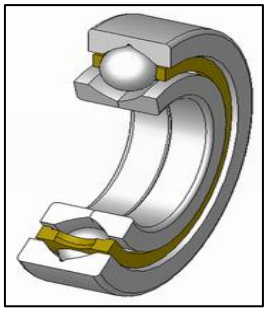


figura 17. *Rodamiento rígido de bolas.*

Son usados en una gran variedad de aplicaciones. Son fáciles de diseñar, no separables, capaces de operar en altas e incluso muy altas velocidades y requieren poca atención o mantenimiento en servicio. Estas características, unidas a su ventaja de precio, hacen a estos rodamientos los más populares de todos los rodamientos. (William, 2002)

4.6.1.2. Rodamientos de agujas

Son rodamientos con rodillos cilíndricos muy delgados y largos en relación con su menor diámetro. A pesar de su pequeña sección, estos rodamientos tienen una gran capacidad de carga y son eminentemente apropiados para las aplicaciones donde el espacio radial es limitado.

4.6.1.3. Rodamientos axiales de rodillos a rótula

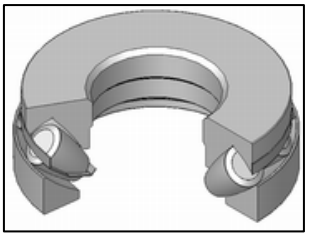


figura 18. *Rodamiento axial de rodillos.*

El rodamiento axial de rodillos a rótula tiene una hilera de rodillos situados oblicuamente, los cuales, guiados por una pestaña del aro fijo al eje, giran sobre la superficie esférica del aro apoyado en el soporte. En consecuencia, el rodamiento posee una gran capacidad de carga y es de alineación automática.

Debido a la especial ejecución de la superficie de apoyo de los rodillos en la pestaña de guía, los rodillos giran separados de la pestaña por una fina capa de aceite.

4.6.1.4. Rodamientos de bolas a rótula

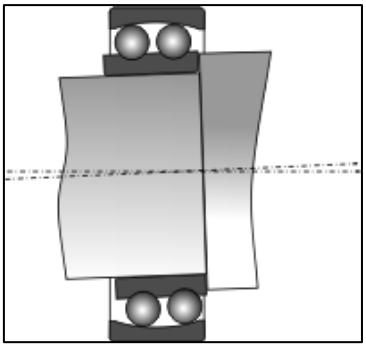


figura 19. *Rodamiento de bolas a rotura.*

Los rodamientos de bolas a rótula tienen dos hileras de bolas que apoyan sobre un camino de rodadura esférico en el aro exterior, permitiendo desalineaciones angulares del eje respecto al soporte**.**

4.7. CHUMACERAS

Las chumaceras son unidades compuestas de un rodamiento de bolas insertado en varios tipos de alojamientos. El alojamiento puede ser apernado a la estructura de la maquinaria y el anillo interior, puede ser montado sobre los ejes fácilmente por medio de tornillos de fijación. (William, 2002)

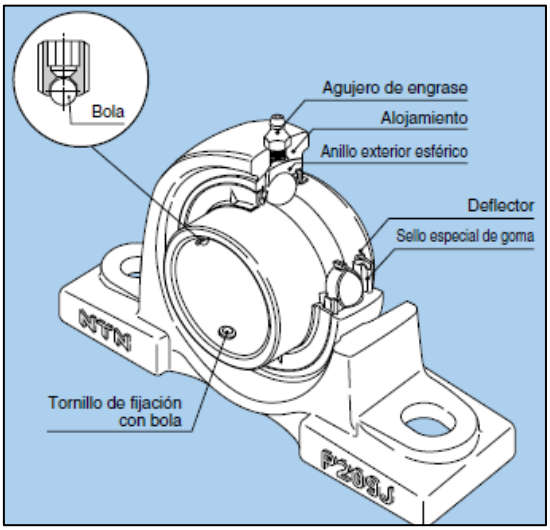


figura 20. *Características de una chumacera.*

Para la lubricación, la grasa está contenida y sellada dentro del rodamiento y la intromisión de partículas contaminantes se evita por medio de un doble sello.

Por su forma exterior las chumaceras se diseñan de dos formas, cilíndricas o esférica, este último diseño permite un auto ajuste pequeño a la línea de flexión del rotor. **(**Para detalles, ver el catálogo de chumaceras).

4.8. CHAVETAS O CUÑAS

Una cuña es un elemento de máquina que se coloca en la interface del eje y la masa de una pieza que transmite potencia con el fin d transmitir torque. La cuña es desmontable para facilitar el ensamble y desarmado del sistema de eje (*Figura 21*).

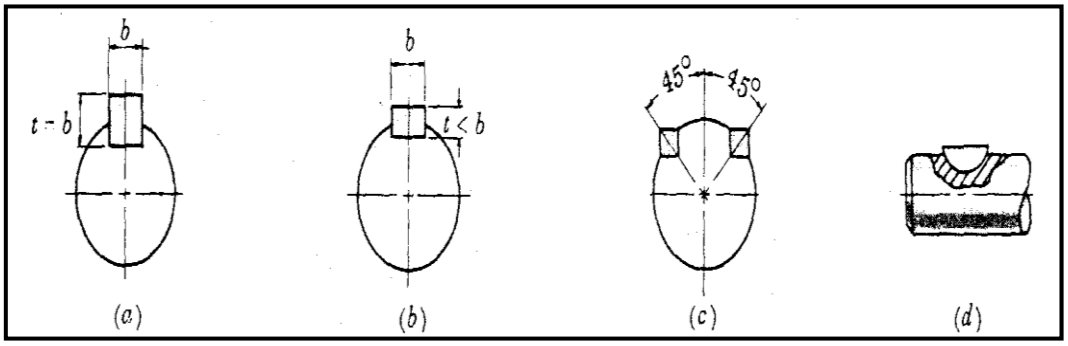


figura 21. *Tipos comunes de cuñas.*

La cuña también puede definirse como una máquina simple de madera o metal terminada en ángulo diedro muy agudo. Sirve para hender o dividir cuerpos sólidos, para ajustar o apretar uno con otro, para calzarlos o para llenar alguna raja o hueco.

4.9. MUELLES O RESORTES

Un resorte[5] es un elemento flexible que ejerce una fuerza o un par torsional y, al mismo tiempo, almacena energía. La fuerza puede ser lineal, de empuje o de tracción o puede ser radial de acción. (Mott, 2006)

El par torsional se puede usar para que cause una rotación; por ejemplo, para cerrar una puerta y una caja, o para formar una fuerza de contrapeso para un elemento de máquina que gire alrededor de una bisagra.

[5] Es un elemento mecánico flexible que ejerce una fuerza o par torsional. Mott. Robert L. Pág. 731 - 741

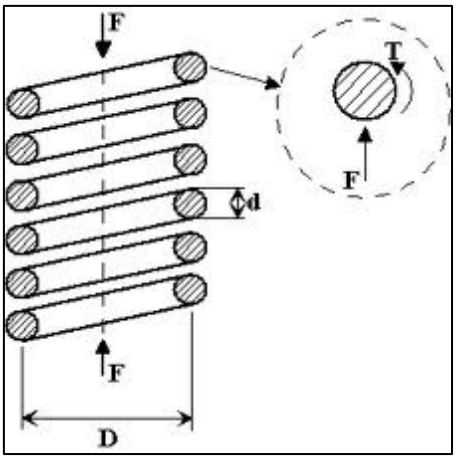


figura 22. *Características de los resortes.*

En forma inherente, los resortes almacenan energía cuando se flexionan, y regresan la energía cuando se quita la fuerza que causo la deflexión.

4.9.1. Tipos de Resortes

Los resortes pueden ser clasificados según la dirección y la naturaleza de la fuerza que ejercen cuando se de flexionan.

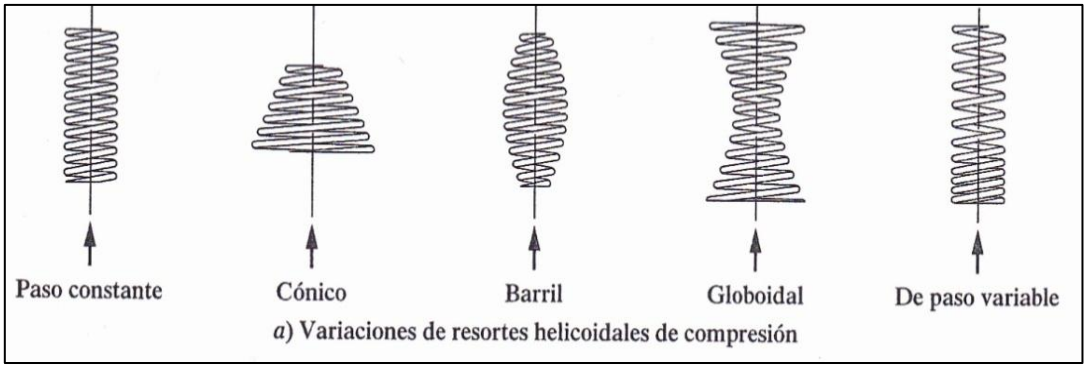


figura 23. *Diseños típicos de resortes.*

Cuando se les aplica una fuerza de comprensión, las espiras se comprimen más entre sí, hasta que todas están en contacto, y en ese momento la longitud es la mínima posible, por lo que se llama longitud comprimida. (Mott, 2006)

La longitud más corta del resorte durante su funcionamiento normal es la longitud de operación. A veces se diseña un resorte para que trabaje entre dos límites de deflexión. (Mott, 2006)

4.9.2. Materiales para los resortes

En un resorte se puede usar virtualmente cualquier material elástico. Sin embargo, en la mayor parte de aplicaciones mecánicas se usa alambre metálico de acero al alto carbón.

4.9.3. Tipos de carga y esfuerzos admisibles

El esfuerzo admisible que se utiliza en un resorte depende del tipo de carga, el material y el tamaño del alambre[6]. Según una clasificación frecuente, hay tres tipos de carga:

- **Servicio ligero**: cargas estáticas o hasta 10.000 ciclos de carga, con baja rapidez de carga (sin impacto).
- **Servicio promedio**: casos típicos en el diseño de máquinas: aplicación con rapidez moderada y hasta un millón de ciclos.
- **Servicio severo**: ciclos rápidos, con más de un millón de ciclos; posibilidad de choques o impactos: un buen ejemplo son los resortes de válvula de motor.

4.10. SISTEMAS DE VIBRACIÓN

Se denomina **vibración** a la propagación de ondas elásticas produciendo deformaciones y tensiones sobre un medio continuo (o posición de equilibrio).

4.10.1. Vibración debida a una masa Desbalanceada

El desbalance de la maquinaria es una de las causas más comunes de la vibración. En muchos casos, los datos arrojados por un estado de desbalance indican:

1. La frecuencia de vibración se manifiesta a 1x las rpm de la pieza desbalanceada.
2. La amplitud es proporcional a la cantidad de desbalance.
3. La amplitud de la vibración es normalmente mayor en el sentido de medición radial, horizontal o vertical (en las maquinas con ejes horizontales).
4. El análisis de fase indica lecturas de fase estables.

[6] Los esfuerzos admisibles para los resortes depende del tipo de carga que se les aplica. RESISTENCIA DE MATERIALES. Mott. Robert L. Pág. 738

Es el caso más simple de desbalanceo, ocurre en una masa *M* montado en una flecha, cuando coincide su eje de rotación con su eje de simetría geométrica. Si una masa pequeña *m* se fija a una distancia *r* a partir del eje de rotación, entonces el eje estará desbalanceado. La fuerza centrífuga generada por la masa *m* cuando rota a una velocidad de ω, está dada por:

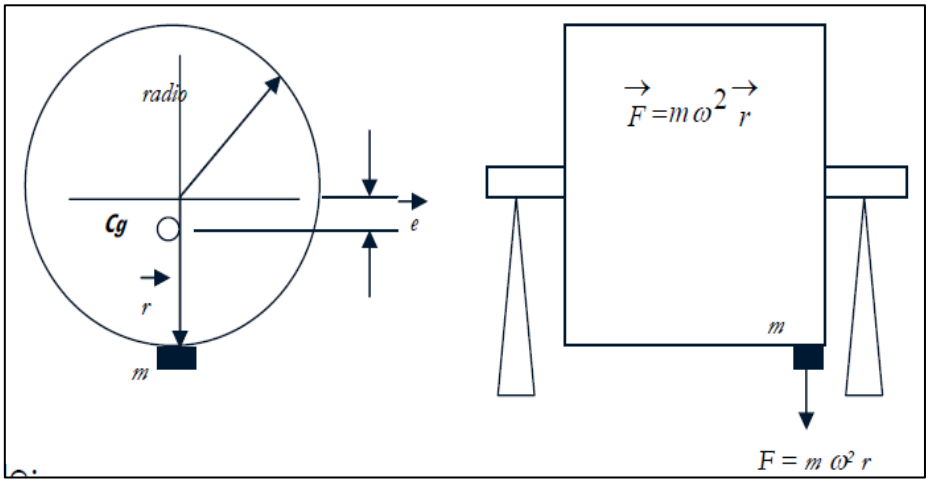


figura 24. *Sistema de vibraciones por medio de una masa desbalanceada.*

4.11. MOTORES

Un motor eléctrico es una máquina eléctrica que transforma energía eléctrica en energía mecánica por medio de interacciones electromagnéticas. Algunos de los motores eléctricos son reversibles, es decir, pueden transformar energía mecánica en energía eléctrica funcionando como generadores. Los motores eléctricos de tracción usados en locomotoras realizan a menudo ambas tareas, si se los equipa con frenos regenerativos. (Mott, 2006)

4.11.1. Factores de selección de motores

Entre los factores principales para seleccionar un motor están los siguientes:

- Par torsional de operación, velocidad de operación y potencia nominal.
- Par torsional de arranque.

4.11.2. Tamaño del motor

Se maneja una clasificación tosca de los motores por su tamaño, para agrupar los diseños similares[7]. En la actualidad se maneja con más frecuencia el caballaje (HP), y a veces las unidades métricas de watts y kilowatts.

4.11.3. Momento torsor

El momento torsos se define como para cada sección de barra, como la suma algebraica de los momentos de los pares aplicados situados a un lado de la sección, considerando que la elección del lado es arbitraria en cada caso (***Ecuación* 4**), (Tabla 4).

$$Mt = F * r \quad \textbf{(N x m)}$$

4.11.4. Potencia

La potencia útil se determina mediante la multiplicación del torque necesario por la velocidad angular requerida (***Ecuación* 5**), (Tabla 4).

$$P = T * \omega \quad \textbf{(W)}$$

La potencia de diseño es igual a la potencia útil por el factor de servicio (***Ecuación* 6**), (Tabla 4):

$$P = \frac{T * \omega}{\eta} * f \quad \textbf{(W)}$$

Dónde: (f) Es un coeficiente de servicio, η es el rendimiento del motor.

4.11.5. Velocidades de los motores de CA

Un motor de CA sin carga (o en vacío) tiende a funcionar con o cerca de su velocidad sincrónica, la cual se relaciona con la frecuencia, (*f*), de la alterna y con el número de polos eléctricos, p, que se debatan en el motor.

Los motores tienen un número par de polos, en general de 2 a 12, y se obtienen las velocidades sincrónicas que muestran en la (Tabla 2), para la corriente de 60 HZ. Pero

[7] Características determinación de motores. RESISTENCIA DE MATERIALES. Mott. Robert L.

motor de inducción, que es el tipo que más se usa, funciona a una velocidad cada vez menor respecto de su velocidad síncrona, a medida que la demanda de carga (par torsional) aumenta. (William, 2002)

Tabla 2. *Velocidad de motores de CA para corrientes de 60 Hz.*

Numero de polos	Velocidad síncrona (rpm)	Velocidad a plena carga (rpm)
2	3600	3450
4	1800	1725
6	1200	1140
8	900	850
10	720	690
12	600	575

Fuente: *LARBURU A. Nicolás. (2003) Prontuario de Maquinas.*

4.12. ESTRUCTURAS

El cálculo de estructuras tiene por objeto el estudio de la estabilidad y resistencia de las construcciones de manera que bajo las acciones que aquellas soportan tanto las fuerzas internas-denominadas tensiones o esfuerzos como las deformaciones que se presentan han de quedar dentro de ciertos límites establecidos. Limites que se determinan ensayando los materiales de diversas maneras como (tracción, comprensión, fatiga, choque, etc.) y observando el comportamiento de estructuras.

4.12.1. El acero

Según la Norma **UNE 36-004**; El acero es un producto férreo generalmente apto para la conformación en caliente. Con excepción de ciertos aceros de alto contenido en cromo, el contenido en carbono es igual o inferior al 2% limite que los separa de las fundiciones.

Tabla 3. *Características generales para los aceros estructurales.*

PARÁMETROS DE PROYECTO ACTUALES PARA EL ACERO ESTRUCTURAL	
Tipo de acero	A 42 b (soldabilidad ordinaria)
$(\boldsymbol{\sigma_C})$ Limite elástico (e ≤ 16 mm)	260 Mpa 2600 $Kp/\ cm^2$
$(\boldsymbol{\sigma_C})$ Limite elástico (16 < e ≤ 40 mm)	250 Mpa 2500 $Kp/\ cm^2$
Módulo de Elasticidad (E)	210.000 Mpa (2´100.000 $Kp/\ cm^2$)
Módulo Transversal (G)	81.000 Mpa (810.000 $Kp/\ cm^2$)
$$\boldsymbol{G = \frac{E}{2\,(1+\mu)}}$$	
Coeficiente de Poisson	$\boldsymbol{\mu = 0.30}$
Coeficiente de dilatación térmica	$\boldsymbol{\alpha = 0.000012}$
Resistencia a la cortadura para (0.576 $\boldsymbol{\sigma_C}$)	150 Mpa 1500 $Kp/\ cm^2$
Coeficiente de seguridad $(\boldsymbol{\gamma})$	$\boldsymbol{\gamma = 1}$

Fuente: *LARBURO A. Nicolás. (2003) Prontuario de Maquinas.*

4.13. SOLDADURAS

4.13.1. Uniones soldadas

En el diseño de uniones soldadas es necesario considerar la forma de aplicar la carga sobre la junta, los materiales en la soldadura y en los elementos que se van a unir, y la geometría de la junta misma. La carga puede estar uniformemente distribuida sobre la soldadura, de tal modo que todas sus partes tengan el mismo esfuerzo, o bien se puede aplicar excéntricamente. Se describen ambas formas en esta sección. (Mott, 2006)

4.13.2. Tipos de soldaduras

Los tipos de soldaduras, cuyos nombres provienen de la geometrías de las orillas de las partes que se van a unir. Observe la preparación especial que requieren las orillas, en especial cuando las placas son gruesas, para permitir que la varilla de soldadura entre a la junta y forme un cordón continuo de soldadura.

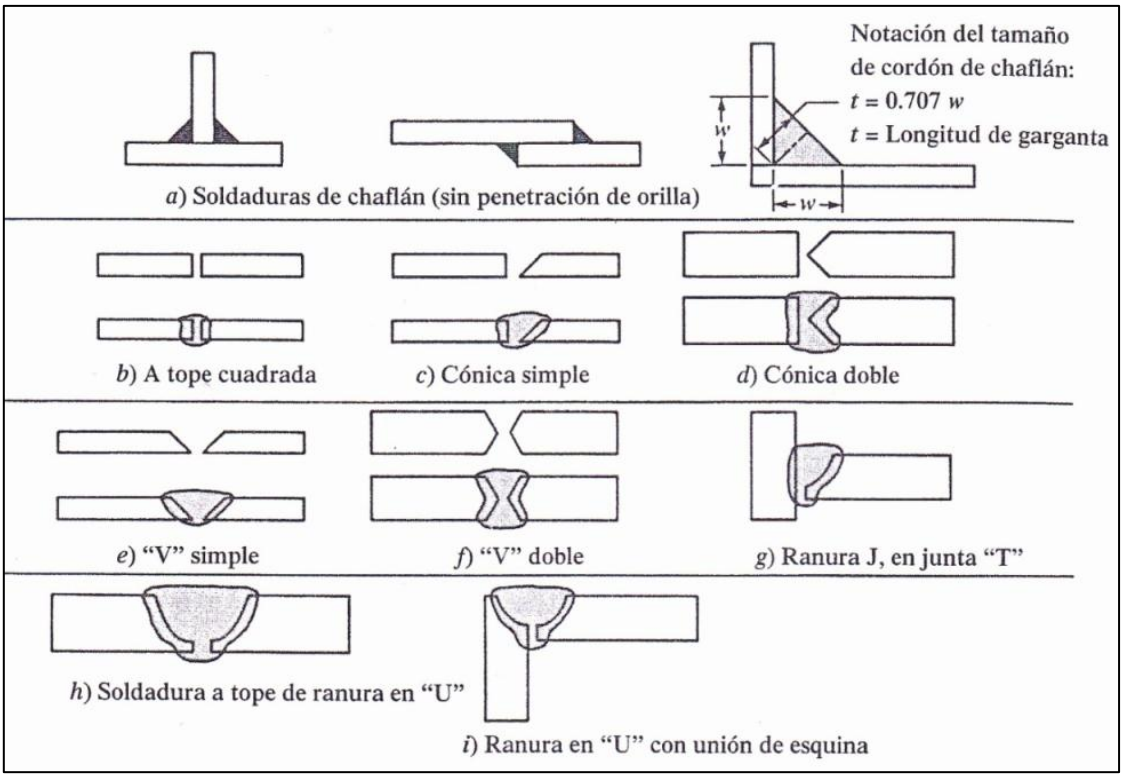


figura 25. *Tipos de soldadura con preparación de orillas.*

4.13.3. Métodos para considerar la soldadura como una línea

Aquí se examinaran cuatro formas de aplicar la carga:

- Tensión o compresión directa
- Corte vertical directo
- Flexión
- Torsión.

Los métodos permiten que el diseñador realice los cálculos en una forma muy parecida a la que se empleó para diseñar los elementos portantes mismos.

5. MATERIALES Y MÉTODOS

5.1. MÉTODOS

Durante la realización del trabajo de tesis fue necesario hacer uso de algunos métodos investigativos, se aplicó el método teórico-empírico, el cual sirvió para seleccionar algunos parámetros para realizar el diseño de la máquina clasificadora, otro de los métodos aplicados fue el analítico-sintético, el cual ayudo a la sistematización de la información recolectada, para luego elaborar los informes finales. Durante la construcción de la máquina se realizó un trabajo práctico aplicando todas las técnicas de construcción.

5.2. TÉCNICAS

Observación.- Fue necesario hacer uso de esta técnica durante las visitas de campo realizadas al lugar de investigación y en moliendas aledañas.

Entrevista.- La técnica de la entrevista se la aplico durante las visitas realizadas al sector de Malacatos (**Molienda Ocampos**), con la finalidad de conocer los problemas existentes como es el exagerado tiempo que se emplea en la clasificación del granulado de panela.

Recopilación Bibliográfica.- Esta técnica se la aplico durante la búsqueda de información acerca del problema de investigación, esta información recolectada facilito el diseño y construcción de la máquina clasificadora.

5.3. CUADRO DE ECUACIONES APLICADAS PARA EL DISEÑO.

Tabla 4. *Cuadro de ecuaciones aplicadas para el diseño.*

Nº	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
1	Tensión	$\boldsymbol{\sigma} = \frac{\boldsymbol{P}}{\boldsymbol{A}} \leq [\boldsymbol{\sigma}]$	$\boldsymbol{A} = \text{área seccion transversal } (cm^2)$ $\boldsymbol{P} = \text{peso o fuerza } (Kg)$ $\boldsymbol{\sigma} = \text{tension normal } (kg/cm^2)$ $[\boldsymbol{\sigma}] = \text{tension normal admisible } (kg/cm^2)$
2	Tensión normal	$[\boldsymbol{\sigma}] = \frac{\boldsymbol{\sigma}}{\boldsymbol{K}}$	$\boldsymbol{\sigma} = \text{tension normal } (kg/cm^2)$ $\boldsymbol{K} = \text{Coeficiente de seguridad}$
3	Diámetro	$\boldsymbol{d} = \sqrt[3]{\frac{\boldsymbol{4\ Pt}}{\boldsymbol{\pi}\,[\boldsymbol{\sigma_t}]}}$	$\boldsymbol{Mt} = \text{Momento Torsor}$ $\boldsymbol{\sigma_t} = \text{Tensión admiible}$

Nº	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
4	Momento torsor	$Mt = Fd$	M_t= Momento Torsor. F= Fuerza. D= Distancia.
5	Potencia	$P = T\ x\ \omega$	$T = Torque$ $\omega = velocidad\ angular$
6	Potencia corregida	$P = \frac{T\ x\ \omega}{\mathfrak{N}}\ x\ f$	$T = Torque$ $\omega = velocidad\ angular$ $\mathfrak{N} = Número\ de\ revoluciones$ $f = Factor\ de\ seguridad$
7	Potencia necesaria	$N_t = \frac{Fx\,V}{60\ \times 75}$	$N_t = Potencia$ $F = Fuerza$ $V = Velocidad$
8	Rendimiento de cribas	$Q = Aqd\ KLmnop$	$Q = rendimiento\ (t/h)$ $A = area\ de\ trabajo\ del\ tamiz\ (m^2)$ $q = rendimiento\ especifico\ \times m^2\ del\ tamiz\ \left(\frac{m^3}{h.m^2}\right)$ $\rho = densidad\ del\ material\ (t/m^3)$ K, L, m, n, o, p =Son los coeficientes de corrección.
9	Flujo másico	$\mathfrak{M} = Q.\delta$	$Q = Caudal\ (m^3/h)$ $\delta = densidad\ kg/m^3$
10	Volumen	$V_{ap} = A.e$ $V_a = \frac{\pi\emptyset^2}{4}.e.n$ $V_T = V_{ap} + V_a$	$V_{ap} = volumen\ aparente$ $A = área\ del\ tamiz$ $e = espesor$ $V_a = volumen\ perdido\ por\ los\ agujeros\ tamiz$ $V_T = volumen\ total\ real$ $n = nmero\ de\ agujeros$ $\emptyset = diametro\ de\ los\ agujeros$
11	Volumen de copa.	$V_c' = A\ x\ h\ x\ b$	$V_c' = volumen\ de\ copa$ $b = area\ de\ la\ base$ $A = area\ del\ tamiz$ $h = altura$
12	Reacción en pernos	$R_r = \frac{P}{n}$	R_r, = Reacción en cada perno P =, Peso de la carga más el peso del tamiz. n = Numero de pernos.
13	Diámetro mínimo de pernos	$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_t}{\pi[\sigma_t]}}$	$F_t = Fuerza\ total\ a\ soportar$ $\sigma_t = Esfuerso\ admisible\ a\ la\ traccion$
14	Pesos de las planchas	$P = A.L.\delta$ $P = L.b.e.\gamma$	$L = largo\ de\ la\ plancha\ (1.02m)$ $b = altura\ de\ la\ plancha\ (0.62m)$ $e = espesor\ de\ la\ plancha\ (2x10^{-3}m)$ $\gamma = peso\ especifico\ del\ material\ de\ la\ plancha$
15	Frecuencia de oscilaciones.	$\eta = 265\sqrt{\frac{\emptyset}{\gamma}}$	$\emptyset = diametro\ de\ los\ agujeros\ del\ tamiz$ $r = radio\ de\ las\ oscilaciones\ de\ la\ caja.$
16	Velocidad de flujo sobre el tamiz.	$V = \frac{\eta_c}{3600A\delta}$	$\eta_c = rendimiento\ de\ la\ criba\ (t/h)$ $A = área\ \ sección\ trasversal\ del\ flujo\ de\ carga$ $\delta = densidad\ del\ material\ \ (t/m^3)$
17	Área de flujo	$A = A'.\psi$	$A' = area\ de\ capa\ del\ material\ sobre\ la\ criba.$ $\psi = coeficiente\ de\ llenado\ (0.85)$
18	Área para piezas excéntricas	$A_T = \frac{{D_1}^2\pi}{4} - \frac{{D_2}^2\pi}{4}$	$D_1 = diametro\ mayor$ $D_2 = diametro\ menor$

Nº	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
19	Centro de gravedad	$\bar{y} = \frac{\sum A_y}{\sum A}$ $= \frac{A_1y_1 + A_2y_2 + A_3y_3 + \cdots + A_ny_n}{A_1 + A_2 + A_3 + \cdots + A_n}$	$A_1y_1 = areas\ y\ centros\ de\ gravedad$
20	Momento de Inercia	$I = \frac{1}{2}mR^2 + md^2 - \frac{mr^2}{2}$	$m = masa\ de\ los\ cuerpos$ $d = distancia\ \ o\ centro\ de\ gravedad$ $R, r = radios$
21	Velocidad angular	$\Omega = \frac{2\pi n}{60}$	$n = numero\ de\ revoluciones$
22	Fuerza centrífuga	$F_c = m.\Omega^2.r$	r= radio de giro, es igual al centro de gravedad Ω= velocidad angular. m=masa de un cuerpo desbalanceada $(kgf\ .\ s^2/m)$
23	Relación de transmisión.	$i = \frac{\eta_1}{\eta_2}$	$n1 = numero\ de\ revoluciones\ polea\ conductora$ $n2 = numero\ de\ revoluciones\ polea\ conducida$
24	Distancia entre centro de los ejes.	$C = 1.5\ (D_1 + D_2)$	$D_1 = diametro\ polea\ conductora$ $D_2 = Diametro\ polea\ conducida$
25	Longitud primitiva de la banda.	$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D2 + d1) + \frac{(D2 - d1)^2}{4C}$	$C = Distancia\ entre\ ejes$ $D_1 = \emptyset\ polea\ conductora$ $D_2 = \emptyset\ polea\ conducida$
26	Distancia corregida entre ejes.	$Ic = C + \frac{L' - L}{2}$	$L' = Longitud\ de\ correccion$
27	Angulo de abrazamiento.	$\infty = 180º - 57 * \frac{D2 - d1}{Ic}$	$Ic = Distancia\ corregida\ entre\ centos.$
28	Potencia transmisible por la banda.	$Pa = (Pb + Pd)C\infty * Cl$	$Pb, Pd, C\infty\ y\ Cl = Factores\ de\ correccion$
29	Potencia corregida.	$P_c = P.C_c$	$P = Potencia\ calculada$ $C_c = Factor\ de\ correcion\ para\ motores$
30	Numero de bandas.	$Z = \frac{Pc}{Pa}$	$Pc = Potencia\ calculada$ $Pa = Potencia\ transmisible\ de\ la\ banda$
31	Velocidad de la banda.	$V = \frac{0.052.D_1.n}{1000}$	$D_1 = Diametro\ de\ la\ polea\ conductora$ $n = Número\ de\ revoluciones$
32	Tensiones en los ramales de la banda.	$T2 = \frac{Pm}{3.09 * V}$	$Pm = Potencia\ del\ motor$ $V = Velocidad\ de\ la\ banda$
33	Angulo que forman la polea con la banda.	$Tg\gamma = \frac{\frac{D}{2} - \frac{d}{2}}{Ic}$	$Ic = Distancia\ corregida\ entre\ centos.$
34	Diámetro del eje.	$D = \left\{\frac{16}{\pi * \tau}[(Cm * Mf)^2 + (Cl * Mt)^2]^{\frac{1}{2}}\right\}^{\frac{1}{3}}$	$Cm = Coeficiente\ de\ carga\ aplicada$ $Cl = Repentinamente\ en\ choque\ ligero$ $Mf = Momento\ flector$ $Mt = Momento\ torsor$ $\tau = Tension\ admisible$

Nº	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
35	Fuerza equivalente radial pura.	$F_e = F_r\left[1 + 1.15(\frac{F_t}{F_r} - 0.35)\right]$	$F_t = Fuerza\ tangencial$ $F_r = Fuerza\ radial$
36	Carga equivalente del rodamiento	$Ceq = F_e K\left[\frac{L}{K_r L_r}\right]^{1/3}$	$K_r = Confiabilidad\ de\ vida$ $L_r = Constante$ $L = vida\ del\ rodamiento\ en\ revoluciones.$
37	Resistencia al aplastamiento de una chaveta	$\sigma = \frac{4M_t}{dhL} \leq [\sigma_A]$	M_t =Momento torsor producido por la polea en el eje. d =Diámetro del árbol h = Altura de la chaveta L = Longitud de la chaveta $[\sigma_A]$ = Esfuerzo admisible al aplastamiento.
38	Resistencia al cizallamiento de una chaveta	$\tau = \frac{2M_t}{dbL} \leq [\tau]$	M_t =Momento torsor producido por la polea en el eje. d =Diámetro del árbol h = Altura de la chaveta L = Longitud de la chaveta $[\tau]$ = Tensión admisible al cizallamiento.
39	Diámetro de un resorte.	$\emptyset = 1,6\sqrt{\frac{(F_f)(C)k}{[\tau_o]}}$	F_f=fuerza aplicada al resorte τ_o=Esfuerzo admisible a la torsión. c=Índice del muelle. k=Coeficiente de simplicidad
40	Diámetro de las espiras.	$D = d.c$	c = Índice de muelle. D = Diámetro de las espiras. d = Diámetro de alambre del muelle.
41	Relación de fuerzas y desplazamientos de un resorte.	$i = \frac{10^5 d\lambda}{c^3 F_o}$	$\lambda =$ Desplazamiento requerido del muelle $F_o =$ Variación de la fuerza.
42	Longitud del muelle comprimido.	$Hd = (i_T - 0.5)\ x\ d$	d = Diámetro de alambre del muelle. i_T = Número total de espiras.
43	Longitud del muelle expandido.	$H_o = H_d + i_T(h - d)$	d = Diámetro de alambre del muelle. i_T = Número total de espiras. h = Paso entre las espiras del muelle.
44	esfuerzo tangencial admisible fatiga	$[\tau_r{}^!] = \gamma.\psi[\sigma_t]$	$\psi = coeficiente\ de\ resistencia\ mecánica\ del\ cordón$ $\gamma = coeficiente\ de\ resistencia\ a\ la\ fatiga.$ $\sigma_t = esfuerzo\ a\ la\ tracción\ admisible$
45	Coeficiente de resistencia a la fatiga	$\gamma = \frac{1}{1.3 - 0.3\frac{P_1}{P_2}}$	P1= Peso normal P2= El peso triplicado por efectos de vibración.
46	Esfuerzo tangencial admisible.	$[\tau_r] = \frac{P}{2(0.7)(a)(L)}$	$P = Peso\ o\ fuerza\ Kg$ $a = Lado\ del\ cordon\ de\ soldadura$ $L = Longitud\ del\ cordon\ de\ soldadura$
47	Esfuerzo tangencial resultante.	$[\tau_r{}^1] \geq \sqrt{\tau_r{}^2 + \tau_2{}^2}$	$\tau_r = esfuerzo\ tangencial\ vertical$ $\tau_2 = esfuerzo\ tangencial\ horizontal$
48	Momento flector máximo en vigas.	$M_f máx = \frac{P\ x\ L}{4}$	$P = peso\ o\ fuerza\ aplicada$ $L = Longitud\ de\ la\ viga$

Nº	NOMBRE	ECUACIÓN	NOMENCLATURA
49	Tensión máxima	$\sigma_{max} = \frac{M_t \, x \, Y}{I}$	$M_t = Momento\ torsor\ maxima$ $Y = Centro\ de\ gravedad$ $I = Momento\ de\ inercia$
50	Intensidad de corriente.	$I = \frac{P}{V * cos\varphi}$	I = Intensidad de corriente. P = Potencia eléctrica. V = Voltaje

Fuente: *Jhon E. Arias (Tesista).*

6. RESULTADOS

6.1. OBTENCIÓN DE LA PANELA GRANULADA

La panela granulada de la Molienda **"Ocampo"**, cumple con los requisitos microbiológicos en cuanto a mohos y levaduras, lo cual indica que a pesar del elevado porcentaje de humedad, estos micro-organismos no se han desarrollado, manteniéndose en un excelente estado de calidad para su venta.

6.2. CLASIFICACIÓN DE LA PANELA GRANULADA

Acogidos a la norma que presente la NTE INEN 2332:2002 que propone una forma de clasificación para panela granulada en las características "Extra", "Primera" y "Segunda".

Tabla 5. *Clasificación de panela granulada por solidos sedimentables y granulometría.*

CLASIFICACIÓN	Sólidos Sediméntales	Pase al 100% por tamiz
	g/100g de panela	Tamiz Nº
Extra	0.1	8
Primera	0.5	6
Segunda	1.0	4

Fuente: *(Norma Técnica Ecuatoiriana Obligatoria – NTE INEN 2 332, 2002*

Nos enfocamos a nuestro dieseño a fin de cumplir con las normas pertinentes, y con un proposito de mejorar la producccion de panela granulada en la molienda "**OCAMPO**", ya que este proceso es empleado manualmente con cribas manuales, y harneros, empleando esfuerzo y tiempo cosiderado, en desperdicio.

6.3. CONDICIONES DE DISEÑO

Para realizar el diseño de las partes principales de la máquina se tendrá en cuenta algunos requerimientos de diseño, entre los cuales se destacan los siguientes:

- El material a clasificar presenta alto contenido de humedad.
- El material tendrá que ser depositado manualmente en la tolva.
- Se elegirá un motor con una velocidad de rotación de 3520 rpm.

6.4. METODOLOGÍA Y CÁLCULOS

- **Datos generales.**

En la planta "**Ocampos"** de producción de derivados de caña de azúcar, se tiene un porcentaje de producción de panela granulada:

- **Producción estimada:**
  200 qq/semana = 40 qq/día= 10 qq/hora **(4 horas / día)**
  X= 7.66 kg/min ≈ 8 kg/min

6.4.1. Cálculos para determinar el área de trabajo del tamiz.

El cálculo de área de los tamices, es lo que determina las dimensiones de la máquina clasificadora en general, para lo cual se debe tomar a consideración que la dificultad de trabajo aumenta conforme disminuya el tamaño del material a clasificar, en este caso: (panela granulada).

6.4.2. La clasificación de calidad y competitividad a obtener:

6.4.2.1. Área del tamiz.

El área del tamiz se determina en función de:

- La Productividad de la criba
- La Composición granulométrica del material (panela granulada).
- La Densidad del material.

Según K. A Rázumov, en la (***Ecuación* 8**), (Tabla 4), el rendimiento de una criba es:

$$\boldsymbol{Q = Aqd\ KLmnop}$$

Despejando **A** en la ecuación se obtiene:

$$\boldsymbol{A = \frac{Q}{q\rho Klmnop}}$$

La densidad de la panela granulada es:

$$\boldsymbol{\rho} = 1{,}5\ g/cm^3 = 1500 kg/m^3 = 1.5\ ton/m^3$$

6.4.3. Composición Granulométrica

Según la (Norma Técnica Ecuatoriana Obligada – NTE INEN 2 332, 2002) también propone una forma de clasificación para panela granulada en las categorías "Extras", "Primera" y "Segunda", según el cumplimiento de una combinación de requisitos como se muestra en la (Tabla 6).

Tabla 6. *Clasificación de panela granulada por los sólidos sediméntales y granulometría.*

CLASIFICACIÓN	Sólidos Sediméntales	Pase al 100% por tamiz
	g/100g de panela	Tamiz Nº
Extra	0.1	8
Primera	0.5	6
Segunda	1.0	4

Fuente: *(Norma Técnica Ecuatoiriana Obligatoria – NTE INEN 2 332, 2002*

Adicional se presenta resultados de análisis a las muestras del paso de panela granulada por la numeración de los tamices con sus respectivas características.

Tabla 7. *Distribución granulométrica, representada en forma tabulada.*

Nº Tamiz Tyler	Abertura (mm)	Peso (g)	f (%)	fu (%)	Fo(%)
2	2	1.3	1.1	98.9	1.1
4	1.4	6.7	5.6	93.3	6.7
6	0.85	24.7	20.6	72.7	27.3
8	0.6	31.7	26.4	46.3	53.7
10	0.42	22.2	18.5	27.8	72.2
14	0.3	13	10.8	17	83
20	0.21	7.1	5.9	11.1	88.9
24	0.15	4.7	3.9	7.2	92.8
Residuos	-	5.4	4.5	-	-

Fuente: *(Catolgo de Pruebas de los Tamices – TYLER)*

Donde:

f (%) *= fracción retenida en el tamiz respecto del total de la muestra expresada en %*

fu (%) *= fracción transmisible por el tamiz.*

fe (%) *= fracción acumulada sobre el tamaño del tamiz.*

6.4.4. Rendimiento de la Criba.

El rendimiento de la máquina se la considera de acuerdo a la demanda del insumo para la población local y otras demandas de producción.

- **Demanda**

- 300 qq/Semana = 60 qq/Día = 15 qq/Horas = 690 kg/h

El tiempo de trabajo de clasificado se considera 4 horas al día, ya que se realiza dos procesos de obtención de panela diario.

- **Propuesta**

La propuesta que se plantea es en base a un crecimiento posterior de población o demanda de productividad.

- 500 qq/Semana = 100 qq/Día = 25 qq/Hora
  X= 1150 kg/h.

Para la determinación del caudal que debe ingresar, se considera la cantidad de flujo másico dado en la (***Ecuación* 9**), (Tabla 4):

$$\mathfrak{M} = Q\delta$$

Despejando:

$$Q = \frac{\mathfrak{M}}{\delta}$$

$$Q' = \frac{1150\ Kg/h}{1500\ kg/m^3}$$

$$Q' = 0.76\frac{m^3}{h} \approx 0.8\ m^3/h$$

La productividad de la criba debe ser $0.8\ m^3/h$ aproximadamente.

$$Q' = 0.8\ m^3/h$$

Para la obtención del rendimiento se tiene que:

$$\boldsymbol{\eta_c} = \boldsymbol{Q'} \cdot \boldsymbol{\delta}$$

$$\boldsymbol{\eta_c} = \left(0.8\ \frac{m^3}{h}\right) \cdot \left(1.5\ \frac{ton}{m^3}\right)$$

$$\boldsymbol{\eta_c} = 1.2\ ton/h$$

6.4.5. Dimensión de los agujeros de los tamices.

De la (*Tabla 26* **ANEXOS**), de acuerdo a las dimensiones del material a clasificar se escoge los tamices:

Tabla 8. *Medidas de los tamices de clasificación.*

Nº de Tamiz	**Medida del Ø del Agujero del tamiz (mm)**
4	4.75
6	3.35

Fuente: *tamices Standard U.S.A (Especificaciones ASTME-18-87)*

Datos Tamiz Nº 4

Para encontrar los valores determinados de q y (*k, l, m, n, o, p*), se basa en la (*Tabla 27* y (*Tabla 28* **ANEXOS**), respectivamente.

$\boldsymbol{q = 8,5\ m^3/h.m^2}$ Tomando el valor real aproximado de la tabla.

$\boldsymbol{k = 0.5}$ (Tomando en consideración que el 10% del material inicial es de mayor medida que 4.75 mm).

$\boldsymbol{L = 0.90}$ Sabiendo que el 40% que ingresa a la criba tiene tamaño de trozos menores a 4.75 mm)

$\boldsymbol{m = 0.8}$ Si se requiere una eficacia del cribado de 95%, entonces

$\boldsymbol{n = 1}$ Siendo la panela granulada un material semi-redondo.

$\boldsymbol{0 = 0.75}$ Si el material inicial de alimentación a la criba es previamente secado se toma el material relativamente húmedo.

$\boldsymbol{P = 1}$ El trabajo del cribado se realiza en seco.

Remplazando valores en la ecuación, se tiene:

$$\boldsymbol{A = \frac{\eta_c}{q\delta KLmnop}}$$

$$A = \frac{1.2\ t/h}{\left(\frac{8.5m^3}{h\,.\,m^2}\right)\left(\frac{1.5t}{m^3}\right)(0.5)x(0.90)x(0.8)x(1)x(0.75)x(1)}$$

$$A = \ 0.21\ m^2 \ \approx 0.25\ m^2$$

El área requerida para el tamiz **Nº 4** es de $\boldsymbol{A} = \ 0.25\ m^2$ para una mayor eficacia de cribado.

6.4.6. Verificación del área de cribado

Para determinar si el área del cribado es necesaria para todos los tamices se procede a realizar el cálculo del área de trabajo del tamiz **Nº 6** con agujero de ϕ 3.35 mm.

Datos del tamiz Nº 6

$\boldsymbol{K}\ \ a\ un\ 60\% \ :\ \ K = 1$ $\qquad$ $\boldsymbol{n} = 1$

$\boldsymbol{L}\ \ a\ un\ 25\% \ :\ \ L = 0.94$ $\qquad$ $\boldsymbol{o} = 0.75$

$\boldsymbol{m}\ a\ un\ \ 95\% \ :\ m = 0.8$ $\qquad$ $\boldsymbol{p} = 1$

($\boldsymbol{q}$) para el diámetro del agujero de 3.35 mm en la tabla de anexos se tiene:

$$\boldsymbol{q} = 8\ m^3/h.m^2$$

Remplazando valores en la ecuación se tiene:

$$\boldsymbol{A = \frac{\eta_c}{q\delta KLmnop}}$$

$$A = \frac{1.2\ t/h}{\left(\frac{8\ m^3}{h\ .m^2}\right) x \left(\frac{1.5t}{m^3}\right) x(1)x(0.94)x(0.8)x(1)x(0.75)x(1)}$$

$$A = \ 0.177\ m^2$$

Comparando los valores de las superficies de trabajo requeridas por los tamices; al requerir mayor área el primer tamiz, entonces se elegirá su área para los demás tamices la misma que nos garantizará una gran eficacia en el proceso de clasificación de la máquina.

- Las dimensiones son tomadas empíricamente haciendo referencia del área necesaria para el tamiz.

6.4.7. Elección de los tamices para el cribado

El material a implementar en la máquina es el acero inoxidable **AISI –304** cuyas características se presentan en la (*Tabla 29* **ANEXOS**),

La selección de los tamices se realizará tomando en cuenta el análisis de superficie anteriormente realizado y tomando en cuenta que se realizará una clasificación para un producto destinada al consumo humano, considerando las siguientes características:

Criba 1 Tamiz Nº 4

- $\phi\ agujero\ 4.75\ mm$
- $\boldsymbol{A} = \ 0.25\ m^2$
- Acero inoxidable **AISI - 304**
- Espesor $\frac{3}{32} pulg. = 2.381\ mm$

Criba 2 Tamiz Nº 6

- $\phi\ agujero\ 3.35\ mm$
- $\boldsymbol{A} = \ 0.25\ m^2$
- Acero inoxidable **AISI - 304**
- Espesor $\frac{3}{32} pulg. = 2.381\ mm$

6.4.7.1. Peso de los tamices

- Para determinar el peso de cada tamiz se debe tomar en consideración el volumen expresado en la (***Ecuación* 10**), (Tabla 4), ya que tenemos perdidas de material por los agujeros en el tamiz.

$$\boldsymbol{V_{ap} = A.e}$$

$$\boldsymbol{V_a = \frac{\pi \emptyset^2}{4}.e.n}$$

$$\boldsymbol{V_T = V_{ap} + V_a}$$

Para la sujeción del tamiz se incrementara un área de *2,5 cm* por cada lado, la sujeción se realizará mediante pernos en el soporte.

Medidas tomadas empíricamente (*Figura 26*).

Ancho : 45 cm

Largo : 75 cm

$\boldsymbol{A_{Total}} = 0.3375\ m^2$

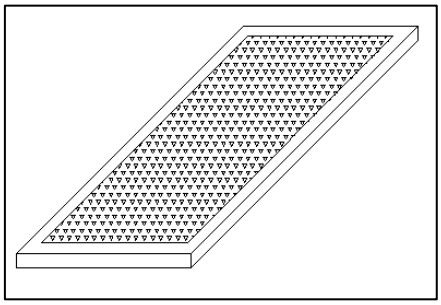


figura 26. *Dimensiones del Tamiz*

Remplazando valores en la(***Ecuación* 10**), (Tabla 4), se tiene:

Tamiz Nº 4

$\boldsymbol{V_{ap} = A.e}$

$\boldsymbol{V_{ap}} = (0.3375\ m^2)\ (2.381x10^{-3}m)$

$\boldsymbol{V_{ap}} = 8.035 \times\ 10^{-4}\ m^3$

$$\boldsymbol{V_a} = \frac{\boldsymbol{\pi \emptyset^2}}{\boldsymbol{4}} . \boldsymbol{e.n}$$

$$\boldsymbol{n} = (1491\ agujeros)$$

$$\boldsymbol{V_a} = \left[\frac{\pi(4.75 \times\ 10^{-3}m)^2}{4}\right]\ x\ (2.381x10^{-3}m)x(1491)$$

$$\boldsymbol{V_a} = 6.3x10^{-5}\ m^3$$

$$\boldsymbol{V_T} = \boldsymbol{V_{ap}} - \boldsymbol{V_a}$$

$$\boldsymbol{V_T} = 8.035 \times\ 10^{-4}\ m^3 - 6.3x10^{-5}\ m^3$$

$$\boldsymbol{V_T} = 7.4 \times\ 10^{-4}\ m^3$$

TAMIZ Nº 6

$$\boldsymbol{V_{ap}} = \boldsymbol{A.e}$$

$$\boldsymbol{V_{ap}} = (0.3375\ m^2)\ (2.381x10^{-3}m)$$

$$\boldsymbol{V_{ap}} = 8.035 \times\ 10^{-4}\ m^3$$

$$\boldsymbol{V_a} = \frac{\boldsymbol{\pi \emptyset^2}}{\boldsymbol{4}} . \boldsymbol{e.n}$$

$$\boldsymbol{n} = (2973\ agujeros)$$

$$\boldsymbol{V_a} = \left[\frac{\pi(3.35 \times\ 10^{-3}m)^2}{4}\right]\ x\ (2.381x10^{-3}m)x(2973)$$

$$\boldsymbol{V_a} = 6.24x10^{-5}\ m^3$$

$$\boldsymbol{V_T} = \boldsymbol{V_{ap}} - \boldsymbol{V_a}$$

$$\boldsymbol{V_T} = 8.035 \times 10^{-4}\, m^3 - 6.24x10^{-5}\, m^3$$

$$\boldsymbol{V_T} = 7.41 \times 10^{-4}\, m^3$$

El peso se determina en función de:

$$\boldsymbol{P} = \boldsymbol{\delta}\,.\boldsymbol{V_T}$$

La densidad del acero inoxidable para realizar máquinas que tengan a bien servir para productos de consumo humano es: $\boldsymbol{\delta} = 7930 kg/m^3$

Tamiz Nº 4

$$\boldsymbol{P_1} = \boldsymbol{\delta}\,.\boldsymbol{V_T}$$

$$\boldsymbol{P_1} = 7930\, kg/m^3(7.4 \times 10^{-4}\, m^3)$$

$$\boldsymbol{P_1} = 5.88\, kg.$$

Tamiz Nº 6

$$\boldsymbol{P_2} = \boldsymbol{\delta}\,.\boldsymbol{V_T}$$

$$\boldsymbol{P_2} = 7930\, kg/m^3(7.41 \times 10^{-4}\, m^3)$$

$$\boldsymbol{P_2} = 5.7 kg$$

6.4.8. Cálculo de peso aportado por el material.

Para calcular el peso del material sobre la máquina, así como el peso sobre cada tamiz (*Figura 27*). Donde se indican las dimensiones que se ha planteado para la caja de cribado, dichas dimensiones se han propuesto empíricamente.

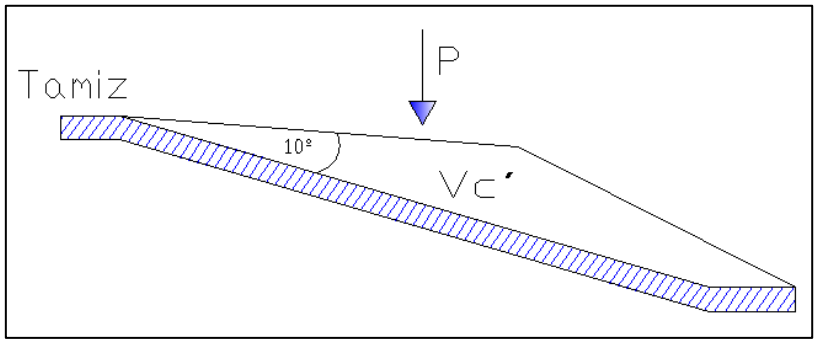


figura 27. *Determinación del peso del material sobre el tamiz*

6.4.9. Peso del material sobre el tamiz

6.4.9.1. Volumen de copa

El volumen de copa $V_c{}'$ es similar al volumen de una pirámide (***Ecuación* 11**), (Tabla 4),

$$V_c{}' = A\ x\ h\ x\ b$$

El volumen de copa depende del ángulo estático, el mismo que determina la altura máxima de amontonamiento del material.

- Para el material a cribar (***panela granulada***) el ángulo es de 30º sobre la horizontal, pero como se ubica sobre una base inclinada a 20º respecto al horizonte, por lo que el ángulo máximo de amontonamiento del material será 10º.

La altura se determina basándose en una sección triangular tomando como base, la diagonal del rectángulo de la sección transversal del tamiz (*Figura 28*).

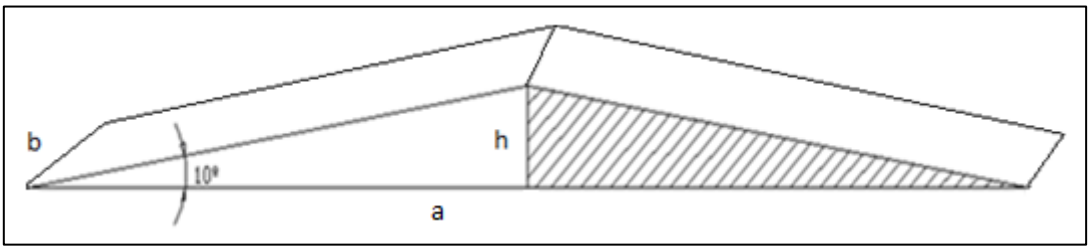


figura 28. *Área transversal del volumen de copa.*

Calculando:

$\boldsymbol{h} = \tan 10º\ x\ (0.375\ m)$

$\boldsymbol{h} = 0.24\ m$

Remplazando en la (***Ecuación* 11**), (Tabla 4), se tiene:

$V_c{}' = A\ x\ h\ x\ b$

$V_c{}' = (0.75\ m)x(0.45m)x(0.24\ m)$

$V_c{}' = 0.081m^3$

Este volumen de copa se obtiene en un tiempo prudencial determinado por la siguiente expresión:

$$t = \frac{Vc'\ .\ \delta}{\mathfrak{M}}$$

Para la expresión del flujo másico, como es de consideración se determina en función del caudal de material que ingresa a la criba de la (***Ecuación* 9**), (Tabla 4), se tiene:

$$\mathfrak{M} = \boldsymbol{Q.\delta}$$

$$\mathfrak{M} = \left(0.8\frac{m^3}{h}\right)(1500\ kg\ /m^3)$$

$$\mathfrak{M} = 1200\frac{kg}{h} = 0.33kg/s$$

Remplazando valores se tiene:

$$\boldsymbol{t} = \frac{\boldsymbol{Vc'\ .\ \delta}}{\mathfrak{M}}$$

$$t = \frac{0.081m^3x\ (1500\ kg/m^3)}{0.33\ kg/s}$$

$$t = 368.18\ seg\ \approx 7\ min.$$

Este amontonamiento o volumen de copa se puede llegar a acumular ya sea por ingreso de material superior a los 20 kg x min, lo que ocasionará taponamiento de los orificios del tamices.

6.4.9.2. Peso del material sobre la caja

Para obtener el peso se lo puede obtener multiplicando el volumen total del contenido de la caja por el peso específico:

$$\boldsymbol{P = Vc'\ .\ \delta}$$

$$\boldsymbol{P} = (0.081m^3)\ x\ \left(\frac{1500\ kg}{m^3}\right)$$

$$\boldsymbol{P} = 121{,}5\ kg$$

6.4.9.3. Peso del material sobre el tamiz 1

Con una relación, que por cada segundo que transcurre, en el tamiz caerán 0.33 kg (*flujo másico*), entonces:

$$\boldsymbol{P_{inst}} = \mathfrak{M}.\boldsymbol{g}$$

$$\boldsymbol{P_{inst}} = 0.33\ kg\ x\ (9.8\ m/s^2)$$

$$\boldsymbol{P_{inst}} = 3.24\ N = 0.33\ kgf.$$

Para obtener el peso total del material sobre el tamiz, se tiene:

$$\boldsymbol{P_t} = \boldsymbol{P} + \boldsymbol{P_{instantaneo}}$$

$$\boldsymbol{P_t} = 121.5\ kg + 0.33\ kg$$

$$\boldsymbol{P_t} = 121.83\ kg$$

Para una eficiencia en relación a un mayor ingreso de material a clasificar como es la panela granulado se asumirá un peso de 122 kg.

6.4.10. Cálculo de los soportes de sujeción de los tamices.

Los tamices y los boquetes de salida descansaran sobre una base, de ángulo de acero inoxidable, como se muestra en la (*Figura 29*).

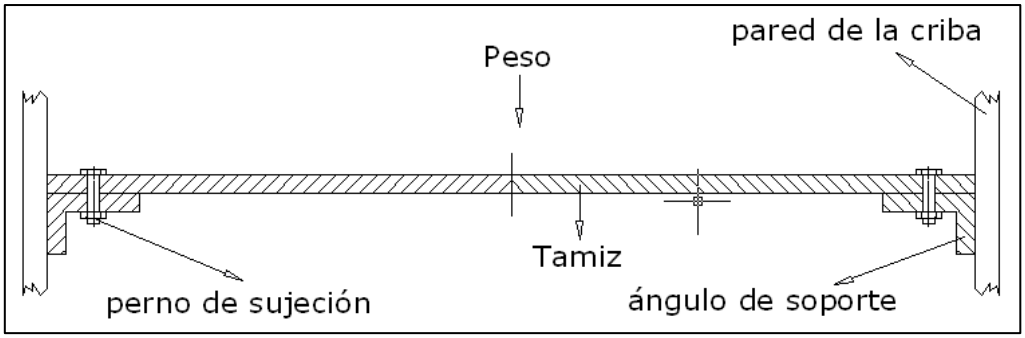


figura 29. *Sujeción del tamiz*

6.4.10.1. Cálculo del área transversal de los angulares de soporte

Para el cálculo del área necesaria de los angulares que soportan al tamiz se debe realizar un análisis del tamiz como si se tratara de una viga simplemente apoyada y el peso se lo considera como una carga concentrada en el centro del tamiz (*Figura 30*).

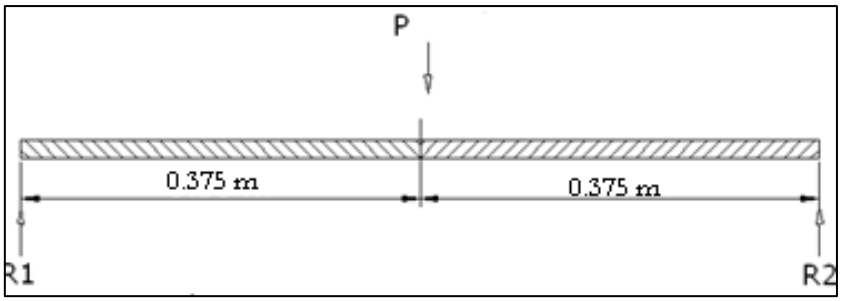


figura 30. *Esquema de fuerzas.*

Deduciendo la (***Ecuación* 1**), (Tabla 4), de tensión se tiene:

$$\boldsymbol{\sigma} = \frac{\boldsymbol{P}}{\boldsymbol{A}} \leq [\boldsymbol{\sigma}]$$

Despejando en la (***Ecuación* 1**), se tiene:

$$\boldsymbol{A} \geq \frac{\boldsymbol{P}}{\boldsymbol{\sigma}}$$

Para aceros estructurales la tensión normal es $\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{3230}\ (\boldsymbol{kg/cm^2})$

En este caso para esta determinación se tomará un coeficiente de seguridad de *K=3*, remplazando valores en la (***Ecuación* 2**), (Tabla 4), se tiene:

$$[\boldsymbol{\sigma}] = \frac{\boldsymbol{\sigma}}{\boldsymbol{K}}$$

$$[\boldsymbol{\sigma}] = \frac{3230 kg/cm^2}{3}$$

$$[\boldsymbol{\sigma}] = 1076.6 kg/cm^2.$$

6.4.10.2. Determinación de las reacciones$\boldsymbol{R_1}$ $\boldsymbol{y}$ $\boldsymbol{R_2}$

- **Por sumatoria de momentos:**

$$\sum \boldsymbol{m_1} = \mathbf{0}$$

$$122\ kg\ (0.375m) + R_2(0.75\ m) = 0$$

$$\boldsymbol{R_2} = \frac{45.75\ kg\ x\ m}{0.75\ m}$$

$$\boldsymbol{R_2} = 61\ kg$$

- **Por sumatoria de fuerzas, se tiene:**

$$\sum \boldsymbol{Fy} = \mathbf{0}$$

$$\boldsymbol{R_1} + \boldsymbol{R_2} - \boldsymbol{P} = \mathbf{0}$$

$$\boldsymbol{R_1} = 122\ kg - 61\ kg$$

$$\boldsymbol{R_1} = 61\ kg$$

Remplazando datos, se tiene:

$$\boldsymbol{A} \geq \frac{\boldsymbol{P}}{[\boldsymbol{\sigma}]}$$

$$\boldsymbol{A} \geq \frac{61\ kg}{1076.6\ kg/cm^2}$$

$$\boldsymbol{A} \geq= 0.0566\ cm^2$$

De la (*Tabla 30* **ANEXOS**), se elige el segundo angular de la tabla que tiene de medida de los lados 25 x 25 mm, para asegurar un pleno descanso del tamiz sobre los ángulos.

6.4.11. Sujeción del soporte del tamiz a la caja de la criba.

La fijación del soporte de los tamices será por medio de pernos de acero inoxidable, ya que se encuentran en contacto con la panela granulada.

Dichos pernos tendrás la capacidad de soportar las fuerzas de tención generadas por el peso del material sobre el tamiz y la fuerza de rozamiento que se produzca en la pared de la criba y el angular, por lo que se realizará un análisis para la resistencia al peso y a la fatiga. (*Figura 31*).

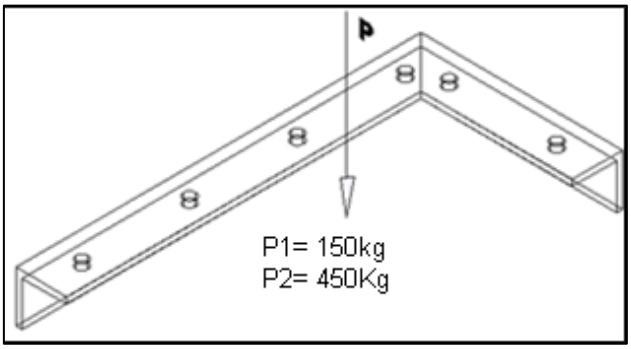


figura 31. *Sujeción del soporte del tamiz en la pared de la caja de la criba.*

NOTA: ***la carga a soportar tendrá una variación debido al efecto de la vibración, por lo que variará desde P_1 a P_2, tomando en cuenta la carga estática triplicada, es decir se debe tomar en cuenta la carga dinámica generada por el movimiento de las vibraciones de la caja.***

6.4.11.1. Cálculo de los pernos de sujeción del soporte

Los pernos de la unión se encuentran cargados longitudinalmente. Este hecho implica una pretensión inicial V que se aplique a los mismos se verá reducido hasta el valor $\boldsymbol{V^1}$ en los pernos, producto de la tracción adicional que provoco en estos el peso **P** del material sobre el tamiz así como el peso del tamiz.

Por supuesto esta fuerza, residual $\boldsymbol{V^1}$ entre los elementos a unir, debe ser aun lo suficientemente grande como para originar una fuerza de fricción entre las superficies a unir, que sea mayor que la resultante de las fuerza longitudinales que actúan sobre los pernos.

6.4.11.2. Análisis de las fuerzas transversales

Para llevar a cabo este análisis, se considerará que la carga aportada por el peso del material sobre el tamiz uno se distribuye uniformemente en todos y cada uno de los pernos, de la (***Ecuación* 12**), (Tabla 4):

$$\boldsymbol{R_r = \frac{P}{n}}$$

En este caso será 16 pernos, distribuidos equitativamente en el contorno del soporte. Por lo tanto:

$$\boldsymbol{R_r} = \frac{450kg}{16}$$

$$\boldsymbol{R_r} = 28.125\ kg$$

6.4.11.3. Calculo de la fuerza normal necesaria entre los elementos a unir.

Para que no exista la posibilidad del desplazamiento relativo entre los elementos unidos por los pernos, tiene que cumplirse que la fuerza de fricción existente entre los mismos pernos sea mayor que la fuerza longitudinal resultante. Sabiendo que los pernos serán

fabricados de acero AISI 304 y considerando un coeficiente de seguridad igual a 2, se puede plantear que:

$$\boldsymbol{fN = 2R_r}$$

$\boldsymbol{fN}$ = Coeficiente de rozamiento estático (para acero – acero 0.12)

$\boldsymbol{N}$ = Fuerza normal.

$$\boldsymbol{N = \frac{2R_r}{f}}$$

Ahora bien, como ya se ha planteado, la menor fuerza que actúa entre los elementos de la unión es la fuerza residual $\boldsymbol{V^1}$ por lo tanto, para que no exista posibilidad del desplazamiento, tiene que cumplirse que:

$$\boldsymbol{N = V^1}$$

Sustituimos esta igualdad en la relación se obtiene:

$$\boldsymbol{V^1 = \frac{2R_r}{f}}$$

Remplazando valeres, se tiene:

$$\boldsymbol{V^1} = \frac{2(28.125\ kg)}{0.12}$$

$$\boldsymbol{V^1} = 468.75\ kg$$

La resultante de las fuerzas longitudinales será lo sumatoria entre $\boldsymbol{R_r}$ y $\boldsymbol{V^1}$ es decir:

$$\boldsymbol{P_t = R_T + V^1}$$

$$\boldsymbol{P_t} = (28.125 + 468.75)kg$$

$$\boldsymbol{P_t} = 497kg$$

6.4.11.4. Determinación del diámetro raíz de los pernos.

En una unión pre tensionada, el diámetro raíz necesario para garantizar la máxima seguridad de la misma, viene dado por la (***Ecuación* 13**), (Tabla 4):

$$\boldsymbol{d_1 \geq \sqrt{\frac{4\ F_t}{\pi[\sigma_t]}}}$$

6.4.11.5. Determinación del esfuerzo a la tracción admisible.

Como se sabe el esfuerzo a la tracción admisible para los pernos pre tensionados depende, no solo del material, sino también del diámetro del perno en cuestión, ya que los diámetros pequeños resultan ser más sensibles a las sobrecargas en el apriete, tomando para los mismos, esfuerzos admisibles menores debido a este hecho. Por lo tanto, como no se conoce todavía el diámetro a utilizar, es necesario asumir el mismo para poder establecer dicho esfuerzo admisible.

Asumiendo que el diámetro exterior de los tornillos estará comprendido en el rango:

$$\boldsymbol{d_o} = (10 - 20)mm$$

Entonces, el esfuerzo admisible a la tracción, deberá tomarse en el rango:

$$[\boldsymbol{\sigma_t}] = (0.20 - 0.4)\sigma_t$$

De allí que para el acero AISI 304 se tiene $\boldsymbol{\sigma_t = 3500\ kg/cm^2}$

$$[\boldsymbol{\sigma_t}] = 0.30\ x\ (3500kg/cm^2)$$

$$[\boldsymbol{\sigma_t}] = 1050kg/cm^2$$

Remplazando datos en la (***Ecuación* 13**), (Tabla 4), resulta:

$$\boldsymbol{d_1} \geq \sqrt{\frac{4\ x\ (497\ kg)}{\pi[1050kg/cm^2]}}$$

$$\boldsymbol{d_1} \geq 0.77cm\ \approx 7.7\ mm$$

Elegimos pernos ***M 5/16***

6.4.12. Cálculo del peso de la construcción de la caja.

Para la obtención del peso del material empleado en la caja de la criba, se realizó un esquema de la caja de cribado (*Figura 32*); para poder obtener el peso del material empleado en la misma.

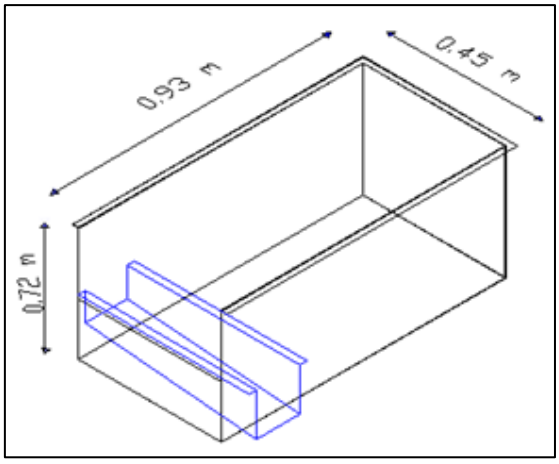


figura 32. *Dimensiones de la caja de cribado.*

6.4.12.1. Peso de las Planchas

Para sacar el peso de las planchas laterales se debe considerar las siguientes expresiones de la (***Ecuación* 14**), (Tabla 4):

$$\boldsymbol{P = A.L.\delta} \qquad \boldsymbol{P = L.b.e.\gamma}$$

Remplazando valores, se tiene:

$$\boldsymbol{P_1 = L.b.e.\delta}$$

$$\boldsymbol{P_1} = (0.93m)(0.72m)(2x10^{-3}m)(8102kg/m^3)$$

$$\boldsymbol{P_1} = 10.85\ kg$$

Como se necesita 2 planchas; el peso de las 2 planchas es:

$$\boldsymbol{P_1} = 21.70\ kg$$

El peso de las planchas trasversal posterior es:

$$\boldsymbol{P_2 = L.b.e.\delta}$$

$$\boldsymbol{P_2} = (0.45m)(0.72m)(2x10^{-3}m)(8102kg/m^3)$$

$$\boldsymbol{P_2} = 5.25kg$$

Como se necesita 2 planchas; el peso de las 2 planchas es:

$$\boldsymbol{P_2} = 10.25\ kg$$

El peso de las bandejas de clasificación, incorporadas en la caja se tiene:

$\boldsymbol{P_3} = 9.24kg$

El peso de los tamices de clasificación, se tiene:

$\boldsymbol{P_4} = 11{,}58kg$

El peso total de las planchas que conforman la caja será de:

$\boldsymbol{P_T} = \boldsymbol{P_1} + \boldsymbol{P_2} + \boldsymbol{P_3} + \boldsymbol{P_4}$

$\boldsymbol{P_T} = 52.77\ kg$

6.4.12.2. Peso total de la caja

El peso total de la caja es la sumatoria total del peso de la caja más la carga que se le aplicara a la máquina, todo esto multiplicado por (**1.10**).

$\boldsymbol{P_{TCaja}} = (\boldsymbol{P_T} + P\boldsymbol{m})\ x\ (1.10)$

$\boldsymbol{P_{TCaja}} = (52.77\ kg + 122\ kg) \times (1.10)$

$\boldsymbol{P_{TCaja}} = 192.25\ kg \approx 193\ kg.$

Nota: ***La multiplicación del peso con el coeficiente es para tomar en cuenta los pesos adicionales de pernos, ejes, poleas y otros elementos que se han de implementar en el momento del montaje de la máquina.***

6.4.13. Ensamblaje de la caja

El ensamblaje de la caja será, de unión de las planchas mediante pernos de acero inoxidable, la unión del boquete final de salida será la unión mediante soldadura eléctrica con un electrodo especial para aceros inoxidables, el electrodo a utilizar será el **AWS 308L-16.** Como se muestra en la (*Tabla 31* **ANEXOS**),

6.4.14. Determinación de las oscilaciones de la caja.

La frecuencia de las oscilaciones $\boldsymbol{\eta}$ de las cribas vibratorias inclinadas con oscilaciones circulares, según S.E Andréiev, se tiene (***Ecuación* 15**), (Tabla 4):

$$\boldsymbol{\eta = 265\sqrt{\frac{\emptyset}{\gamma}}}$$

Para la determinación de las revoluciones se debe realizar el cálculo para el valor máximo, y mínimo de diámetros de los agujeros de los tamices, es decir:

$\emptyset_1 = 4.75\ mm$

$\emptyset_2 = 3.35\ mm$

De ahí que se determinará una oscilación media aproximada para la caja.

- El valor para $\boldsymbol{\gamma}$ esta comprendida entre **0.2** a **0.4**.Para cribas vibratorias, tomamos el valor mínimo de 0.2 mm.

$$\boldsymbol{\phi = 4.75\ mm} \qquad \boldsymbol{\phi\ 3.35mm}$$

$$\boldsymbol{\eta} = 265\sqrt{\frac{4.75}{0.2}} \qquad \boldsymbol{\eta} = 265\sqrt{\frac{3.35}{0.2}}$$

$$\boldsymbol{\eta} = 1291.5\ rev/min \qquad \boldsymbol{\eta} = 1084.6\ rev/min$$

Para obtener una vibración eficiente capaz de no detenerse en circunstancias de carga exagerada se duplicara el Nº de revoluciones, interpolando se tiene:

$$\boldsymbol{\eta} = 1175\ rev/min \qquad Duplicando\ \approx 2350\ rev/min$$

6.4.15. Determinación de la velocidad de los granos sobre el tamiz.

Con la inclinación del plano de tamiz sobre el que se encuentra el material, sumando las vibraciones de la caja, según K. A. Rázumov para determinar la velocidad, se tiene la (***Ecuación* 16**), (Tabla 4):

$$\boldsymbol{V = \frac{\eta_c}{3600A\delta}}$$

Para la determinación del área se tiene (***Ecuación* 17**), (Tabla 4):

$$\boldsymbol{A = A'.\psi}$$

La expresión del área transversal:

$$\boldsymbol{A' = Lb}$$

Remplazando valores se tiene:

$$\boldsymbol{A' = Lb}$$

$$\boldsymbol{A'} = (0.5m)(0.1m)$$

$$\boldsymbol{A'} = 0.05m^2$$

Remplazando valores en la (***Ecuación* 17**) se tiene:

$$\boldsymbol{A = A'.\psi}$$

$$A = (0.05m^2)(0.85)$$

$$A = 0.043m^2$$

Tomando en cuanto que $\boldsymbol{Q = \eta_c = 1.2t/h}$, remplazando los datos en la (***Ecuación* 16**), se tiene:

$$\boldsymbol{V = \frac{\eta_c}{3600A\delta}}$$

$$\boldsymbol{V} = \frac{1.2\ t/h}{3600(0.043)(1.5)}$$

$$\boldsymbol{V} = 0.052\ m/s$$

Nota*: La velocidad del material sobre la criba se analiza cómo si se tratara de un análisis para una banda transportadora.*

6.4.16. Cálculo del sistema de vibración

Para el análisis del sistema de vibración, se debe considerar que dicho sistema está conformado por una masa desbalanceada montada en un eje, cuya trasmisión del motor al eje se realiza por medio de la transmisión poleas-banda.

6.4.16.1. Cálculo de la masa desbalanceadora

La masa desbalanceadora será quien produzca las vibraciones para que la caja mediante el tamiz realice la clasificación del granulado de panela.

6.4.16.2. Cálculo del área de la pieza desbalanceadora

Para determinar el área de la pieza desbalanceadora de la (***Ecuación* 18**), (Tabla 4), se debe considerar mediante los diámetros, que en primera instancia se los tomara empíricamente en base a un cálculo de piezas excéntricas. (*Figura 33*).

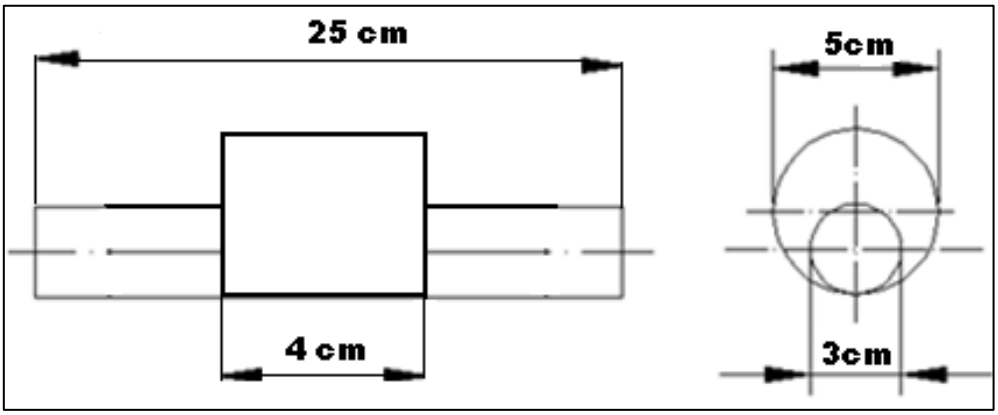


figura 33. *Masa desbalanceadora.*

$$\boldsymbol{A_1} = \boldsymbol{A_{ex}} - \boldsymbol{A_i}$$

$$\boldsymbol{A_1} = \frac{D_1{}^2\pi}{4} - \frac{D_2{}^2\pi}{4})$$

$$\boldsymbol{A_1} = \frac{(0.05m)^2\pi}{4} - \frac{(0.03m)^2\pi}{4}$$

$$\boldsymbol{A_1} = 1.256x10^{-3}\ m^2$$

$$\boldsymbol{A_2} = \frac{\boldsymbol{D_2{}^2\pi}}{\boldsymbol{4}}$$

$$\boldsymbol{A_2} = \frac{(0.03m)^2\pi}{4}$$

$$\boldsymbol{A_2} = 7.07x10^{-4}\ m^2$$

6.4.16.3. Cálculo del Volumen de la masa desbalanceadora

$$\boldsymbol{V_m} = \boldsymbol{A.L}$$

$$\boldsymbol{V_m} = 1.256x10^{-3}\ m^2(0.04\ m) + 7.07x10^{-4}\ m^2(0.25\ m)$$

$$\boldsymbol{V_m} = 2.27x10^{-4}\ m^3.$$

6.4.16.4. Cálculo del peso de la masa desbalanceadora

Para la determinación del peso de la masa desbalanceadora, se debe acoger a la ecuación:

$$\boldsymbol{P = V_m \times \gamma}$$

$\boldsymbol{\gamma}$ =Peso específico ➔ Para el material (acero SAE1040) es $\gamma = 7850 kg/cm^2$

$$\boldsymbol{P} = (2.27x10^{-4}\ m^3)\ x\ (7850 kg/m^3)$$

$$\boldsymbol{P} = 1.79\ kg$$

6.4.17. Cálculo del centro de gravedad de la masa desbalanceadora.

Para este cálculo se utilizará el método del área que consiste en dividir el área irregular en sub-áreas regulares (*Figura 34*); las cuales tienen una metodología definida, para determinar el centro de gravedad según la (***Ecuación* 19**), (Tabla 4):

$$\bar{y} = \frac{\sum A_y}{\sum A} = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3 + \cdots + A_n y_n}{A_1 + A_2 + A_3 + \cdots + A_n}$$

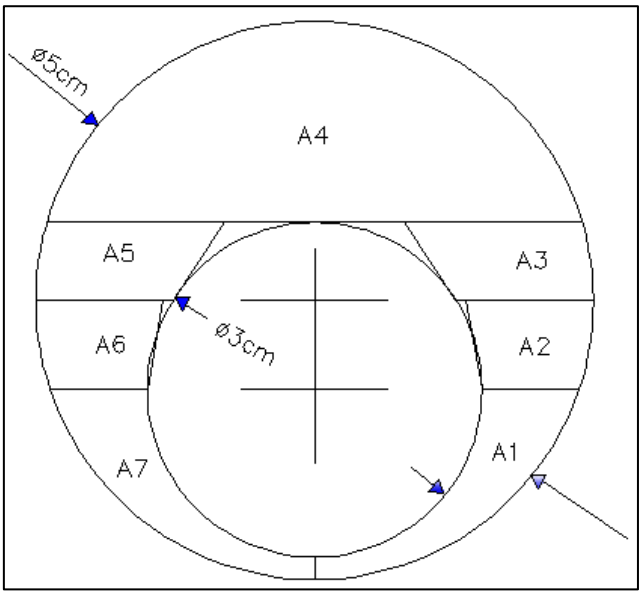


figura 34. *Distribución de áreas de la masa desbalanceadora.*

- Se calcula el área y el centro de gravedad de A_4.

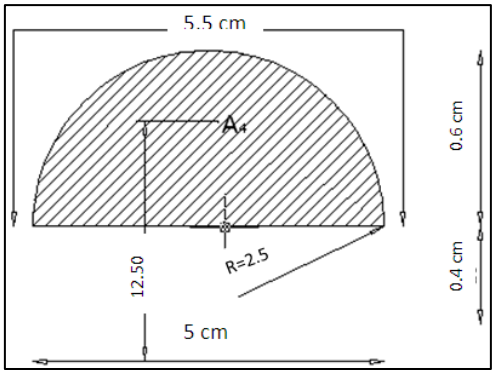


figura 35. *Segmento circular* ($\boldsymbol{A_4}$).

$$\boldsymbol{A_4} = \frac{\boldsymbol{r.a - c(r - f)}}{\boldsymbol{2}}$$

$$\boldsymbol{A_4} = \frac{2.5 \times 5.5 - 5(2.5 - 0.6)}{2}$$

$$\boldsymbol{A_4} = 6.40cm^2$$

$$\boldsymbol{y_o} = \frac{\boldsymbol{c^3}}{\boldsymbol{12A}}$$

$$\boldsymbol{y_o} = \frac{(5cm)^3}{12(6.40cm^2)}$$

$$\boldsymbol{y_o} = 1.63 + 1cm$$

$$\boldsymbol{y_o} = 2.63\ cm$$

Realizando un análisis de la (*Figura 34*), se debe determinar el área y centro de gravedad de:

$\mathbf{A_1} = \mathbf{A_7}$,

$\mathbf{A_2} = \mathbf{A_6}$,

$\mathbf{A_3} = \mathbf{A_5}$

$$\boldsymbol{y_o} = \frac{\boldsymbol{h}}{\boldsymbol{3}} \cdot \frac{\boldsymbol{B + 2b}}{\boldsymbol{B + b}}$$

$$\boldsymbol{A} = \frac{\boldsymbol{B + b}}{\boldsymbol{2}} . \boldsymbol{h}$$

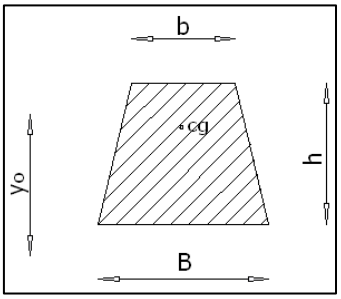
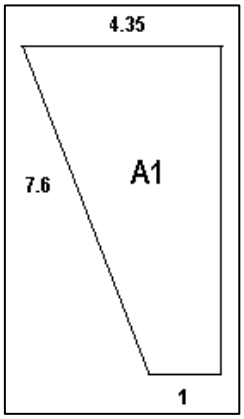


figura 36. *Trapecio y dimensiones.*

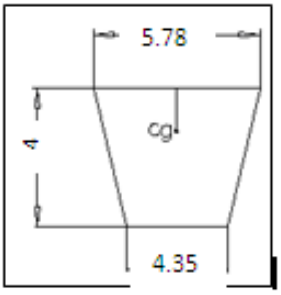
Siendo $A_1 = A_7$



$$y_1 = 3\ cm$$

$$A_1 = 11.68\ cm^2$$

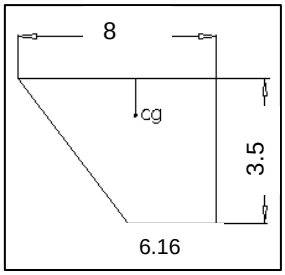
Siendo $A_2 = A_6$



$$y_2 = 1.43cm$$

$$A_2 = 2.86cm^2$$

Siendo $A_3 = A_5$



$$y_3 = 1.66\ cm$$

$$A_3 = 24.78\ mm^2$$

Según la (***Ecuación* 19**), (Tabla 4), se determina el centro de gravedad de toda el área de la figura compuesta (*Figura 34*), tomando como base el eje y, tenemos:

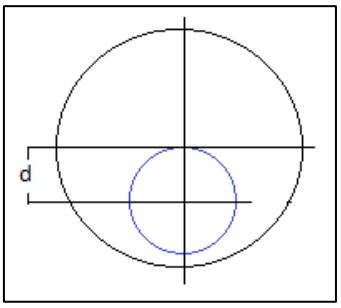
$$\bar{y} = \frac{\sum A_y}{\sum A} = \frac{A_1y_1 + A_2y_2 + A_3y_3 + \cdots + A_ny_n}{A_1 + A_2 + A_3 + \cdots + A_n}$$

$$\bar{y} = \frac{2[11.68(3)] + 2[2.86(1.43)] + 2[24.78(1.66)] + 6.40(2.63)}{2(11.68 + 2.86 + 24.78) + 6.40}$$

$$\bar{y} = 0.5\ cm$$

6.4.18. Cálculo del momento de inercia.

El momento de inercia se determina en función de los radios de la excéntrica y del eje en el cual va montada, de la (***Ecuación* 20**), (Tabla 4), se tiene:



$$\boldsymbol{I = Ixx + md^2}$$

$$\boldsymbol{I = \frac{1}{2}mR^2 + md^2 - \frac{mr^2}{2}}$$

$$\boldsymbol{I} = \frac{1}{2}1{,}79\ x(2.5cm)^2 + 1.79x(0.5cm)^2 - \frac{0.72\ x(1.5cm)^2}{2}$$

$$\boldsymbol{I} = 5{,}19kg\ x\ cm^2$$

6.4.19. Cálculo de la velocidad angular en el sistema.

Para la determinación angular, se debe basar en la frecuencia circular de la fuerza perturbadora en este sistema que será igual a la velocidad angular de rotación de la masa, según la (***Ecuación* 21**), (Tabla 4):

$$\Omega = \boldsymbol{\frac{2\pi n}{60}}$$

$$\Omega = \frac{2\pi(3520)}{60}$$

$$\Omega = 368.60\ rad/s.$$

6.4.19.1. Cálculo de la fuerza centrífuga debida a una masa que gira con respecto a un centro.

Respecto a un centro, cuando gira una masa se determina una fuerza centrípeta ejercida, la cual viene dado por la (***Ecuación* 22**), (Tabla 4):

$$\boldsymbol{F_c = m.\Omega^2.r}$$

Determinar la masa en función del peso del cuerpo tenemos:

$$\boldsymbol{m = W.g} \qquad g = gravedad = 9.81 m/s^2$$

$$\boldsymbol{m} = 1.79\ kgx(\frac{9.81m}{s^2})$$

$$\boldsymbol{m} = 17.55$$

Remplazando valores en la (***Ecuación* 22**), se tiene:

$$\boldsymbol{F_c = m.\Omega^2.r}$$

$$\boldsymbol{F_c} = (17.55)x\left(368.60\frac{rad}{s}\right)^2 x(0.25\ m)$$

$$\boldsymbol{F_c} = 1617.24\ \ kgf.$$

6.4.20. Cálculo de la potencia del motor

Con el dato de la fuerza encontrado, se calcula la potencia necesaria (***Ecuación* 7**), (Tabla 4), para producir las vibraciones necesarias que moverán la caja de la zaranda:

$$\boldsymbol{N_t = \frac{F\ x\ V}{60\ \times 75}}$$

$$\boldsymbol{N_t} = \frac{(1617.24\ kgf) \times (2\ rev/s)}{60 \times 75}$$

$$\boldsymbol{N_t} = 0.71\ Hp$$

Considerando la cadena cinemática correspondiente se tiene:

$$\boldsymbol{nf = \eta_m \times \eta_{rod} \times \eta_c \times \eta_t}$$

Dónde:

$\boldsymbol{\eta_m}$ = Rendimiento del motor (0.98)

$\boldsymbol{\eta_{rod}}$ = Rendimiento de los casquillo (0.94)

$\boldsymbol{\eta_c}$ = Rendimiento de la banda (0.92)

$\boldsymbol{\eta_t}$ = Rendimiento de los cojinetes (0.98)

$$\boldsymbol{nf} = \boldsymbol{\eta_m} \times \boldsymbol{\eta_{rod}} \times \boldsymbol{\eta_c} \times \boldsymbol{\eta_t}$$

$$\boldsymbol{nf} = (0.98) \times (0.94) \times (0.92) \times (0.98)$$

$$\boldsymbol{\eta_f} = 0.83$$

La potencia efectiva que se deberá considerar será:

$$\boldsymbol{N_{ef}} = \frac{\boldsymbol{F.V}}{\boldsymbol{60} \times \boldsymbol{75}\, \boldsymbol{\eta_f}}$$

$$\boldsymbol{N_{ef}} = \frac{(1617.24\ kgf) \times (2\ rev/s)}{(60 \times 75)x(0.83)}$$

$$\boldsymbol{N_{ef}} = 0.87\ Hp$$

Por lo que por cuestiones del diseño de seleccionar un motor de 1 Hp.

Es así que para la máquina se ha de disponer de un motor monofásico que según los diferentes catálogos de la firma SIEMENS elegimos el motor de las siguientes características:

Tabla 9. *Características del motor.*

Tipo: WEG LR 38324	**Cos φ:** 0,85
Potencia: 1 Hp	**Eficiencia:** 0,95
RPM: 3520	**Corriente nominal**: 14,20 7.10
Peso: 5,4 kg	**Voltaje:** 120V – 240V

Fuente: *Jhon E. Arias (Tesista).*

6.4.21. Cálculos de la transmisión de Accionamiento.

Para el cálculo de la transmisión de accionamiento, se analizará cada elemento que forma parte de la misma, como es el eje, poleas, correas y chavetas que son necesarias para una fiable transmisión (*Figura 37*).

6.4.21.1. Cálculo del sistema de transmisión

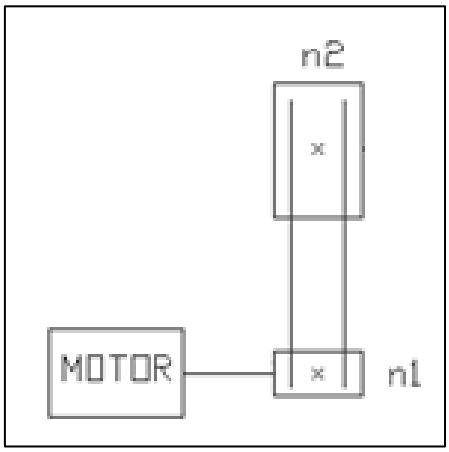


figura 37. *Esquema Cinemático*

6.4.21.2. Cálculos de la relación de transmisión.

La relación de transmisión se obtiene de la (***Ecuación* 23**), (Tabla 4):

$$\boldsymbol{i} = \frac{\eta_1}{\eta_2}$$

$$\boldsymbol{i} = \frac{3520}{2350}$$

$$\boldsymbol{i} = 1.4$$

6.4.21.3. Análisis cinemático

Escogeré para este sistema de transmisión las poleas de diámetros:

$$\boldsymbol{D_1} = 3\,{}^{1}/_{2}\ pulg. = 8.89\ cm \quad (Polea\ conductora)$$

$$\boldsymbol{D_2} = 5\ pulg. = 12.7\ cm \quad (Polea\ conducida)$$

6.4.21.4. Velocidad angular de la polea conductora

$$\boldsymbol{W1} = \frac{\boldsymbol{2\pi * nm}}{\boldsymbol{60}}$$

$$W1 = \frac{2\pi\ (3520\ rpm)}{60}$$

$$\boldsymbol{W1} = 368.60\ rad/s.$$

6.4.21.5. Velocidad angular de la polea conducida.

$$\boldsymbol{W1} = \frac{\boldsymbol{2\pi * nf1}}{\boldsymbol{60}}$$

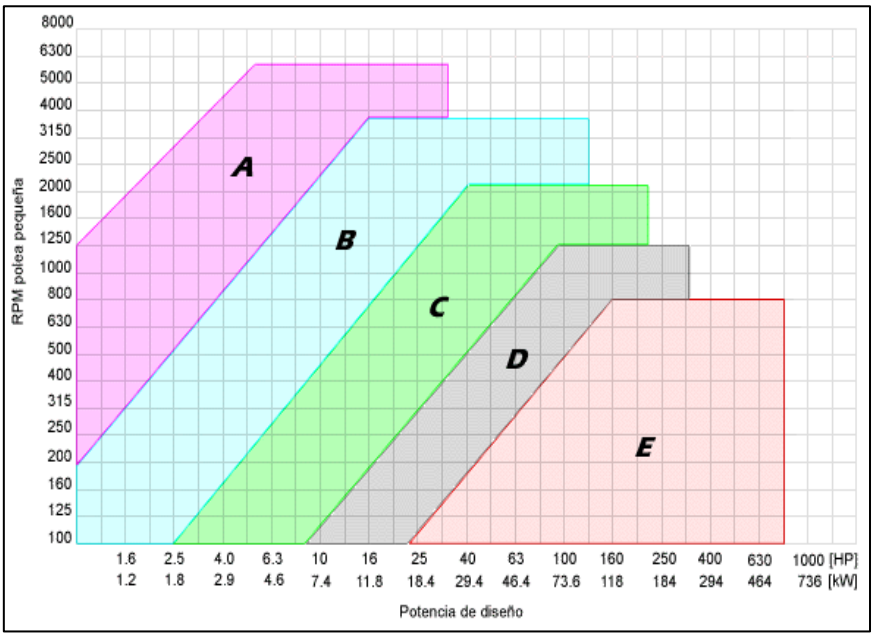
$$W1 = \frac{2\pi\ (2350\ rpm)}{60}$$

$$\boldsymbol{W1} = 246.084\ rad/s$$

6.4.22. Selección de la Banda

Para la selección de la banda es necesario regirse y visualizar la (Tabla 10), en la cual, mediante la potencia y el número RPM (revoluciones por minuto) se puede seleccionar la correa a utilizar.

Tabla 10. *Gráfico de selección del perfil de correas*



Fuente: *Diseño y Analisis de Elementos de Elementos de Máquinas (Limusa Wiley 1996).*

En este caso se ha determinado la banda **tipo A.**

6.4.22.1. Cálculo de la distancia entre centros.

Para determinar la distancia entre centros de los ejes, de la (***Ecuación* 24**), (Tabla 4)

$$\boldsymbol{C = 1.5\ (D_1 + D_2)}$$

$$\boldsymbol{C} = 1.5\ (89\ mm + 127\ mm)$$

$$\boldsymbol{C} = 324\ mm$$

6.4.22.2. Longitud primitiva de la banda

En referencia a la (***Ecuación* 25**), (Tabla 4), se tiene:

$$\boldsymbol{L = 2C + \frac{\pi}{2}(D2 + d1) + \frac{(D2 - d1)^2}{4C}}$$

$$L = 2\,(324\,mm) + \frac{\pi}{2}(127\,mm + 89\,mm) + \frac{(127 - 89)^2}{4(324)}$$

$$L = 988.23\,mm$$

De la (Tabla 32 **ANEXOS**), el inmediato superior es la banda tipo **A 38**

$$\boldsymbol{L' = 998\,mm \rightarrow banda\ tipo\ A}$$

6.4.22.3. Cálculo de la distancia corregida entre ejes.

De la (***Ecuación* 26**), (Tabla 4), se tiene:

$$\boldsymbol{Ic = C + \frac{L' - L}{2}}$$

$$\boldsymbol{Ic} = 324 + \frac{998 - 988.234}{2}$$

$$\boldsymbol{Ic} = 328.88\,mm \approx 329\,mm$$

6.4.22.4. Cálculo del Arco de contacto (ángulo de abrazamiento)

De la (***Ecuación* 27**), (Tabla 4), se tiene:

$$\infty = \boldsymbol{180^{\underline{o}} - 57 * \frac{D2 - d1}{Ic}}$$

$$\infty = 180^{\underline{o}} - 57 * \frac{127 - 89}{329}$$

$$\infty = 173.4°$$

6.4.22.5. Potencia transmisible por la banda

Para d=127mm; i=1.4; N=3520 rev /min se obtiene:

$$\frac{3600-3520}{3600-3200}=\frac{1{,}65-Pb}{1{,}65-1{,}55}$$

$\boldsymbol{Pb=1{,}63}$ (Interpolando)

$$\frac{3600-3520}{3600-3200}=\frac{0{,}32-Pb}{0{,}32-0{,}29}$$

$\boldsymbol{Pd=0{,}316}$ (Interpolando)

De la (*Tabla 33* **ANEXOS**), para $\infty = 173.4\,°$ se obtiene:

$$\frac{175-170}{175-173.4}=\frac{0.99-C\infty}{099-0{,}97}$$

$\boldsymbol{C\infty=0{,}98}$

De la (*Tabla 34* **ANEXOS**), para la correa **A 33** se obtiene:

$$\frac{35-33}{35-28}=\frac{0.93-Cl}{0.93-0.90}$$

$\boldsymbol{Cl=0.915}$

6.4.22.6. Potencia transmisible por la Banda

De la (***Ecuación* 28**), (Tabla 4), se tiene:

$\boldsymbol{Pa=(Pb+Pd)C\infty*Cl}$

$Pa=(1{,}63+0{,}316)x(0{,}98)x(0.915)$ $\qquad$ $1C=0.98\,Hp$

$Pa=1{,}74\,CV$

$Pa=1.71\,Hp$

6.4.23. Potencia Corregida del motor

La potencia corregida de la (***Ecuación* 29**), (Tabla 4), se determina en función de un coeficiente para una condición de trabajo normal, $\boldsymbol{C_c=1.2}$ de la (*Tabla 35* **ANEXOS**),

$\boldsymbol{N_{c=}N.C_c}$

$\boldsymbol{N_{c=}}(1Hp).1.2$

$\boldsymbol{N_{c=}}1.2\ Hp$

6.4.24. Cálculo del número de bandas

De la (***Ecuación* 30**), (Tabla 4), se tiene:

$$\boldsymbol{Z = \frac{Pc}{Pa}}$$

$$Z = \frac{1.2\ Hp}{1{,}71Hp}$$

$$Z = 0.70 \approx (Por\ lo\ tanto\ se\ escogera\ el\ inmediato\ superior\ = 1\ banda)$$

6.4.24.1. Cálculo de la Velocidad de la Banda

La velocidad de la banda viene expresada mediante la (***Ecuación* 31**), (Tabla 4):

$$\boldsymbol{V = \frac{0.052.D_1.n}{1000}}$$

$$\boldsymbol{V} = \frac{0.052(50.8)(1750)}{1000}$$

$$\boldsymbol{V} = 4.62\ m/s$$

Una vez realizados los cálculos de la transmisión, mediante la (Figura 38), y las tablas que se presenta se escogen las dimensiones de las poleas y las correas.

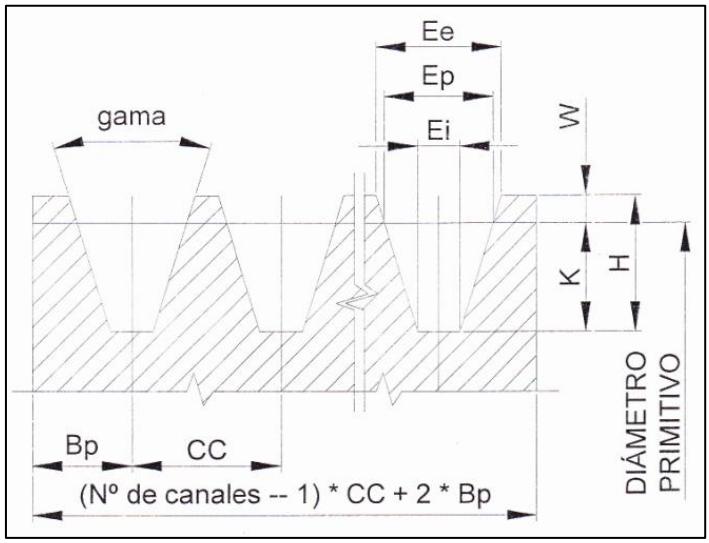


figura 38. *Medidas específicas de las poleas y correas.*

Tabla 11. *Dimensiones determinadas de poleas y correas.*

SECCIÓN CORREA	RADIO PRIMITIVO POLEA Rp (mm)	ANGULO CANAL Gama (grados sexagesimales)	ESPESOR EXTERIOR CANAL Ee (mm)	ESPESOR PRIMITIVO CANAL Ep (mm)	ESPESOR INFERIOR CANAL Ei (mm)
13 A	HASTA 60	34	12.68	11.00	4.27
	SOBRE 60	38	12.89		3.42
17 B	HASTA 96	34	16.14	14.00	5.44
	SOBRE 96	38	16.41		4.36
22 C	HASTA 158	34	21.94	19.00	7.38
	SOBRE 158	38	22.31		5.92

Fuente: *LARBURU A. Nicolás. (2003) Prontuario de Maquinas.*

Tabla 12. *Dimensiones complementarias de las poleas y correas.*

SECCIÓN CORREA	PROFUNDIDAD CANAL H (mm)	PROFUNDIDAD W (mm)	PROFUNDIDAD K (mm)	ENTRE CENTROS CANALES CC (mm)	BORDE EXTERIOR POLEA A CENTRO PRIMER CANAL Bp (mm)
13 A	13.75	2.75	11.00	15.00	10.00
17 B	17.50	3.50	14.00	19.00	12.50
22 C	23.80	4.80	19.00	25.50	17.00

Fuente: *LARBURU A. Nicolás. (2003) Prontuario de Maquinas.*

6.4.25. Determinación de los valores de tensiones en los ramales de la banda ($T_1 y\ T_2$).

De la (*Tabla 36* **ANEXOS**), se elige el valor de la relación T_1 / T_2 (razón de tensiones) en función del arco de contacto, existente entre (polea – banda).

$$\frac{175 - 173.4º}{175 - 170} = \frac{4.78 - \frac{\boldsymbol{T1}}{\boldsymbol{T2}}}{4.78 - 457}$$

$$\frac{\boldsymbol{T1}}{\boldsymbol{T2}} = 4.675$$

6.4.25.1. Determinación de las fuerzas que actúan sobre los ejes

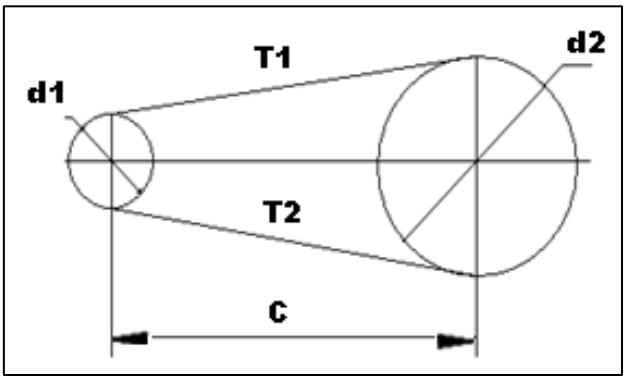


figura 39. *Sistema de tensiones*

$$\boldsymbol{P = \frac{T * n}{71620}}$$

$$Pa = (T1 - T2)V$$

$$Pa = (4.675\,T2 - T2) * V$$

De la (***Ecuación* 32**), (Tabla 4), se tiene:

$$\boldsymbol{T2 = \frac{Pm}{3.09 * V}}$$

$$\boldsymbol{T2} = \frac{1\,Hp}{3.09\,x\,(4.62\frac{m}{s})} * \frac{746\,w}{1\,Hp}$$

$$\boldsymbol{T2} = 52.25\,N$$

$$\boldsymbol{T1 = (4.675)T2}$$

$$\boldsymbol{T1} = 4.675\,x\,(52.25\,N)$$

$$\boldsymbol{T1} = 244.26\,N$$

6.4.25.2. Cálculo del ángulo que forman las poleas

Para la obtención del ángulo que se forma en las poleas de la (***Ecuación* 33**), (Tabla 4), se tiene:

$$\boldsymbol{Tg\,\gamma = \frac{\frac{D}{2} - \frac{d}{2}}{Ic}}$$

$$\boldsymbol{Tg\,\gamma} = \frac{\frac{127}{2} - \frac{89}{2}}{329\,mm}$$

$$\boldsymbol{Tg\,\gamma} = 0.05$$

$$\boldsymbol{\gamma} = 3.3°$$

6.4.26. Análisis de las fuerzas que actúan en los ejes.

$$\sum \boldsymbol{Fx} = \mathbf{0}$$

$$-T1\cos(90º + 3.3º) - T2\cos(90º - 3.3º) = F1x$$

$$F1x = -244.3\cos(93.3º) - 52.25\cos(86.7)$$

$$F1x = 11.05\ N$$

$$\sum \boldsymbol{Fy} = \mathbf{0}$$

$$-T1\sin(90º + 3.3º) - T2\sin(90º - 3.3º) = F1y$$

$$F1y = -244.3\sin(93.3º) - 52.25\sin(86.7º)$$

$$F1y = -296.05N$$

6.4.26.1. Momento Torsor Polea conducida (eje)

$$\boldsymbol{Mt} = \sum \boldsymbol{Mom}$$

$$\boldsymbol{Mt} = \boldsymbol{T}\cos\boldsymbol{\gamma}\left(\frac{\boldsymbol{D}}{\mathbf{2}}\right) - \boldsymbol{T2}\cos\boldsymbol{\gamma}\left(\frac{\boldsymbol{D}}{\mathbf{2}}\right)$$

$$\boldsymbol{Mt} = \frac{\boldsymbol{D}}{\mathbf{2}}\cos\boldsymbol{\gamma}\,(\boldsymbol{T1} - \boldsymbol{T2})$$

$$\boldsymbol{Mt} = \frac{0.127}{2}\cos 3.3°\,(244.3 - 52.25)$$

$$\boldsymbol{Mt} = 12.18\ N * m$$

6.4.26.2. Momento Torsor Polea Conductora (motor)

$$\boldsymbol{Mt} = \frac{\boldsymbol{d}}{\mathbf{2}}\cos\boldsymbol{\gamma}\,(\boldsymbol{T1} - \boldsymbol{T2})$$

$$\boldsymbol{Mt} = \frac{0.089}{2}\cos(3.3°)\,(244.3 - 52.25)$$

$$\boldsymbol{Mt} = 8.53\ N * m$$

6.4.26.3. Fuerza tangencial

$$\boldsymbol{Ft} = \frac{\boldsymbol{2Mt}}{\boldsymbol{Dp1}}$$

$$\boldsymbol{Ft} = \frac{2(12.18\ N * m)}{0{,}089\ m}$$

$$\boldsymbol{Ft} = 273.7\ N$$

6.4.26.4. Fuerza radial

$$\boldsymbol{Fr} = \boldsymbol{Ft} * \mathbf{tan} \propto$$

$$\boldsymbol{Fr} = 273.7\ N\ (\tan 20°)$$

$$\boldsymbol{Fr} = 99.6\ N$$

6.4.27. Determinación del eje de la masa excéntrica

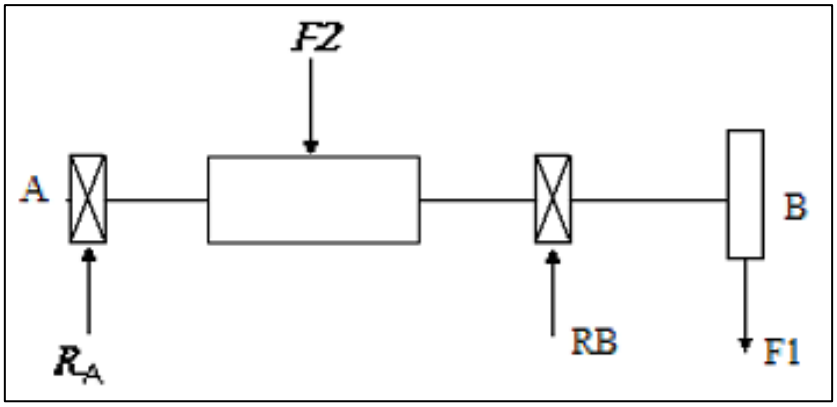


figura 40. *Esquema grafico del sistema de vibraciones.*

Datos:

$$\boldsymbol{F1} = 273.7\ N = 27.93\ kg$$

$$\boldsymbol{F2} = 1617.24\ kg$$

6.4.27.1. Análisis de las fuerzas que interviene en el eje

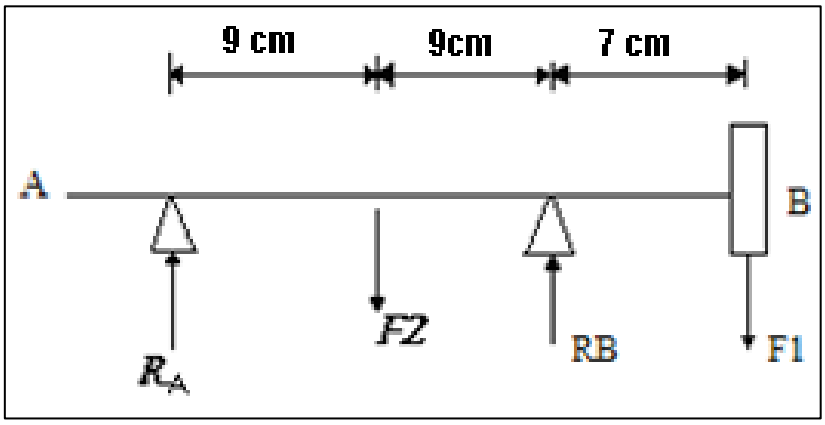


figura 41. *Análisis del sistema de fuerzas*

$$\sum \boldsymbol{MomA} = \mathbf{0}$$

$$-F2(9\ cm) + R_B(18\ cm) - F1(25\ cm) = 0$$

$$\boldsymbol{R_B} = \frac{F2(9\ cm) + F1(25\ cm)}{18\ cm}$$

$$\boldsymbol{R_B} = \frac{1617.24\ kg\ (9\ cm) + 27.93\ kg\ (25\ cm)}{18\ cm}$$

$$\boldsymbol{R_B} = 847.4\ kg$$

$$\sum \boldsymbol{Fx} = \mathbf{0}$$

$$\boldsymbol{R_A} - \boldsymbol{F2} + \boldsymbol{R_B} - \boldsymbol{F1} = \mathbf{0}$$

$$\boldsymbol{R_A} = F1 + F2 - R_B$$

$$\boldsymbol{R_A} = 27.93\ kg + 1617.24\ kg - 847.4\ kg$$

$$\boldsymbol{R_A} = 797.8\ kg$$

6.4.27.2. Momento torsor producidos.

$$\boldsymbol{M_{t\,polea}} = 27.93\ kg\ (6.35\ cm) = 177.35\ kg.cm$$

$$\boldsymbol{M_{t\,excentrica}} = 1617.24\ kg\ (2.5\ cm) = 4043\ kg.cm$$

6.4.27.3. Determinación del momento flector

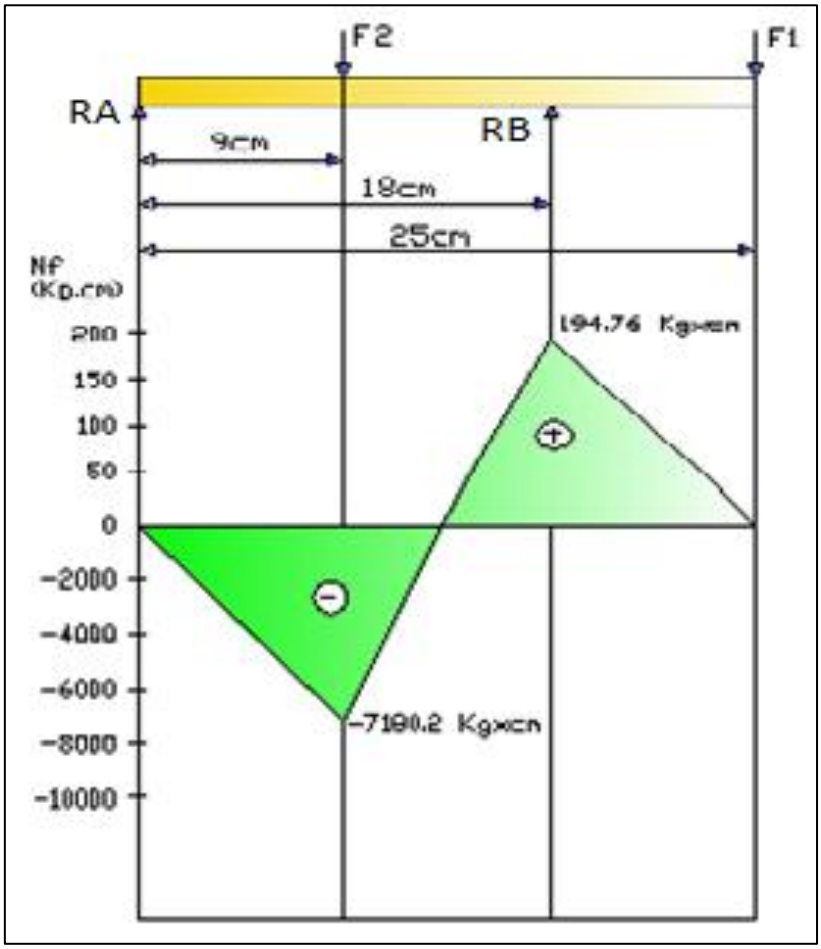
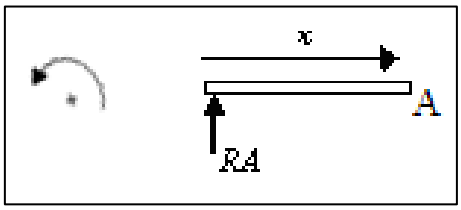


figura 42. *Determinación del Momento Flector.*

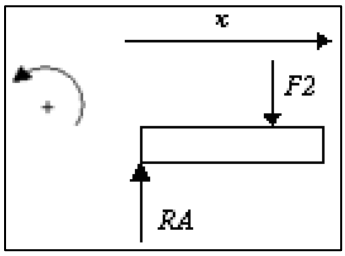
- **Seccionando la viga A – B, se tiene:**



$$\boldsymbol{0 < x < 9 \qquad Mf_1 = -R_A\, x\,(X)}$$

$$X = 0 \quad \rightarrow \quad Mf_1 = 0$$

$$X = 9 \quad \rightarrow \quad Mf_1 = -7180.2\ kg\ .cm$$

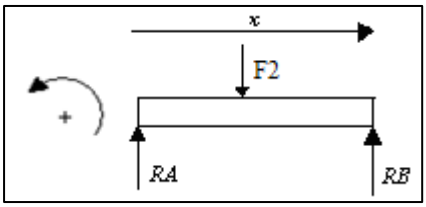


$$\mathbf{9 < x < 18 \quad Mf_2 = \left(-R_A\, x\,(X)\right) + F2(x-9)}$$

$$X = 9\ cm \quad \rightarrow \quad Mf_1 = -7180.2\ kg\,.cm$$

$$X = 18\ cm \quad \rightarrow \quad Mf_2 = 194.76\ kg\,.cm$$

$$\mathbf{18 < x < 25 \quad Mf_3 = \left(-R_A\, x\,(X)\right) + F2(x-9) - R_B(X-18)}$$



$$X = 18\ cm \quad \rightarrow \quad Mf_2 = 194.76\ kg\,.cm$$

$$X = 25\ cm \quad \rightarrow \quad Mf_3 = -\,0.96\ kg\,.cm$$

- **Seccionando la barra A- B, se tiene:**

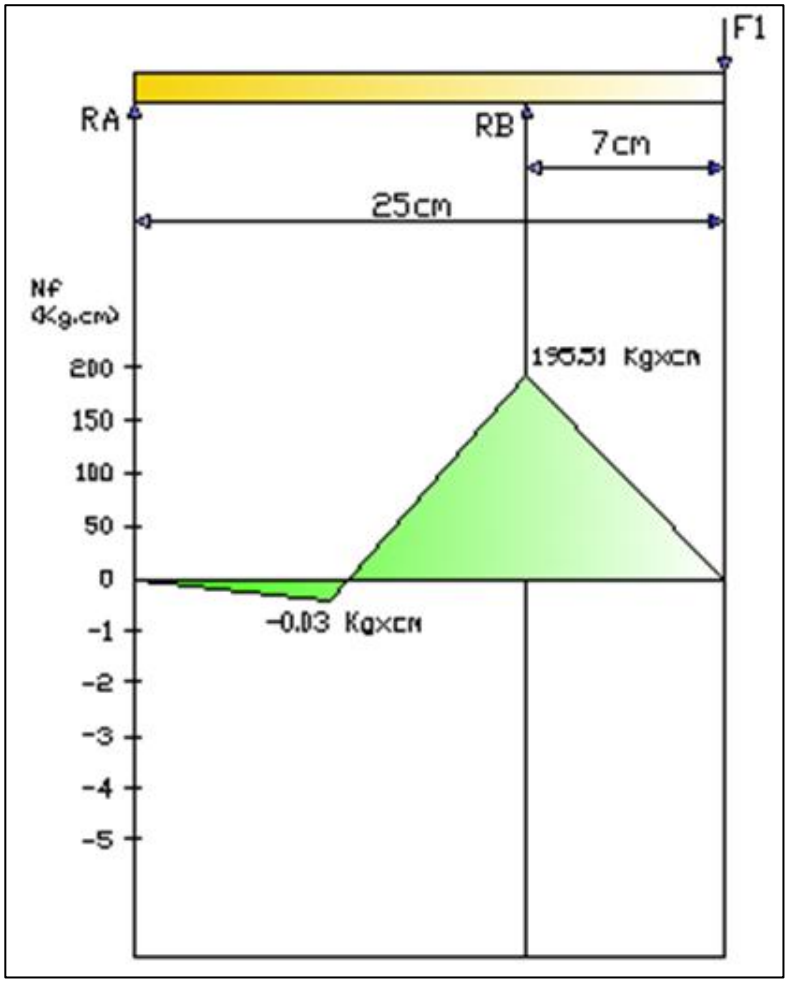


figura 43. *Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector en Plano Horizontal.*

$$\boldsymbol{M} = -F1(25\ cm) + R_B(18\ cm)$$

$$\boldsymbol{R_B} = \frac{27.93\ kg\ (25\ cm)}{18\ cm}$$

$$\boldsymbol{R_B} = 38.79\ Kg$$

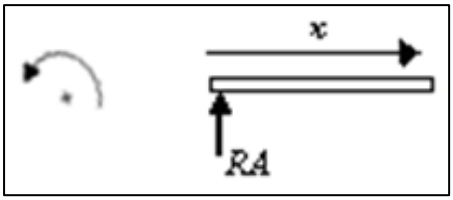
$$\sum \boldsymbol{Fy} = \mathbf{0}$$

$$-\boldsymbol{F1} + \boldsymbol{R_B} - \boldsymbol{R_A} = \mathbf{0}$$

$$\boldsymbol{R_A} = \boldsymbol{R_B} - \boldsymbol{F1}$$

$$\boldsymbol{R_A} = 38.79\ kg - 27.93\ kg$$

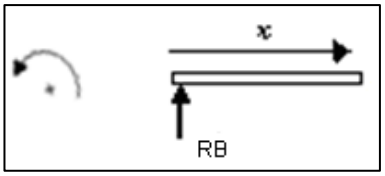
$$\boldsymbol{R_A} = 10.86\ kg$$



$$\mathbf{0} < \boldsymbol{x} < \mathbf{18} \qquad \boldsymbol{Mf_1} = \boldsymbol{R_A}\ \boldsymbol{x}\ (\boldsymbol{X})$$

$$X = 0 \quad \rightarrow \quad Mf_1 = 0$$

$$X = 18\ cm \quad \rightarrow \quad Mf_1 = 195.51\ kg.cm$$



$$\mathbf{18} < \boldsymbol{x} < \mathbf{25} \quad \boldsymbol{Mf_2} = \boldsymbol{R_A}\ \boldsymbol{x}(\boldsymbol{X}) - \boldsymbol{R_B}(\boldsymbol{x} - \mathbf{18})$$

$$X = 18\ cm \quad \rightarrow \quad Mf_1 = 195.51\ kg\ .cm$$

$$X = 25\ cm \quad \rightarrow \quad Mf_2 = -0.03\ kg\ .cm$$

Por lo tanto escogeremos el valor más alto del Momento torsor y el valor más alto del momento flector:

$$\boldsymbol{Mt} = 177.35\ Kg.cm \quad = 18.09\ N.m$$

$$\boldsymbol{Mf} = 7180.2\ Kg.cm \quad = 703.7\ N.m$$

6.4.28. Cálculo del diámetro del eje

Para la determinación del diámetro del eje, se debe tomar referencia de las especificaciones de los aceros, que se debe considerar para obtener un diámetro del eje que sea fiable:

$\boldsymbol{\tau} = tension\ admisible\ del\ acero\ (6000\ PSI)$

$\boldsymbol{Cm} = Coeficiente\ de\ carga\ aplicada\ (1{,}75)$

$\boldsymbol{Cl} = Repentinamente\ en\ choque\ ligero\ (1{,}25)$

$$\boldsymbol{\tau} = 6000\ psi \rightarrow 6000\frac{lb}{pulg^2} * \frac{1pulg}{2{,}2lb} * \frac{9{,}8\ N}{1Kg} * \frac{pulg^2}{(0{,}0254)m^2} = 4{,}14 * 10^7\ {}^{N}/_{m^2}$$

Remplazando datos en la (***Ecuación* 34**), (Tabla 4), se tiene:

$$\boldsymbol{D} = \left\{\frac{\mathbf{16}}{\boldsymbol{\pi} * \boldsymbol{\tau}}[(\boldsymbol{Cm} * \boldsymbol{Mf})^2 + (\boldsymbol{Cl} * \boldsymbol{Mt})^2]^{\frac{1}{2}}\right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$D = \left\{\frac{16}{\pi(4{,}14 * 10^7\ {}^{N}/_{m^2})}[(1{,}75 * 703.7\ N.m)^2 + (1{,}25 * 18.09\ N.m)^2]^{1/2}\right\}^{1/3}$$

$D = 0{,}0318\ m$

$D = 3{,}18\ cm\ \ \approx 1\frac{1}{4}\ pulg$ $\quad Caracteristicas$ (***AISI* 4140**) (*Tabla 44* **ANEXOS**),

6.4.29. Cálculos para la elección del cojinete

- Carga radial $\boldsymbol{f_r} = 99.6\ N$
- Carga de empuje $\boldsymbol{f_t} = 273.7\ N$

Con estos datos se obtiene la carga equivalente radial pura $\boldsymbol{F_e}$ dada por la (***Ecuación* 35**), (Tabla 4):

α=0 grados (rodamientos radiales de bolas)

Para **0.35 <** $\frac{F_t}{F_r}$ **<10**

$$\boldsymbol{F_e = F_r\left[1 + 1.15(\frac{F_t}{F_r} - 0.35)\right]}$$

$$\frac{F_t}{F_r} = \frac{273.7}{99.6} = 2.75$$

$$F_e = 99.6\ N[1 + 1.15(2.75 - 0.35)]$$

$$F_e = 374.5\ N$$

α=25 grados (rodamientos radial de bolas)

Para **0.68**< $\frac{F_t}{F_r}$ **<10**

$$\boldsymbol{F_e = F_r\left[1 + 0.870(\frac{F_t}{F_r} - 0.68)\right]}$$

$$\frac{F_t}{F_r} = \frac{273.7}{99.6} = 2.75$$

$$F_e = 99.6\ N[1 + 0.870(2.75 - 0.68)]$$

$$F_e = 278.96\ \ N$$

6.4.29.1. Cálculo de la vida nominal del rodamiento

Para la determinación de la vida nominal del rodamiento a elegir se debe considerar:

K=1.3 **L_{10}=20000h**

La vida en revoluciones es:

$$L = (19.2)rpm(20000h)\left(\frac{60min}{1h}\right)$$

$$L = 230{,}4x10^5 rev.$$

Se tiene una confiabilidad del 90%

$\mathbf{k_r}$ = 1(*confiabilidad de vida*)

$\mathbf{L_r}$ = 90x10^6rev

Remplazando datos en la (***Ecuación* 36**), (Tabla 4): se tiene:

$$\boldsymbol{Ceq = F_e K \left[\frac{L}{K_r L_r}\right]^{1/3}}$$

$$\boldsymbol{Ceq} = (374.5\ N)(1.3)\left[\frac{230.4x10^5 rev.}{1(90x10^6 rev)}\right]^{\frac{1}{3}}$$

$$\boldsymbol{Ceq} = 41{,}55\ N\ \ (Rodamiento\ Radial)$$

Rodamiento rígido de una hilera de bolas Nº 6206. De la (*Tabla 37* **ANEXOS**),

6.4.30. Selección de la chumacera

Para la selección de la chumacera se debe tomar en cuenta el diámetro del eje y del cojinete seleccionado. (*Tabla 38* **ANEXOS**).

6.4.31. Cálculo de las chavetas

La determinación de las dimensiones de una chaveta se toma en consideración, la sección transversal de acuerdo con el diámetro del árbol, para posteriormente calcular la longitud requerida por la chaveta.

6.4.31.1. Determinación de las dimensiones de la sección transversal de la chaveta.

- La altura y el ancho de la chaveta son medidas normalizadas, dependiendo del diámetro del árbol en el sector donde ira alojada dicha chaveta.

6.4.32. Chaveta Polea conductora

Sabemos que el diámetro del eje del motor es 17 mm, según la (*Tabla 39* **ANEXOS**), para este tipo de diámetro la chaveta es de:

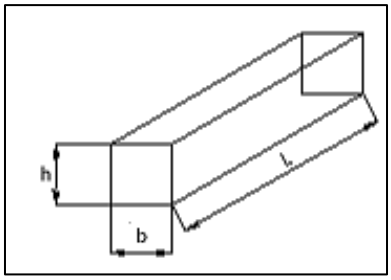


figura 44. *Dimensiones de las chavetas.*

$\boldsymbol{b} = 6\ mm$
$\boldsymbol{h} = 6\ mm$

- *Profundidad del chavetero* $\boldsymbol{e = 3\ mm}$
- *Profundidad del chavetero en la polea* $\boldsymbol{f = 3\ mm}$

6.4.32.1. Determinación de la longitud de la chaveta según el criterio de la resistencia al aplastamiento.

La resistencia al aplastamiento de una chaveta fija, está dada por la (***Ecuación* 37**), (Tabla 4):

$$\boldsymbol{\sigma = \frac{4M_t}{dhL} \leq [\sigma_A]}$$

Despejando la longitud se obtiene:

$$\boldsymbol{L = \frac{4M_t}{dh[\sigma_A]}}$$

En este caso los materiales en contacto son acero (eje) y hierro fundido (polea). Siendo recomendable tomar el esfuerzo admisible al aplastamiento para el hierro fundido debido a su menor resistencia.

- Según Dobrovolski, para un elemento fijo construido de fundición, y sometido a choques débiles, puede considerarse que: $[\boldsymbol{\sigma_A}] = 530\ kg/cm^2$

Sustituyendo los datos se tiene:

$$\boldsymbol{L} \geq \frac{4(167.4kg.cm)}{(1.7cm)(0.6cm)(530kg/cm^2)}$$

$$\boldsymbol{L} \geq 0.93\ cm$$

6.4.32.2. Determinación de la longitud de la chaveta, según el criterio de la resistencia al cizallamiento.

La resistencia al cizallamiento de una chaveta fija, está dada por la (***Ecuación* 38**), (Tabla 4):

$$\boldsymbol{\tau} = \frac{\boldsymbol{2M_t}}{\boldsymbol{dbL}} \leq [\boldsymbol{\tau}]$$

Despejando la longitud, se tiene:

$$\boldsymbol{L} \leq \frac{\boldsymbol{2M_t}}{\boldsymbol{db}[\boldsymbol{\tau}]}$$

De acuerdo a la recomendación de Dobrovolski, para una chaveta de acero sometida a choques débiles se cumple: $[\boldsymbol{\tau}] = 870\ kg/cm^2$

Remplazando datos, se tiene:

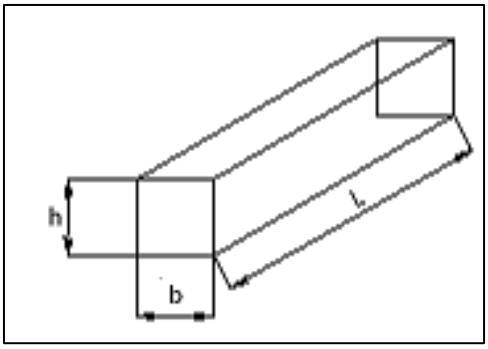
$$\boldsymbol{L} \leq \frac{2(167.4\ kg.cm)}{(1.7\ cm)(0.6\ cm)(870kg/cm^2)}$$

$$\boldsymbol{L} \leq 0.3\ cm.$$

Como se aprecia de los resultados obtenidos la longitud calculada a través del criterio de resistencia al aplastamiento es mayor por lo que resulta la condición más peligrosa en tal razón se debe considerar dicha longitud calculada de la chaveta.

6.4.33. Chaveta Polea Conducida

El diámetro del eje conducido es 31 mm, según la (*Tabla 39* **ANEXOS**), para este tipo de diámetro la chaveta es de:



$\boldsymbol{b} = 10\ mm$

$\boldsymbol{h} = 8\ mm$

- *Profundidad del chavetero* $\boldsymbol{e = 4.5\ mm}$
- *Profundidad del chavetero en la polea* $\boldsymbol{f = 3.5\ mm}$

6.4.33.1. Longitud de la chaveta según el criterio de la resistencia al aplastamiento.

$$\boldsymbol{L} \geq \frac{4(159.5\ kg.cm)}{(3cm)(1cm)(530kg/cm^2)}$$

$$\boldsymbol{L} \geq 0.40\ cm$$

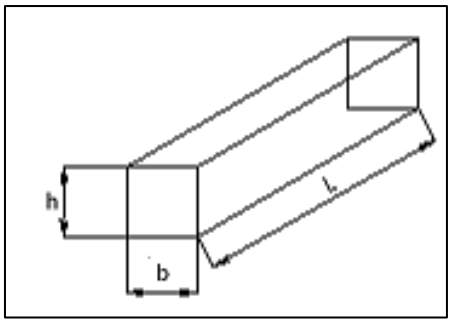
6.4.33.2. Longitud de la chaveta, según el criterio de la resistencia al cizallamiento.

$$\boldsymbol{L} \leq \frac{2(159.5\ kg.cm)}{(3\ cm)(1\ cm)(870kg/cm^2)}$$

$$\boldsymbol{L} \leq 0.12\ cm.$$

6.4.34. Chaveta de la Excéntrica

El diámetro del eje de la excéntrica es 31 mm, según la (*Tabla 39* **ANEXOS**), para este tipo de diámetro la chaveta es de:



$\boldsymbol{b} = 10\ mm$
$\boldsymbol{h} = 8\ mm$

- *Profundidad del chavetero* $\boldsymbol{e = 4.5\ mm}$
- *Profundidad del chavetero en la polea* $\boldsymbol{f = 3.5\ mm}$

6.4.34.1. Longitud de la chaveta según el criterio de la resistencia al aplastamiento.

$$\boldsymbol{L} \geq \frac{4(4043\ kg.cm)}{(3cm)(1cm)(530kg/cm^2)}$$

$$\boldsymbol{L} \geq 10.1\ cm$$

6.4.34.2. Longitud de la chaveta, según el criterio de la resistencia al cizallamiento.

$$\boldsymbol{L} \leq \frac{2(4043\ kg.cm)}{(3\ cm)(1\ cm)(870kg/cm^2)}$$

$$\boldsymbol{L} \leq 3.098\ cm.$$

6.4.35. Cálculos de los muelles o cauchos base de soporte

El diseño de un muelle se basa por lo general en tres aspectos fundamentales:

a) Se realiza el cálculo de resistencia del mismo determinado los diámetros del alambre y de la espira necesaria para soporte las cargas que han de ser impuestos al muelle (*Figura 45*).

b) Se realiza el cálculo de rigidez, para determinar el número de espiras necesarias para lograr la rotación deseada entre las cargas y los desplazamientos de dicho muelle.

En este trabajo de diseño se empleará los muelles de comprensión, para calcular un muelle se debe conocer el material del que se ha de fabricar; según la norma DIN el acero para muelle es el **C75**.

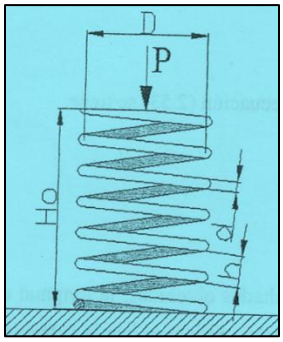


figura 45. *Muelle de compresión.*

6.4.35.1. Cálculo de la Resistencia.

En los muelles mecánicos, a menos de que se aclare lo contrario, se considera que los mismos trabajan sometidos a cargas cíclicas por lo que se puede determinar el diámetro del alambre requerido mediante la (***Ecuación* 39**), (Tabla 4):

$$\emptyset = \mathbf{1,6}\sqrt{\frac{(\boldsymbol{F_f})(\boldsymbol{C})\boldsymbol{k}}{[\boldsymbol{\tau_o}]}}$$

6.4.35.2. Determinación del índice del muelle

Según Dobrovolski, el índice de un muelle debe tomarse dentro del rango.

$\boldsymbol{c} = (\mathbf{4} - \mathbf{12})$

Por lo que consideramos un valor intermedio o mínimo escogemos:

$\boldsymbol{c} = \mathbf{4}$

6.4.35.3. Determinación del esfuerzo de torsión admisible.

Se extrae de las características físico-mecánicas de los materiales según su norma DIN; el acero para muelles es el C75 cuya esfuerzo admisible a la torsión es:

$[\boldsymbol{\tau_o}] = 2400 kg/cm^2$

Datos:

$\boldsymbol{Ff} = 400\ kg$

$\boldsymbol{K} = 1{,}38$

Remplazando datos en la (***Ecuación* 39**), (Tabla 4), se tiene:

$$\emptyset = \mathbf{1,6}\sqrt{\frac{(\boldsymbol{F_f})(\boldsymbol{C})\boldsymbol{k}}{[\boldsymbol{\tau_o}]}}$$

$$\emptyset = 1.6\sqrt{\frac{(400\ kg)(4)(1{,}38)}{2400\ kg/cm^2}}$$

$\emptyset = 1{,}56\ cm$

Por conveniencia del diseño elegiré el diámetro del alambre de 2 cm

6.4.35.4. Cálculo del diámetro medio de las espiras.

Para encontrar el diámetro de las espiras de un resorte, Según Dobrovolski se determina en base a la (***Ecuación* 40**), (Tabla 4):

$$\boldsymbol{D = d.c}$$

$$\boldsymbol{D} = (2\ cm)\ x\ (4)$$

$$\boldsymbol{D} = 8\ cm$$

6.4.35.5. Cálculo del número de espiras

En un muelle de acero con espiras de sección circular, sometido a fuerzas de torsión, la relación de las fuerzas y los desplazamientos.

Datos:

$$\boldsymbol{F_o} = 400\ kg$$

Remplazando datos en la (***Ecuación* 41**), (Tabla 4), se tiene:

$$\boldsymbol{i = \frac{10^5 d\lambda}{c^3 F_o}}$$

$$\boldsymbol{i} = \frac{10^5(2cm)(0.8cm)}{(4)^3(400\ kg)}$$

$\boldsymbol{i} = 6.25 \approx 7$ Espiras

- **Determinación de las principales dimensiones del muelle**

6.4.35.6. Cálculo del número total de espira.

Para el muelle de compresión se tiene que:

$$\boldsymbol{i_T = i + 2}$$

$$\boldsymbol{i_T} = 7 + 2$$

$$\boldsymbol{i_T} = 9$$

6.4.35.7. Determinación del paso entre las espiras del muelle.

Para determinar el paso del muelle se debe considerar dentro del rango:

$$\boldsymbol{h} = \frac{\boldsymbol{D}}{\mathbf{3}} \quad \text{ó} \quad \frac{\boldsymbol{D}}{\mathbf{2}}$$

Tomando el mayor valor se tiene:

$$\boldsymbol{h} = \frac{\boldsymbol{D}}{\mathbf{3}}$$

$$\boldsymbol{h} = \frac{8\ cm}{3} = 2.7\ cm$$

6.4.35.8. Cálculo de la longitud del muelle totalmente comprimido.

Para calcular la longitud de un muelle totalmente comprimido, se debe considerar la (***Ecuación* 42**), (Tabla 4), donde se tiene:

$$\boldsymbol{Hd} = (\boldsymbol{i_T} - \mathbf{0.5})\ \boldsymbol{x}\ (\boldsymbol{d})$$

$$\boldsymbol{Hd} = (9 - 0.5)(2\ cm)$$

$$\boldsymbol{Hd} = 17\ cm$$

6.4.35.9. Cálculo de la longitud del muelle totalmente extendido.

Para calcular la longitud de un muelle totalmente expandido, se debe considerar la (***Ecuación* 43**), (Tabla 4), donde se tiene:

$$\boldsymbol{H_o} = \boldsymbol{H_d} + \boldsymbol{i_T}(\boldsymbol{h} - \boldsymbol{d})$$

$$\boldsymbol{H_o} = 17\ cm + 9\ (2.7\ cm - 2\ cm)$$

$$\boldsymbol{H_o} = 23.3\ cm$$

Nota: ***Para una mayor seguridad se recomienda montar el muelle utilizando una espiga o casquillo que sirva de guía para eliminar la posibilidad del pandeo durante el trabajo, más aun por el montaje de la máquina, ya que la caja ira suspendido sobre los muelles.***

La medida de los muelles se detalla en los planos de construcción.

6.4.36. Cálculo de los soportes de los muelles.

- Esta pieza la realizare por unión de soldaduras cuya forma y medida se destacan en la (*Figura 46*), a su vez ira soldada en la caja de la criba para transmitirle la reacción de los muelles de forma que va a estar sometida a una carga variable por lo que se analizará los cordones de soldadura a la fatiga.

El electrodo a utilizar es el **AWS E60-11** cuyas características se encuentran en la (*Tabla 40* **ANEXOS**).

La carga a soportar varía desde$\boldsymbol{F_o}$ a $\boldsymbol{F_f}$ tomando la carga estática por 3, es decir se tomara en cuenta la carga dinámica generada por el movimiento de la caja producida por las vibraciones.

$\boldsymbol{F_o} = 400\ kg$ Triplicando por efectos de la vibración $\boldsymbol{F_f} = 1200\ kg$

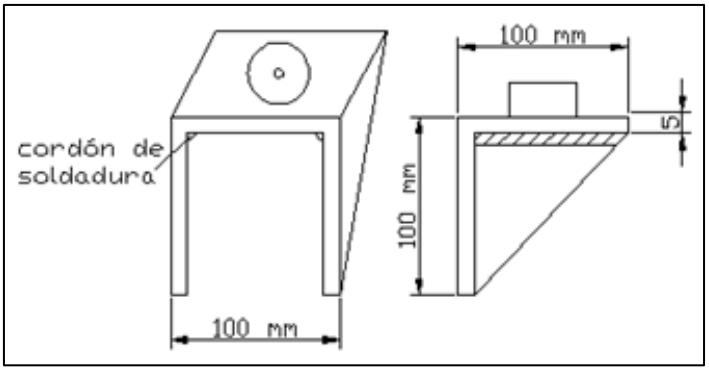


figura 46. *Soporte de los muelles.*

Se realiza un doble análisis de la soldadura, el primero será para determinar el cateto de soldadura necesaria para realizar la pieza y el segundo para determinar el cateto de soldadura para unir a la pieza de la caja.

6.4.36.1. Cálculo del primer cateto de soladura.

Como se ve en el grafico la carga se aplica en el centro de la pieza por lo que las reacciones en cada cordón serán iguales. También se nota que la soldadura a realizar es de tipo angular y puede establecerse de antemano que el cálculo deberá realizarse en previsión del cizallamiento, que se puede comprobar mediante la determinación del valor del esfuerzo tangencial máximo y su comparación con el valor admisible a la fatiga de dicho esfuerzo.

Por otra parte para asegurarse que las dimensiones del cordón de soldadura son adecuadas, debe cumplirse que: $\boldsymbol{\tau} \leq [\boldsymbol{\tau_r}^1]$

6.4.36.2. Determinación del esfuerzo tangencial admisible a la fatiga.

- **Determinación del esfuerzo de tracción admisible del metal base.**

Tomando un coeficiente de seguridad de 3 para aceros estructurales se tiene que:

$$[\boldsymbol{\tau_t}] = \mathbf{1075}\ \boldsymbol{kg/cm^2}$$

- **Determinación del coeficiente de resistencia mecánica del cordón.**

Para uniones realizadas con soldaduras manuales utilizando electrodo **AWS 60-11**, se cumple que: $\boldsymbol{\varphi = 0.6}$

- **Determinación del coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón.**

El coeficiente de resistencia a la fatiga para unión en ángulo, basado en la (***Ecuación* 45**), (Tabla 4), se tiene:

$$\boldsymbol{\gamma} = \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{1.3 - 0.3 - \frac{F_o}{F_F}}}$$

$$\boldsymbol{\gamma} = \frac{1}{1.3 - 0.3\frac{400\ kg}{1200\ kg}}$$

$$\boldsymbol{\gamma} = 0.83$$

Remplazando los datos en la (***Ecuación* 44**), (Tabla 4), se tiene:

$$[\boldsymbol{\tau_r}^!] = \boldsymbol{\gamma}.\boldsymbol{\psi}[\boldsymbol{\sigma_t}]$$

$$[\tau_r{}^1] = (0.83)(0.6)(1075\ kg/cm^2)$$

$$[\tau_r{}^1] = 537.5\ kg/cm^2$$

6.4.36.3. Cálculo del esfuerzo tangencial admisible original por la fuerza $\boldsymbol{P}$.

Teniendo en cuenta que son dos cordones, el esfuerzo tangencial debido a la fuerza $\boldsymbol{P}$, como se expresa en la (***Ecuación* 46**), (Tabla 4), se tiene:

$$[\boldsymbol{\tau_r}^1] = \frac{\boldsymbol{P}}{\mathbf{2(0.7)}\boldsymbol{a.L}}$$

De allí que el área de soldadura será:

$$\boldsymbol{a \geq \frac{P}{2(0.7)L[\tau_r{}^1]}}$$

$$a \geq \frac{1200\ kg}{2(0.7)(10\ cm)(537.5\ kg/cm^2)}$$

$$a \geq 0.16\ cm \geq 1.6\ mm$$

6.4.36.4. Cálculo del segundo cateto de soldadura.

Una vez que por soldadura se obtiene la pieza que se indica en la (*Figura 46*), se la debe soldar a la caja de la criba como se indica a continuación según la (*Figura 47*).

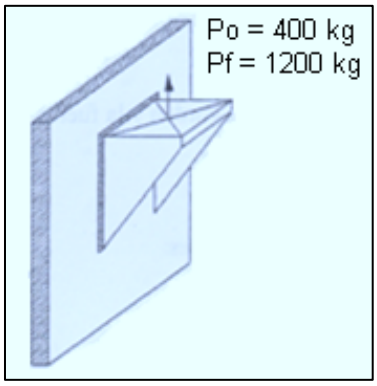


figura 47. *Forma de soldar el soporte de los muelles en la pared de la caja.*

Se trata nuevamente de una soldadura en ángulo, el esfuerzo tangencial máximo será el resultado de la acción combinada entre la fuerza $\boldsymbol{P_F}$ y en momento que la misma ejerce sobre los cordones, siendo por lo tanto necesario determinar el esfuerzo tangencial resultante de la (***Ecuación* 47**), (Tabla 4), se tiene:

$$[\boldsymbol{\tau_r}{}^1] \geq \sqrt{\boldsymbol{\tau_r}{}^2 + \boldsymbol{\tau_2}{}^2}$$

Como ahora se trata de 3 cordones de 10 cm de longitud que aportan con la misma fuerza se tiene:

$$[\boldsymbol{\tau_1}] = 537.5\ kg/cm^2$$

$$\boldsymbol{\tau_1} = \frac{(2)(184)}{(3)a}\ kg/cm^2 \qquad ; \qquad \boldsymbol{\tau_1} = \frac{122.6}{a}\ kg/cm^2$$

6.4.36.5. Esfuerzo tangencial originado por el momento de la fuerza P_F.

Para ello se tiene de la (***Ecuación* 46**), (Tabla 4):

$$\boldsymbol{\tau_2 = \frac{6P.d}{3(0.7)a.L^2}}$$

Datos:

$\boldsymbol{d}$ =La distancia que hay entre el cordón y la fuerza (5cm)

Como se conoce todos los datos entonces:

$$\boldsymbol{\tau_2} = \frac{(6)(100)(5cm)}{(3)(0.7)(10cm)^2 a} kg/cm^2 \qquad ; \qquad \boldsymbol{\tau_2} = \frac{14.28}{a} kg/cm^2$$

Remplazando los datos en la ecuación (***Ecuación* 47**), (Tabla 4), se tiene:

$$[\boldsymbol{\tau_r}^1] \geq \sqrt{\boldsymbol{\tau_r}^2 + \boldsymbol{\tau_2}^2}$$

$$[537.5\ kg/cm^2] \geq \sqrt{(\frac{122.6}{a} kg/cm^2)^2 + (\frac{14.28}{a} kg/cm^2)^2}$$

$$\boldsymbol{a} \geq \frac{1}{537.5\ kg/cm^2}\sqrt{(122.6\ kg/cm^2)^2 + (14.28\ kg/cm^2)^2}$$

$$\boldsymbol{a} \geq \frac{1}{537.5\ kg/cm^2}\sqrt{15234.84\ kg^2/cm^4}$$

$$\boldsymbol{a} \geq \frac{123.43\ kg/cm^3}{537.5\ kg/cm^2}$$

$$\boldsymbol{a} \geq 0.23\ cm \qquad a \geq 2.3\ mm$$

Por lo que el cateto de unión de la pieza con la pared de la criba se ha de realizar con un cateto de soldadura mayor a 2,5 mm.

6.4.37. Cálculo de la estructura de soporte.

6.4.37.1. Cálculo de la tensión de trabajo.

Para el cálculo de la tensión admisible de trabajo asumiéremos un coeficiente de seguridad k = 1,6 el cual nos garantiza la resistencia de la viga; considerando la tensión mínima de elasticidad de 2600 kg/cm^2.

Remplazando valores en la (***Ecuación* 2**), (Tabla 4), se tiene que la tensión admisible de trabajo es:

$$\boldsymbol{\sigma} = \frac{\boldsymbol{\sigma_E}}{\boldsymbol{K}}$$

$$\boldsymbol{\sigma} = \frac{2600\ kg/cm^2}{1.6}$$

$$\boldsymbol{\sigma} = 1625\ kg/cm^2$$

El esfuerzo cortante máximo para las vigas es:

$$\boldsymbol{\tau} = \frac{\boldsymbol{\sigma}}{\sqrt{\boldsymbol{3}}}$$

$$\boldsymbol{\tau} = \frac{1625\ kg/cm^2}{\sqrt{3}}$$

$$\boldsymbol{\tau} = 938.2\ kg/cm^2$$

6.4.37.2. Determinación de la fuerza máxima.

Para la determinación de la fuerza máxima que soportaran las vigas se considera la fuerza de empuje del sistema de vibraciones ($F_c = 1617.24\ kgf$), además del peso total ejercido ($P = 400\ kg$).

$$\boldsymbol{P'} = \boldsymbol{F_c} + \boldsymbol{P_B}$$

$$\boldsymbol{P'} = (1617.24\ kg + 400\ kg)$$

$$\boldsymbol{P'} = 2017.24\ kgf$$

Utilizando un factor de diseño $\boldsymbol{K} = 1.11$, se obtiene una fuerza máxima de trabajo:

$$\boldsymbol{P} = 2017.24\ x\ (1.11)$$

$$\boldsymbol{P} = 2239.14\ kgj\ \approx 2240\ kgf$$

6.4.37.3. Cálculo de las reacciones.

Con la fuerza puntual ejercida sobre las vigas calculamos las reacciones en los apoyos (*Figura 48*),

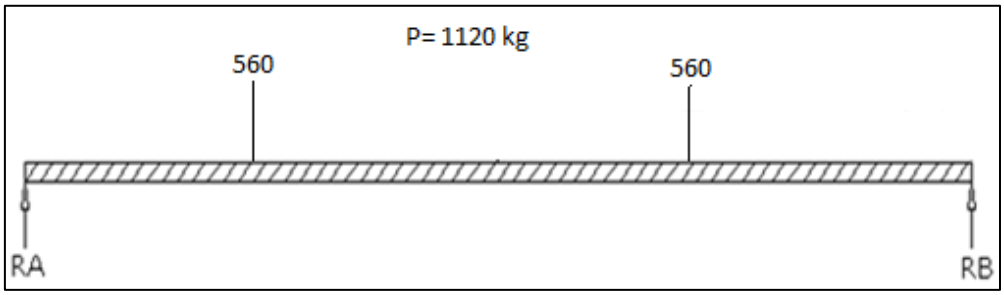


figura 48. *Diagrama de cuerpo libre.*

$$\sum \boldsymbol{fy} = \mathbf{0}$$

$$\boldsymbol{RA} = \boldsymbol{RB} = \frac{P}{4}$$

$$\boldsymbol{RA} = \boldsymbol{RB} = \frac{1120\ kg}{4} = 280\ kg$$

6.4.37.4. Cálculo del momento flector máximo.

Como se trata de una estructura cuya fuerza puntual está ubicada en el centro y sus reacciones son equidistantes, en la(***Ecuación* 48**), (Tabla 4), el momento flector es:

$$\boldsymbol{M_f máx} = \frac{\boldsymbol{P.L}}{\mathbf{4}}$$

$$\boldsymbol{M_f máx} = \frac{280\ kg\ (94\ cm)}{4}$$

$$\boldsymbol{M_f máx} = 6580\ kg.cm$$

El momento flector también puede ser determinado por el método de las secciones, es decir, encontrando en cada tramo el momento flector respectivo.

6.4.37.5. Cálculo del momento resistente (R).

El momento resistente que permite resistir la carga concentrada **P**, está en función del momento flector máximo y la tensión de trabajo de la siguiente manera:

$$\boldsymbol{R} = \frac{\boldsymbol{Mf_{máx}}}{\boldsymbol{\sigma}}$$

$$\boldsymbol{R} = \frac{6580\ kg.cm}{1625\ kg/cm^2}$$

$$\boldsymbol{R} = 4.05\ cm^3$$

Cabe indicar que para nombrar el momento resistente algunos autores toman distinta simbología y puede ser bien $\boldsymbol{W}$ o $\boldsymbol{R}$ ó $\boldsymbol{S_x}$

6.4.37.6. Determinación de momento polar de inercia.

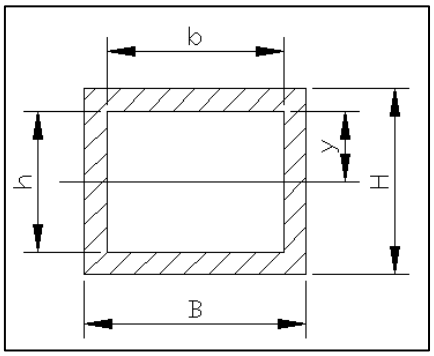


figura 49. *Medidas a considerar en el momento polar de inercia.*

Para obtener el momento de inercia es necesario considerar las tensiones que se producen en la base de la (***Ecuación* 49**), (Tabla 4), se obtiene despejando.

$$\boldsymbol{\sigma_{max}} = \frac{\boldsymbol{M_t\ x\ y}}{\boldsymbol{I}}$$

$$R = Z = \frac{I}{y}$$

$$\boldsymbol{\sigma_{max}} = \frac{\boldsymbol{M_f}}{\boldsymbol{I/Y}} = \frac{\boldsymbol{M}}{\boldsymbol{Z}} \leq [\boldsymbol{\sigma_{max}}]_{III}$$

Despejando se tiene:

$$\boldsymbol{Z} \geq \frac{\boldsymbol{M_f}}{[\boldsymbol{\sigma_{max}}]_{III}}$$

$$\boldsymbol{Z} = \frac{bh^2}{6}$$

$$\boldsymbol{Z} = \frac{\boldsymbol{BH^2}}{\boldsymbol{6}} - \frac{\boldsymbol{bh^2}}{\boldsymbol{6}}$$

$$\boldsymbol{Z} = \frac{3.81x\ (3.81\ cm)^2}{6} - \frac{3.21\ x\ (3.21cm)^2}{6}$$

$$\boldsymbol{Z} = 3.7\ cm^3$$

$$\boldsymbol{R} = 4.05\ cm^3 \geq \boldsymbol{Z} = 3{,}7\ cm^3$$

6.4.38. Selección del tubo para la estructura.

Para la selección del tubo adecuado; se debe considerar las tablas, en las que constan las dimensiones, para lo cual se elige un tubo cuadrado 1005 de ($1\,{}^{1}/_{2}\ \ pulg\ x\ 3\ espsor$) (*Tabla 41* **ANEXOS**),

6.4.39. Cálculo para el Diseño eléctrico

6.4.39.1. Tipo de Arranque.

- El arranque de motor será siempre en vació, y no se aplicara ningún arranque especial ya que estos arranques se aplican solo a motores que sobrepasen los 10 HP.

6.4.40. Protecciones eléctricas.

6.4.40.1. Protección contra cortocircuito en las líneas

Estas protecciones protegen a los instrumentos contra cortocircuitos, y se la selecciona de la siguiente manera.

Potencia del motor = 0.476 KW.

Lámparas de señalización= 200 W

$$\boldsymbol{P_t} = (476\ W + 200\ W)$$

$$\boldsymbol{P_t} = 676\ W$$

Con la potencia total calculada, puedo calcular la corriente nominal consumida por el sistema; para ello aplico la (***Ecuación* 50**), (Tabla 4):

Corriente consumida a una tensión de 220 V

$$\boldsymbol{I} = \frac{\boldsymbol{P}}{\boldsymbol{V} * \boldsymbol{cos\varphi}}$$

$$\boldsymbol{I1} = \frac{476\ w}{(220\ V) * 0.83}$$

$$\boldsymbol{I1} = 2.16\ \text{A}$$

$$\boldsymbol{I2} = \frac{200\ w}{220\ V}$$

$$\boldsymbol{I2} = 0.83\ \text{A}$$

$$\boldsymbol{It} = \boldsymbol{I1} + \boldsymbol{I2}$$

$$\boldsymbol{It} = (2.16 + 0.83\ )\text{A}$$

$$\boldsymbol{It} = 3\ \text{A}$$

La intensidad de corriente de **3 A** es la consumida por todo el sistema, pero en vacío. Para poder seleccionar el conductor, el brake y contactor adecuado se debe utilizar como dato la corriente nominal indicada en la placa de características del motor (15 A).

6.4.40.2. Corriente nominal por el conductor.

$$I_{conductor} = 15\ A * 1{,}25$$

$$I_{conductor} = 18{,}75\ A$$

En la (*Tabla 13*) los conductores que cumplen con la capacidad de corriente calculada son el numero de 12 y el 10 AGW, pero para una mayor seguridad escojo un calibre para el conductor de # 10 AWG.

Tabla 13. *Propiedades de los conductores AWG.*

INSTALACIONES EN TUBO				INSTALACIONES AL AIRE LIBRE		
Calibre del conductor	**Sección transversal**	**3 conductores unipolares o un cable tripolar**	**Un cable bipolar**	**Un cable unipolar**	**Un cable bipolar**	**3 conductores unipolares o un cable tripolar**
AWG – MCM	**mm^2**	**Amperios**	**Amperios**	**Amperios**	**Amperios**	**Amperios**
22	0.324	3	3	5	4	4
20	0.0517	5	6	8	7	6
18	0.821	7	8	10	9	8
16	1.31	10	11	15	14	13
14	2.08	15	27	20	18	17
12	3.31	20	21	25	23	22
10	5.26	30	30	40	35	33
8	8.37	40	40	55	48	45
6	13.30	55	55	80	68	63
4	21.15	70	---	105	---	87
2	33.63	95	---	140	---	119
1	42.41	110	---	165	---	145
1/0	53.51	125	---	195	---	155
2/0	67.44	145	---	225	---	180
3/0	85.02	165	---	260	---	210

Fuente: *Tesis Diseño y construcción de una máquina trituradora de basura (2011) Autor: Nixon E. Valverde*

6.4.40.3. Corriente nominal por el brake

$$I_{brake} = 15A * 1{,}5$$

$$I_{brake} = 22{,}5\ A$$

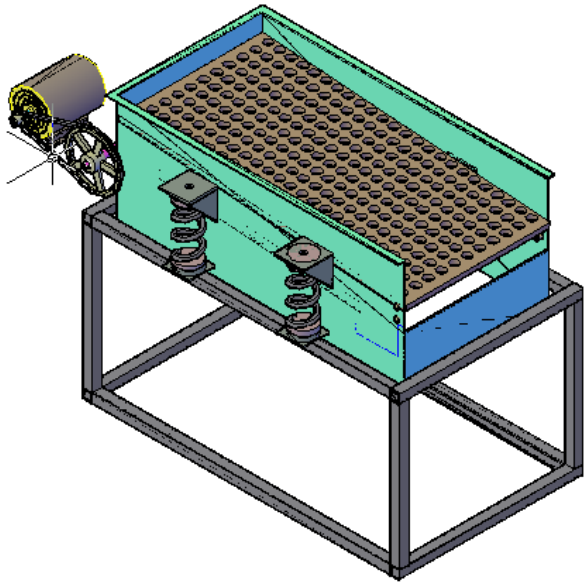
Entonces se necesita un interruptor termo-magnético que tenga la capacidad de abrirse cuando la corriente sobrepase los **25 A.**

El contactor que se ha de utilizar es un **AC3** ideal para motores.

7. FICHAS TÉCNICAS

Las características más importantes que constituyen la zaranda clasificadora se presentan a continuación:

Tabla 14. *Características técnicas de la maquina construida*

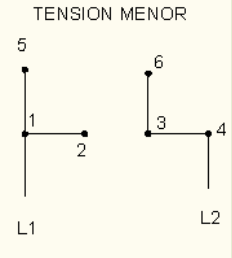
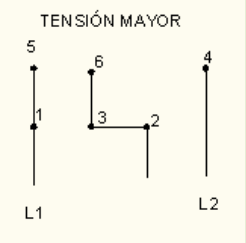


Principales Medidas características de la caja	75 cm de ancho x 45 cm de largo
Altura total del prototipo	120 cm
Motor eléctrico	Monofásico de 1 hp
Transmisión	Por bandas (banda Tipo A)
Producción de vibraciones	Por medio de masa desbalanceadora (excéntrica)
Capacidad de producción por hora	25 quintales por hora (1150 kg)
Lubricación de los órganos de movimiento	Manual
Caja	Acero inoxidable AISI 304
Estructura	Acero estructural SAE 1010
Tamices	Acero inoxidable AISI 304
Ejes	Acero SAE 1140
Resortes	Acero SAE 705

Fuente: *Jhon E. Arias (Tesista).*

La zaranda clasificadora de granulado de panela esta provista de dos tamices intercambiables, con diametros de orificios de 1/8´´ y 3/16´´

Tabla 15. *Características motor monofásico (VOGES).*

MOTOR ELÉCTRICO MONOFÁSICO.	
Marca	VOGES.
Tensión de alimentación	110 /220V
Corriente nominal	30/15A
Cos φ	0,83
Potencia.	HP-KW (3 – 2,2)
IP	21
Rendimiento	79,0%
Frecuencia	60Hz.
	

Fuente: *Jhon E. Arias (Tesista).*

- **Distrubución del proceso de obtencion de panela granulada.**

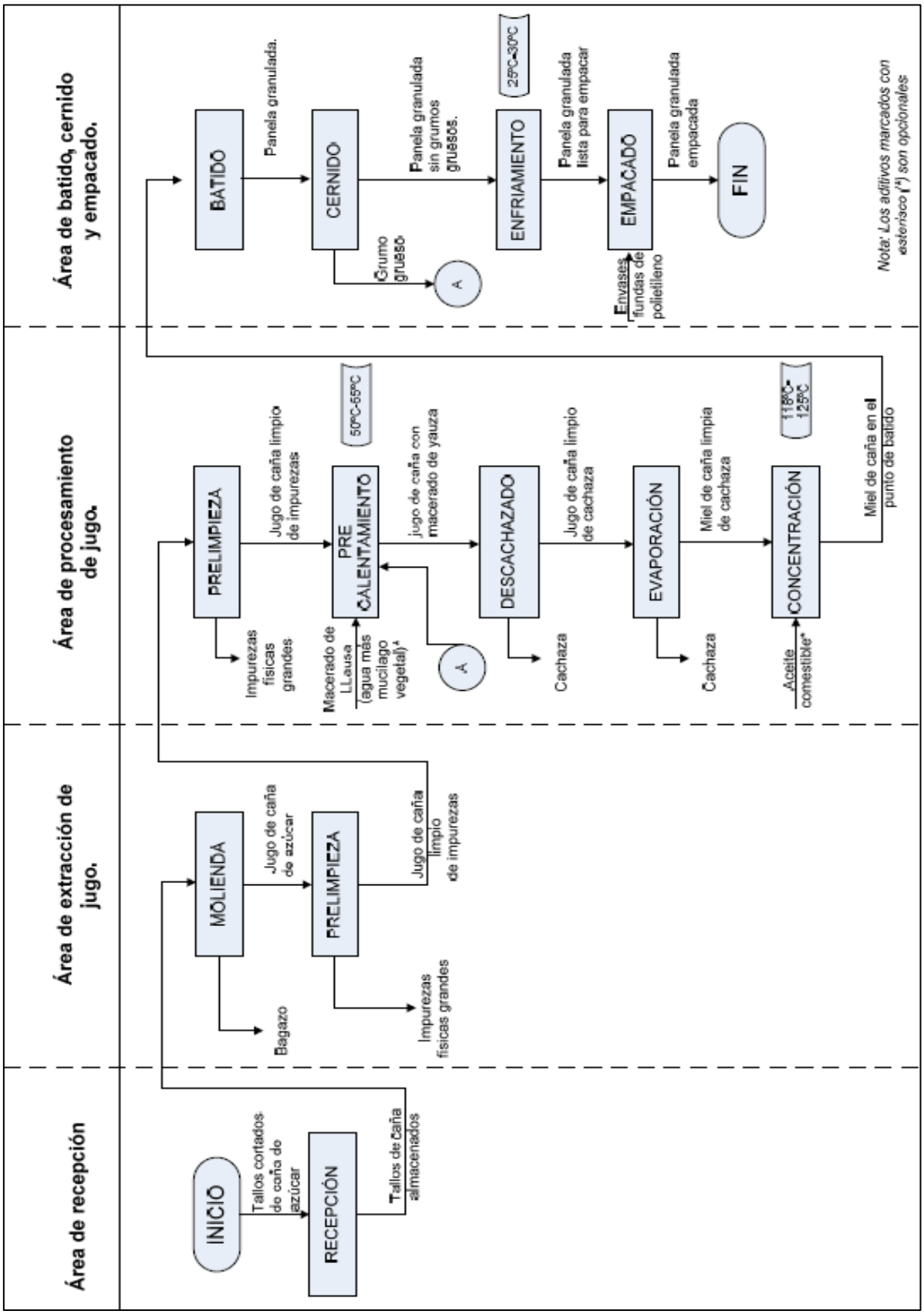


figura 50. *Diagrama de flujo del proceso de produccion de panela granulada en la molienda "OCAMPOS"*

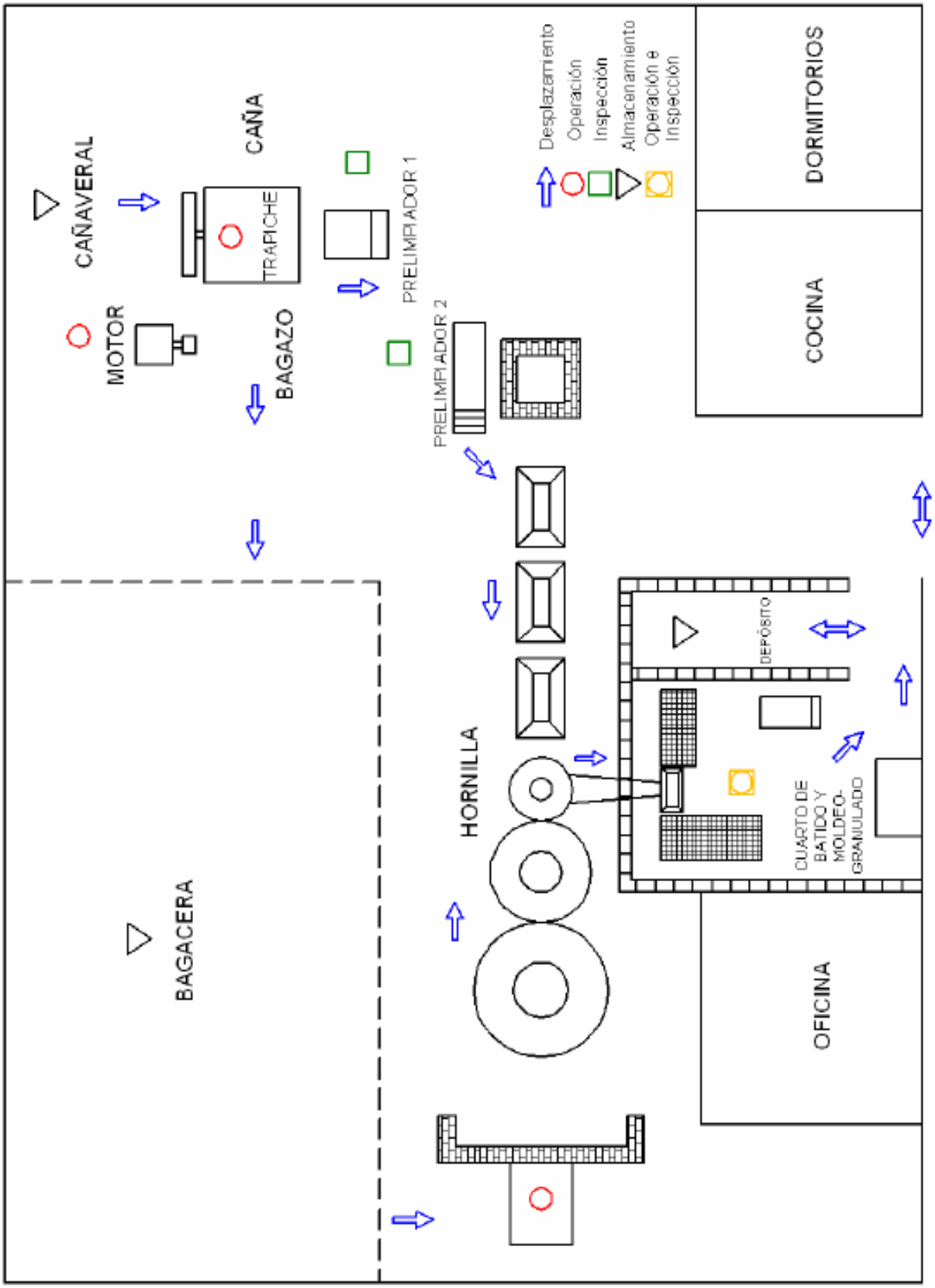


figura 51. *Esquema grafico de la molienda "OCAMPOS"*

7.1. RESULTADOS DE LAS PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Las pruebas serviran para comprobar el correcto funcionamiento de todas las partes moviles que contituye la maquina. La verificacion visual y funcional de la maquina es importante por seguridad.

Se realizaron algunas pruebas de funcionamiento, estas pruebas consistieron en clasificar panela granulada, cabe mencionar que el tiempo de funcionamiento de la máquina ha sido relativamente corto.

La primera prueba consistió en poner en marcha la máquina durante unos 10 minutos pero en vació, en la (*Tabla 16*) se ha resumido el resultado obtenido al realizar esta prueba.

Tabla 16. *Funcionamiento de la máquina en vació.*

PRUEBA 1. MAQUINA FUNCIONANDO EN VACIO.		
TIEMPO	**MATERIAL**	**RESULTADOS.**
15 min	Ninguno.	✓ Calentamiento leve del motor. ✓ Se presentó un ligero desajuste de las bandas en el sistema de transmisión, que posteriormente fue solucionado. ✓ Abundante ruido, debido al desajuste de las bandas.

Fuente: *Jhon E. Arias (Tesista).*

Otra de las pruebas realizadas consistió en realizar una primera clasificación, en la (*Tabla 17*) se ha resumido el tiempo, el tipo de material y los resultados obtenidos después de haber realizado esta prueba.

Tabla 17. *Segunda prueba de la zaranda clasificadora.*

PRUEBA 2. MAQUINA FUNCIONANDO CON CARGA.		
TIEMPO	**MATERIAL**	**RESULTADOS**
4 min	Panela granulada (25Kg)	✓ La panela granulada fue clasificada sin ningún problema. ✓ Como especificamos, se logró obtener los diversos tipos de granos según las aberturas de los tamices. ✓ No existió taponamiento de la rejilla.

Fuente: *Jhon E. Arias (Tesista).*

La tercera prueba realizada de igual forma consistió en realizar la clasificación aumentando la cantidad de panela granulada, en la (*Tabla 18*), se puede observar los resultados obtenidos después de haber realizado esta prueba.

Tabla 18. *Tercera prueba de funcionamiento.*

PRUEBA 3. MAQUINA FUNCIONANDO CON CARGA.		
TIEMPO	**MATERIAL**	**RESULTADOS**
10 min	Panela granulada (100Kg)	✓ El material fue clasificado satisfactoriamente. ✓ En la clasificación se puede apreciar que conforme aumenta la cantidad de material, se dispersa mucho más, obteniendo un porcentaje de grano malo o destinado para ser molido, de 6 kg. ✓ Se presentan taponamientos en la rejilla.

Fuente: *Jhon E. Arias (Tesista).*

La zaranda fue sometida a otras pruebas similares, los resultados de estas pruebas se han resumido en las siguientes tablas:

Tabla 19. *Cuarta prueba de funcionamiento.*

PRUEBA 4. MAQUINA FUNCIONANDO CON CARGA.		
TIEMPO	**MATERIAL**	**RESULTADOS**
48 min	Panela granulada (500Kg)	✓ El material fue clasificado satisfactoriamente. ✓ Se obtuvo la cantidad de 17 kg, para ser molidos y clasificados nuevamente ✓ Taponamiento leves en las rejillas, ✓ En los extremos de la caja, se acumula, pequeñas cantidades de panela, debido al trabajo y cambio de temperaturas.

Fuente: *Jhon E. Arias (Tesista).*

Tabla 20. *Quinta prueba de funcionamiento.*

PRUEBA 5. MAQUINA FUNCIONANDO CON CARGA.		
TIEMPO	**MATERIAL**	**RESULTADOS**
4 horas	Panela granulada	✓ La clasificación es satisfactoria, ✓ Se suscitan pequeños inconvenientes, por el peso que se acumula del material, y se disminuye la velocidad de oscilaciones, por lo que debemos reducir la carga q se le va aplicando a la zaranda.

Fuente: *Jhon E. Arias (Tesista).*

Tabla 21. *Sexta prueba de funcionamiento.*

PRUEBA 6. MAQUINA FUNCIONANDO CON CARGA.		
TIEMPO	MATERIAL	**RESULTADOS**
6 horas	Panela granulada	✓ Debido a la composición del material y el incrementó de temperaturas se presentó taponamiento de la rejilla el material quedo atascado sin poder salir, los tamices, por lo que el operario tendrá que ayudar mediante una paleta, la circulación de la panela en las salidas y tamices. ✓ Se presentan complicaciones, y taponamientos por la miel producida.

Fuente: *Jhon E. Arias (Tesista).*

Para solucionar los problemas de taponamiento de la rejilla que se presentaron en las pruebas realizadas, fue necesario sacar los tamices para ser limpiados, para que de esta manera pueda ser colocado nuevamente, por lo que se recomienda que la cantidad de panela sea un flujo constante y no muy elevado, para ser clasificado sin dificultad.

Con las pruebas realizadas se ha comprobado que la máquina puede clasificar sin ningún problema la panela granulada. El rendimiento de la máquina es más eficiente si se le coordina la cantidad de fuljo que debe ingresar a la máquina, a fin de q no exista sobre peso, y pueda desmayar el número de vibraciones necesarias para dicha clasificación.

7.2. Resultados de la clasificación

La clasificación granulométrica es una terea difícil con las características del material que sale del proceso de granulado, puesto que su aspecto es de granulos melosos, que se pegan entre si e impiden el paso por los orificios de los tamices, por lo que es aconsejable realizar un proceso de secado previo a la clasificación.

Mediante las pruebas de tamizado de la panela granulada se obtuvo los siguientes resultados:

- Granos finos corresponde al 68.10%
- > **0.85 mm** pero < que **1,5 mm** corresponde al 25.20%
- Granos > que **1.5 mm** corresponde al 6.70%

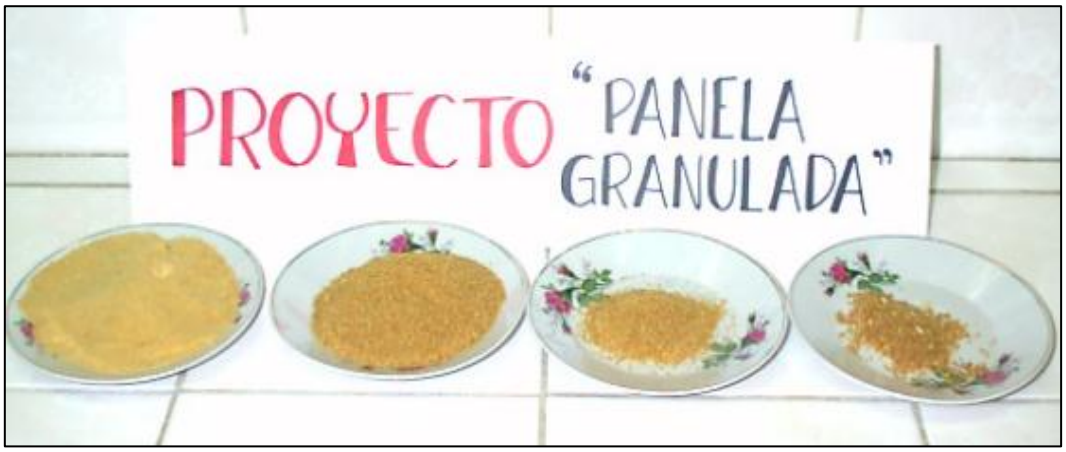


figura 52. *Resultados de clasificación de granulado de panela.*

La panela granulada en la molienda "**OCAMPO**", presento un buen desempeño en las pruebas de clasificación de granulometría, ya que se mantuvo en el borde del 90% en todos los tamizados analizados, lo cual significa que la presencia de grumos gruesos es baja, ya que la zaranda mecánica que presento, es conveniente por su velocidad constante de vibración que disminuye el tiempo de trabajo, y se obtiene la granulometría deseada.

8. VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL

8.1. VALORACIÓN ECONÓMICA

Analizar la valoración económica de este proyecto es cuantificar la inversión necesaria para la fabricación y montaje de los elementos de la máquina, tomando en cuenta todos los recursos humanos y materiales que han de ser empleados para este fin.

8.2. MATERIALES EMPLEADOS

8.2.1. Material metálico

Se estudia la inversión por peso de material utilizado con el fin de determinar cuál es el importe que estos representan de una manera más razonable. Para aquellos elementos que se encuentran fabricados destinados a utilización directa se tomará el precio unitario de venta.

Tabla 22. *Tabla de costos de materiales empleados*

CANTIDAD	***ELEMENTO***	***Valor Unitario $***	***Valor Total $***
3	Planchas de acero inoxidable AISI 304 (2 mm)	320.00	960.00
2	Tubo cuadrado de 1 $^1/_2$ pulg x 3 mm(espesor)	36.80	73.60
1	Angulo de 25 x 25 acero	12.00	12.00
4	Recorte de Plancha de acero de ($^1/_2$) de 15 x 5 cm	3.46	13.84
1	Angulo de 25 x 25 acero inoxidable	28.00	28.00
3 libras	Electrodos **AWS 308L-16**	6.00	18.00
3 libras	Electrodos **E60-11**	2.00	6.00
1	Polea de hierro fundido ($\phi 3\ ^1/_2\ pulg.$)	3.95	3.95
1	Polea de hierro fundido ($\phi 5\ pulg.$)	5.00	5.00
4	Muelles de acero C75	7.50	30.00
4	Recortes de Angulo 5 cm x 5 cm	1.00	4.00
1	Banda (Tipo A)	5.50	5.50
26	Pernos de acero inoxidable ($M\ ^5/_{16}\ pulg$)	0.40	10.40
28	Pernos acero inoxidable (M$^1/_8\ pulg$)	0.35	9.80
8	Pernos acero inoxidable (M$^1/_4\ pulg$)	0.40	3.20

16	Pernos acero inoxidable ($M^1/_2\, pulg$)	0.60	9.60
8	Pernos acero inoxidable ($M^3/_8\, pulg$)	0.35	2.80
3	Chavetas (a= 10mm; h = 8mm)	1.00	3.00
2	Cojinetes (Serie A $\phi = 85mm$ 2cm)	23.00	46.00
2	Recortes tubo de vapor para las manzanas	3.45	6.90
1	Pletina ($1pulg$)	12.00	12.00
1	Galón de gasolina	1.85	1.85
$^1/_4$	Fondo gris	3.75	3.75
$^1/_4$	Pintura esmalte color negro	3.75	3.75
$^1/_4$	Pintura esmalte color verde	3.75	3.75
		TOTAL	**$1276.65**

Fuente: *Jhon E. Arias (Tesista).*

8.2.2. Material Eléctrico

Siendo estos también elementos que se utilizan directamente, tomando el precio de venta unitario en diferentes casas comerciales.

Tabla 23. *Tabla de costos del material eléctrico empleado.*

Elemento	Característica	Cantidad	Valor Unitario $	Valor Total $
Motor	N = 1 Hp	1	140.00	140.00
Botonera	V = 110 V Arranque/parada	1	15.00	15.00
Lámpara de señalización	N = 1.2 w V = 24 V	1	2.00	6.00
cables	Cable concéntrico	5 metros	2,45	12.25
			TOTAL	**$ 173,25**

Fuente: *Jhon E. Arias (Tesista).*

8.2.3. Obra Civil

En lo que se refiere a la obra civil, se ha de construir una cimentación para el empotramiento de la máquina de (largo=2m; ancho= 2m; profundidad = 0.30m). En base a consultas a personas competentes afines a la materia, esta obra tiene un importe de **200.00** dólares.

8.2.4. Mano de Obra

Es difícil cuantificar la inversión por mano de obra que el proyecto requiere, ya que no se ha desarrollado la tecnología del proceso a utilizar en la elaboración de las piezas, y por tal razón se desconoce el tiempo que se ha de tomar el operario mecánico en la obtención de las mismas, realizando un estimado propondremos un gasto de **$ 500.00**

8.2.5. Costo de la máquina

El costo de construcción de la máquina es la sumatoria de los gastos realizados en la adquisición del material, se tiene:

Tabla 24. *Costo total de la máquina.*

MATERIAL METÁLICO	1276.65
MATERIAL ELÉCTRICO	173.25
OBRA CIVIL	200.00
MANO DE OBRA ESTIMADA	500.00
TOTAL	**2150.00**

Fuente: *Jhon E. Arias (Tesista).*

Como se ve el costo total de los elementos para la fabricación de la máquina asciende a un valor de 2150.00 dólares.

8.3. IMPACTO AMBIENTAL

En todo proceso industrial en pequeñas o grandes magnitudes se encuentra presente el impacto ambiental y nuestro caso no es la excepción.

La mayor contaminación producida por el proceso de clasificación de panela granulada se debe a la emanación de polvo, olor al medio ambiente y el ruido producido por el funcionamiento de la máquina que operan en este proceso. Esto a su vez genera un impacto social dentro del medio en donde ha de ser instalada la máquina.

8.3.1. Emanación de polvo y olor

En el proceso de clasificación de panela granulada existe en un porcentaje reducido no tan contaminante ya que de despliegan pequeñas partículas residuales de la panela y sus respectivos olores, provocada por la acción de los vientos sobre el material (panela). granulada).

8.3.2. Ruido

En la utilización de grandes maquinarias tenemos la presencia de ruido, en nuestro caso el ruido es producido por las vibraciones continuas de la caja de la criba, y aunque no existe una definición rígida para este concepto, se asegura que tal fenómeno causa en el organismo humano:

a) Efecto patológicos
b) Fatiga
c) Estados de confusión (Efecto Psicológicos)
d) Que el trabajador no perciba el peligro inminente.

No todos los individuos tienen la misma resistencia al ruido, algunos son demasiados hipersensibles al mismo. En el proceso de clasificación de material pétreo es preferible utilizar equipos de protección; ya que los decibelios producidos por la criba son superiores a los 90 máximos permisibles para el hombre.

Para la minimización de los factores contaminantes antes señalados se recomienda proceder a la incorporación de:

a. Elementos de aspersión y difusión (nebulización) sobre la criba de granos finos en soporte metálicos longitudinales con los suficientes difusores separado entre si 30 cm.

b. Sobre la criba se coloca una cubierta metálica forrada interiormente con fibra de vidrio integrada a la misma con juntas de goma, este elemento minimiza en niveles considerables la producción de polvo y el impacto acústico.

9. DISCUSIÓN

La Zaranda clasificadora de granulado de panela, está diseñada para realizar la clasificación de 1.5 toneladas por hora de trabajo, es decir 60 quintales diarios ya que la máquina trabajo 4 horas diarias. Las medidas de la caja de la criba son 1 metro de largo, 0.45 metros de ancho y 0.6 metros de altura puesto que consta de 2 tamices de diferente diámetro de agujeros, separados 20 cm entre sí. El sistema de vibraciones de la caja es producido por una masa excéntrica desfasada del eje que gira a $2350\ rev/min$. Este eje se calculó tomando en cuenta los parámetros de seguridad, trabajando con en material de excelente calidad y como es el acero AISI 4140.

El propósito fundamental que se planteó en este trabajo de tesis fue el de diseñar y construir una máquina que tenga la capacidad de clasificar la panela granulada, además de esto la máquina tendría que ser de fácil manejo y mantenimiento y con la capacidad de cubrir la demanda de producción, otro de los aspectos importantes fue seleccionar los materiales para la construcción de la máquina, estos materiales que se escogieron además de cumplir con los requerimientos mecánicos de diseño son de fácil adquisición y costo relativamente bajo.

Con el fin de validar la propuesta alternativa se ha construido una máquina clasificadora tipo zaranda, esta construcción se la realizado siguiendo un proceso adecuado, el cual primeramente empezó con un diseño detallado de todos los componentes de la máquina. El elemento que más detalladamente se diseño fue el árbol de transmisión puesto que debido a la masa desbalanceada (excéntrica) será sometido a diversas tensiones, por lo que fue factible revisar temas como: Limite de fluencia, límite de resistencia a la fatiga, factores de choque, fuerza cortante, momento de flexión estos entre los más principales. Finalmente el diámetro calculado para el árbol de transmisión fue de $1\frac{1}{4}\ pulg$, utilizando como material para la construcción de este, el acero AISI 4140.

Para el sistema de transmisión se ha seleccionado una transmisión por bandas y poleas aplicando un motor de 1HP a 220 V. En el acoplamiento del motor se debe tomar en cuenta el trabajo para poder elegir un motor que no exceda los límites y así poder evitar gasto innecesario.

Con la máquina construida, se realizaron algunas pruebas de funcionamiento. Las primeras pruebas realizadas por la máquina consistieron en comprobar el funcionamiento tanto sin carga, como aplicando cargas de forzamiento a fin de buscar mejoras para un posterior trabajo de la máquina. Los resultados obtenidos al clasificar la panela granulada, no fueron los esperados en algunas instancias, puesto que el material debido a su composición melosa y por las variaciones de temperatura tanto en la máquina como del medio, hubo taponamiento de los tamices, en especial el Tamiz Nº 6 impidiendo la salida del material, en consecuencia el rendimiento de la máquina fue bajo, con una carga superior.

Para solucionar estos problemas que se presentaron fue necesario aumentar el número de revoluciones en el eje a fin de producir más vibraciones para que los granos circulen con mayor facilidad por los tamices, en lo previsto a la variación de temperaturas, se cambió de lugar la maquina a un lugar más adecuado, con estas correcciones hechas se realizaron algunas pruebas previas los resultados fueron mucho mejores ya no existido taponamiento, al sobrepasar su rendimiento máximo.

Como resultado de todas las pruebas realizadas se pudo obtener el rendimiento de la máquina siendo este de 175 Kg/h, siendo un rendimiento aceptable, y de gran factibilidad en la clasificación. El tamaño de clasificación obtenido fue de $\emptyset \leq 0.85\ mm$ en la Bandeja 1, de $\emptyset\ 0.85\ mm$ a $\emptyset\ 1.5\ mm$ en la bandeja 2 siendo estos dos destinados para su venta y en la bandeja 3 $\emptyset \geq 1.5\ mm$ como residuo para volver a ser molido. Al comparar estos resultados con lo que se planteó en el proyecto se puede apreciar que la capacidad de clasificación de la máquina supera la demanda de producción de la molienda Ocampos.

10. CONCLUSIONES

- La investigación realizada acerca del funcionamiento de máquinas clasificadoras de áridos, así como los estudios realizados en la formación académica de la carrera de Ingeniería Electromecánica, permitieron contar con los elementos técnico-científicos necesarios para plantear una propuesta de diseño específico de una máquina clasificadora de granulado de panela.

- El diseño desarrollado, permitirá construir una máquina clasificadora tipo zaranda, con características técnicas competitivas, con las máquinas clasificadoras industriales de fábrica, que se ofertan en el mercado nacional e internacional y a un costo considerablemente más bajo.

- En el proceso de diseño se utilizaron procesos tecnológicos desarrollados en el campo científico, así como procedimientos prácticos para estimar las fuerzas involucradas en el funcionamiento de la máquina y con ello obtener un diseño final factible para ser presentado a la Universidad nacional de Loja y a la Molienda Ocampos.

- El rendimiento en cuanto a panela granulada que la máquina clasifica es de 60 quintales diarios, tomando en cuenta la cantidad de panela que la molienda Ocampos produzca.

11. RECOMENDACIONES

- Para posteriores trabajos de diseño o construcción de este tipo de maquinaria, se recomienda, mejorar los procesos técnicos de control y automatización de la misma.

- Se debe realizar chequeos periódicos a: rodamientos, motor y correas con el fin de alargar su vida útil.

- Mantener el porcentaje de panela granulada, que ingresa a los tamices a fin de no exceder del Volumen de copa, lo cual puede ocasionar detención de la máquina por sobrepeso.

- Realizar un ajuste preventivo diario a los muelles de soporte de la caja, ya que son los que soportan todo el peso, estos tienden a aflojarse por los efectos de la vibración, y se puede producir la salida de la caja ocasionando graves pérdidas.

- El sistema de transmisión de fuerza (polea - banda), no cuenta con protección lo cual lo hace bastante peligroso, por lo que se recomienda tener mucha atención y mantenerse alejado de las poleas.

12. BIBLIOGRAFÍA

LIBROS:

- ANDRÉIEV S. E. *Trituración y Desmenuzamiento de Materiales*. Editorial MIR Moscú 1980.
- Cernica, J. N. (2006). *Resistencia de Materiales.* Mexico: D.F. Mx. Continental.
- CORANTIOQUIA. (2008). *Produccion de caña panelera.* Bogota.
- Egor, P. (2003). *introduccion a la mecanica de solidos.* Mexico: LIMUSA.
- INEN. (2002). *panela solida y panela granulada requisitos.* Quito: Instituto Ecuatoriano de Normalizacion .
- J. R., GILBERT. (1993). *VIBRACIONES MECANICAS.* Santa Fé de Bogotá.
- LARBURU, Nicolás. 1998. *Máquinas Prontuario. Técnicas Máquinas Herramientas.* España. Décima edición. Editorial Paraninfo.
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de maquinas.* Mexico: PEARSON.
- OSORIO. (2007). *Plantaciones, y produccion de caña de azucar.* BOGOTA.
- Pareto Luis (s.f.). *Formulario de Tecnologia Mecanica.* CAEC.
- RAZUMOV, K. A.; PEROV, V. A. *Proyectos de Fabricas y preparacion de Minerales*. Editorial MIR. Moscú 1982.
- Sandoval. G. (2004). *Produccion Mecanica de Panela Granulada.* AMBATO: UNIVERSIDAD TECNICA DE AMBATO.
- Schaum. (1991). *resistencia de materiales Maquinas y Mecanismos.* Mexico: Mc Graw-Hill.
- T. T., William. (1997). *Vibraciones Manuales de Ingenieria Mecanica.* Santa Fé Bogotá: Mc Graw-Hill.

TESIS:

- J. M., Roberto. (2009). *Diseño de una zaranda clasificadora de material petro para el municipio de Catamayo.* LOJA: UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA.

PÁGINAS WEB CONSULTADAS:

- Catalogo interactivo para selección de rodamientos de la SKF.
  - www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/extra/productTablesList
- Enciclopedia libre Wikipedia, grava.
  - www.agma.org
  - www.asme.org
  - http://es.wikipedia.org/wiki/Grava
  - www.orsbearins.com
  - www.palmexico.com
- SBM Mining and construction machinery
  - http://www.shibang-china.com/es/scs_1.htm

13. ANEXOS

TABLAS COMPLEMENTARIAS

ANEXOS Nº 1

Tabla 25. *Tabla de conversión de unidades inglesas a unidades SI*

Cantidad	Sistema Inglés	Sistema SI		Símbolo	Unidades equivalentes
Longitud	1 pie	0.3048	metro	m	
Masa	1 slug	14.49	kilogramo	kg	
Tiempo	1 segundo	1.0	segundo	s	
Fuerza	1 libra (lb)	4.448	newton	N	$kg \cdot m/s^2$
Presión	1 $lb/pulg^2$	6895	pascal	Pa	N/m^2 o $kg/m \cdot s^2$
Energía	1 pie-lb	1.356	joule	J	$N \cdot m$ o $kg \cdot m^2/s^2$
Potencia	1 pie-lb/s	1.356	watt	W	J/s

Otros factores de conversión

Longitud

1 pie	=	0.3048	m
1 pulg	=	25.4	mm
1 mi	=	5280	pie
1 mi	=	1.609	km
1 km	=	1000	m
1 cm	=	10	mm
1 m	=	1000	mm

Área

1 pie^2	=	0.0929	m^2
1 $pulg^2$	=	645.2	mm^2
1 m^2	=	10.76	pie^2
1 m^2	=	10^6	mm^2

Volumen

1 pie^3	=	7.48	gal
1 pie^3	=	1728	$pulg^3$
1 pie^3	=	0.0283	m^3
1 gal	=	0.00379	m^3
1 gal	=	3.785	L
1 m^3	=	1000	L

Tasa de flujo volumétrico

1 pie^3/s	=	449	gal/min
1 pie^3/s	=	0.0283	m^3/s
1 gal/min	=	6.309×10^{-5}	m^3/s
1 gal/min	=	3.785	L/min
1 L/min	=	16.67×10^{-6}	m^3/s

Esfuerzo, presión o carga unitaria

1 $lb/pulg^2$	=	6.895	kPa
1 lb/pie^2	=	0.0479	kPa
1 $kip/pulg^2$	=	6.895	MPa

Módulo de sección

1 $pulg^3$	=	1.639×10^4	mm^3

Momento de inercia

1 $pulg^4$	=	4.162×10^5	mm^4

Densidad

1 $slug/pie^3$	=	515.4	kg/m^3

Peso específico

1 lb/pie^3	=	157.1	N/m^3

Energía

1 pie-lb	=	1.356	J
1 Btu	=	1.055	kJ
1 W·h	=	3.600	kJ

Par torsional o momento

1 lb·pulg	=	0.1130	N·m

Potencia

1 hp	=	550	pie·lb/s
1 hp	=	745.7	W
1 pie-lb/s	=	1.356	W
1 Btu/h	=	0.293	W

Temperatura

$T(°C) = [T(°F) - 32]5/9$

$T(°F) = \frac{9}{5}[T(°C)] + 32$

Tabla 26. *Especificaciones ASTM E – 11 – 87 (Tamices Standard U.S.A)*

DESIGNACION TAMIZ		Abertura Nominal del tamiz pulgadas.	Variación permisible respecto a la abertura promedio de la designación del tamiz Standard mm	Tamaño máximo de abertura para no más de 5% de aberturas mm	Máxima abertura individual mm	Diámetro Nominal del Alambre mm
Standard mm	Alternativa					
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
125	5,00 in	5,00	± 3,7	130,0	130,9	8,0
106	4,24 in	4,24	± 3,2	110,2	111,1	6,40
100	4,00 in	4,00	± 3,0	104,0	104,8	6,30
90	3,50 in	3,50	± 2,7	93,6	94,4	6,08
75	3,00 in	3,00	± 2,2	78,1	78,7	6,80
63	2,50 in	2,50	± 1,9	65,6	66,2	5,50
53	2,12 in	2,12	± 1,6	55,2	55,7	5,16
50	2,00 in	2,00	± 1,5	52,1	52,6	5,05
45	1,75 in	1,75	± 1,4	46,9	47,4	4,85
37,5	1,50 in	1,50	± 1,1	39,1	39,5	4,59
31,5	1,25 in	1,25	± 1,0	32,9	33,2	4,23
28,5	1,06 in	1,06	± 0,8	27,7	28,0	3,90
25,0	1,00 in	1,000	± 0,8	26,1	26,4	3,80
22,4	7/8 in	0,876	± 0,7	23,4	23,7	3,50
19,0	¾ in	0,750	± 0,6	19,9	20,1	3,30
16,0	5/8 in	0,625	± 0,5	16,7	17,0	3,00
13,2	0,530 in	0,530	± 0,41	13,83	14,05	2,75
12,5	½ in	0,500	± 0,39	13,10	13,31	2,67
11,2	7/16 in	0,438	± 0,35	11,75	11,94	2,45
9,5	3/8 in	0,375	± 0,30	9,97	10,16	2,27
8,0	5/16 in	0,312	± 0,25	8,41	8,58	2,07
6,7	0,265 in	0,265	± ,021	7,05	7,20	1,87
6,3	¼ in	0,250	± 0,20	6,64	6,78	1,82
5,8	No. 3½	0,223	± 0,18	5,90	6,04	1,68
4,75	No. 4	0,187	± 0,15	6,02	5,14	1,54
4,00	No. 5	0,157	± 0,163	4,23	4,35	1,37
3,35	No. 6	0,132	± 0,11	3,55	3,66	1,23
2,80	No. 7	0,111	± 0,095	2,975	3,070	1,10
2,36	No. 8	0,0937	± 0,080	2,515	2,600	1,00
2,00	No. 10	0,0787	± 0,070	2,135	2,215	0,900
1,70	No. 12	0,0661	± 0,060	1,820	1,890	0,810
1,40	No. 14	0,0555	± 0,050	1,505	1,565	0,725
1,18	No. 16	0,0469	± 0,045	1,270	1,330	0,650
1,00	No. 18	0,0394	± 0,040	1,080	1,135	0,580
850 µm	No. 20	0,0331	± 35µm	925µm	970µm	0,510
710 µm	No. 25	0,0278	± 30µm	775µm	815µm	0,450
600 µm	No. 30	0,0234	± 25µm	660µm	695µm	0,390

Tabla 27. *Valores determinados de q*

Rendimiento medio por 1 m^2 de superficie del tamiz en las cribas giratorias y vibratorias.										
Indicé	**Agujeros del tamiz (mm)**									
	0.5	0.8	1	2	3	6	10	13	16	20
Rendimiento medio m^3/h	3.0	3.5	4.0	5.5	7.5	13	19	22	24.5	28
Indicé	**Agujeros del tamiz (mm)**									
	25	30	40	50	60	70	80	100	150	200
Rendimiento medio m^3/h	31	33.5	37	42	46	50	55	63	90	110

Tabla 28. *Valores determinados de K, l, m, n, o, p*

COEFICIENTE DE CORRECCIÓN, AL CALCULAR EL RENDIMIENTO DE CRIBAS VIBRATORIAS Y GIRATORIAS.												
coeficiente	Condiciones de cribado que toma en consideración el coeficiente.	**CONDICIONES DE CRIBADO Y VALORES NUMÉRICOS DE LOS COEFICIENTES**										
k	**Influencia de los menudos**	Contenido en el material inicial de granos de tamaño menor que la mitad del tamaño de los agujeros en el tamiz %	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
		Valor de k	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
l	**Influencia de los granos gruesos**	Contenido en el material inicial de granos mayor que el de los agujeros en el tamiz %	10	20	25	30	40	50	60	70	80	90
		Valor de l	0.94	0.97	1.00	1.03	1.09	1.18	1.32	1.55	2.00	3.36
m	**Eficacia del cribado**	Eficacia del cribado %	40	50	60	70	80	90	92	94		
		Valor de m	2.3	2.1	1.9	1.65	1.35	1.0	0.9	0.8		
n	**Forma de los granos y material**	Forma de los granos	Material fragmentado diverso (salvo el carbón)					Redonda (por ejemplo granos marítimos)				Carbón
		Valor de n	1.0					1.25				1.5
o	**Influencia de la humedad**	Humedad del material	Para agujeros del tamiz menores que 25 mm					Para agujeros del tamiz mayores que 25 mm				
			seco	húmedo	aterronado			En función de la humedad				
		Coeficiente o	1.0	0.75 0.85	0.2 0.6			0.9 1.0				
p	**Procedimiento de cribado**	Cribado en seco o húmedo	Para agujeros del tamiz menores que 25 mm					Para agujeros del tamiz mayores que 25 mm				
			seco	Húmedo con rociado				Cualquiera				
		Valor de p	1.0	1.25 – 1.40				1.0				

Tabla 29. *Propiedades mecánicas específicas para aceros inoxidables usuales según EN 10088-2.*

	Grado	Producto[1]	Espesor máximo (mm)	Mínima resistencia[2] correspondiente al 0.2% (N/mm^2)	Resistencia última a tracción (N/mm^2)	Alargamiento de rotura (%)
Aceros inoxidables austeníticos básicos de cromo y níquel	1.4301	C	8	230	540 – 750	45[3]
		H	13,5	210	520 – 720	45[3]
		P	75	210	520 – 720	45
	1.4307	C	8	220	520 –700	45
		H	13,5	200	520 –700	45
		P	75	200	500 – 700	45
Aceros inoxidables austeníticos de molibdeno, cromo y níquel	1.4401	C	8	240	530 – 680	40
		H	13,5	220	530 – 680	40
		P	75	220	520 – 670	45
	1.4404	C	8	240	530 – 680	40
		H	13,5	220	530 – 680	40
		P	75	220	520 – 670	45
Aceros inoxidables austeníticos estabilizados	1.4541	C	8	220	520 – 720	40
		H	13,5	200	520 – 720	40
		P	75	200	500 – 700	40
	1.4571	C	8	240	540 – 690	40
		H	13,5	220	540 – 690	40
		P	75	220	520 – 670	40
Aceros inoxidables austeníticos bajos en carbono, altos en nitrógeno	1.4318	C	8	350	650 – 850	35
		H	13,5	330	650 – 850	35
		P	75	330	630 – 830	45
Aceros inoxidables dúplex	1.4362	C	8	450	650 – 850	20
		H	13,5	400	650 – 850	20
		P	75	400	630 – 800	25
	1.4462	C	8	500	700 – 950	20
		H	13,5	460	700 – 950	25
		P	75	460	640 – 840	25

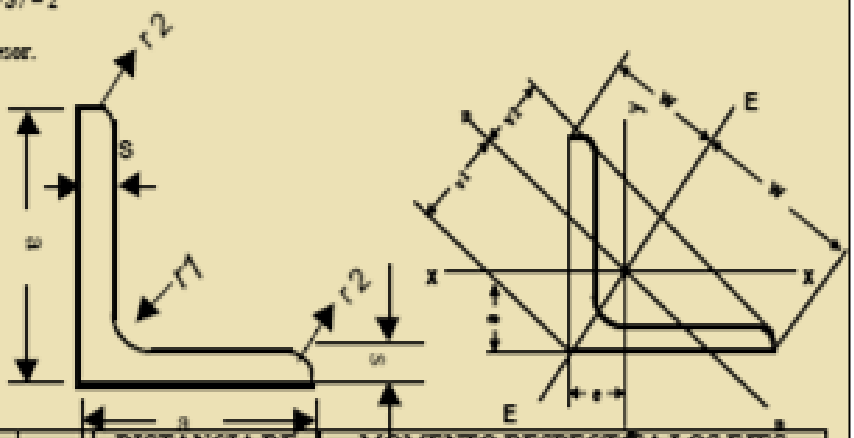
Notas:
1) C=fleje laminado en frío, H=fleje laminado en caliente, P=chapa laminada en caliente
2) Propiedades transversales
3) Para material más estirado, los valores mínimos son un 5% más bajos

Tabla 30. *Especificaciones de los ángulos*

HIERROBECO, C.A. CATALOGO DE PRODUCTOS

ÁNGULOS (De alas Iguales)

Calidad → COVENIN 1036 – 2005
→ ASTM – A –36. → ST – 37 – 2
Longitud de 12 y 6 metros.
L= Medida de la ala x medida espesor.
Grado de Acero: Covenin AE-25
Covenin AE-35, Covenin AE-35 A
ASTM A-529, ASTM A-572.



L		DIMENSIONES (mm)				Área	Peso	DISTANCIA DE LOS EJES				MOMENTO RESPECTO A LOS EJES							
												x – x = y – y			E-E		n – n		
		a	s	r_1	r_2	cm^2	kg/m	e cm	w cm	v_1 cm	v_2 cm	I_x cm^4	S_x cm^3	R_x cm	I_E cm^4	R_E cm	I_n cm^4	R_n cm^3	S_n cm
20 x	3	20	3.0	3.5	2.0	1.12	0.88	0.60	1.41	0.83	0.70	0.39	0.28	0.59	0.62	0.74	0.15	0.18	0.37
25 x	3	25	3.0	3.5	2.0	1.42	1.12	0.73	1.77	1.03	0.87	0.79	0.45	0.75	1.27	0.95	0.31	0.30	0.47
30 x	3	30	3.0	5.0	2.5	1.74	1.36	0.84	2.12	1.18	1.04	1.41	0.65	0.90	2.24	1.14	0.37	0.48	0.57
35 x	4	35	4.0	5.0	2.5	2.67	2.10	1.00	2.47	1.41	1.24	2.96	1.18	1.05	4.68	1.33	1.24	0.88	0.68
	6		6.0			3.87	3.04	1.08		1.53	1.27	4.14	1.71	1.04	6.50	1.30	1.77	1.16	0.68
40 x	4	40	4.0	6.0	3.0	3.08	2.42	1.12	2.83	1.58	1.40	4.48	1.55	1.21	7.08	1.52	1.86	1.18	0.78
	6		6.0			4.48	3.52	1.20		1.70	1.43	6.33	2.26	1.19	9.98	1.49	2.67	1.57	0.77
50 x	4	50	4.0	7.0	3.5	3.89	3.06	1.36	3.54	1.92	1.75	8.97	2.46	1.52	14.20	1.91	3.73	1.94	0.98
	5		5.0			4.80	3.77	1.40		1.98	1.76	11.00	3.05	1.51	17.40	1.90	4.59	2.32	0.98
	7		7.0			6.56	5.15	1.49		2.11	1.78	14.60	4.15	1.49	23.10	1.88	6.02	2.85	0.96
65 x	5	65	4.5	9.0	4.5	6.35	4.98	1.75	4.60	2.49	2.28	24.96	5.27	1.98	39.91	2.53	10.00	4.00	1.27
	6		6.0			7.53	5.91	1.80		2.55	2.28	29.20	6.21	1.97	46.30	2.48	12.10	4.74	1.27
	7		7.0			8.70	6.83	1.85		2.62	2.29	33.40	7.18	1.96	53.0	2.47	13.80	5.27	1.26
75 x	7	75	7.0	10.0	5.0	10.10	7.94	2.09	5.30	2.95	2.63	52.40	9.67	2.28	83.60	2.88	21.10	7.15	1.45
	8		8.0			11.50	9.03	2.13		3.01	2.65	58.90	11.00	2.26	93.30	2.85	24.40	8.11	1.46
90 x	7	90	7.0	11.0	5.5	12.20	9.62	2.45	6.36	3.46	3.17	92.30	14.13	2.75	147.0	3.46	38.00	11.00	1.77
100 x	8	100	8.0	12.0	6.0	15.50	12.20	2.74	7.07	3.87	3.52	145.00	19.90	3.06	230.00	3.85	59.90	15.50	1.96
	10		10.0			19.20	15.10	2.82		3.99	3.54	177.00	24.70	3.04	280.00	3.82	73.30	18.40	1.95
120 x	8	120	8.0	13.0	4.8	18.70	14.70	3.23	8.49	4.56	4.22	255.00	29.10	3.69	405.00	4.65	105.00	23.60	2.37
	10		10.0		6.5	23.10	18.20	3.31		4.68	4.24	313.00	36.00	3.68	497.00	4.73	129.00	27.60	2.37
	12		12.0			27.50	21.60	3.40		4.80	4.26	368.00	42.70	3.65	584.00	4.60	152.00	31.60	2.35
150 x	10	150	10.0	16.0	8.0	29.30	23.00	4.03	10.60	5.71	5.28	624.00	56.90	4.62	990.00	5.82	258.00	45.10	2.97
	12		12.0	16.0	8.0	34.80	27.30	4.12		5.83	5.29	737.00	67.70	4.60	1170.00	5.80	303.00	52.00	2.95
	15		15.0	16.0	8.0	43.00	33.80	4.25		6.01	5.33	898.00	83.50	4.57	1430.00	5.76	370.00	61.60	2.93
200 x	16	200	16.0	18.0	9.0	61.80	48.50	5.52	14.14	7.61	7.09	2430.00	162.0	6.16	3740.00	7.76	960.00	123.0	3.94
	20		20.0	18.0	9.0	76.30	59.90	5.68		8.04	7.15	2850.00	199.0	6.11	4330.00	7.70	1170.00	146.0	3.92

Tabla 31. *Características de los electrodos AWS E308-L16 para soldar aceros inoxidables en maquinarias aptas para el consumo humano.*

	INOXIDABLES							
LOSARC INOX 308L AWS-A 5.4 E 308 L-16	C: 0,03 Cr: 19,50 Si: 9,50	Este electrodo se utiliza para la soldadura del acero inoxidable 18 Cr-8 Ni ELC (Extra Low Carbón), en sus diferentes variedades: AISI 304 L; AISI 308 L; ASTM A 182 y similares.	MARRON	Rt: 600 MPa Al: 45%		CC (+) CA	2 2,5 3,2 4	25-50 40-80 60-100 90-140
LOSARC INOX 309L AWS-A 5.4 E 309 L-16	C: 0,03 Cr: 23,00 Ni: 11,00	Cuando se requiere un aporte tipo AISI 309 de muy bajo contenido de carbono. Apropiado para soldadura de aceros disímiles. Buena resistencia a la corrosión	VERDE	Rt: 590 MPa Al: 42 %		CC (+) CA	2,5 3,2	40-80 60-100
LOSARC INOX 316L AWS-A 5.4 E 316 L-16	C: 0,03 Cr: 18,00 Ni: 12,50 Mo: 2,40	Para soldar aceros inoxidables 18 Cr – 2,5 Mo, ELC, tales como AISI 316 L; ASTM A 182 F316 y similares.	NARANJA	Rt: 590MPa Al: 39 %		CC(+) CA	2 2,5 3,2 4	25-50 40-80 60-100 90-140

Tabla 32. *Características, para la selección de la numeración de la banda.*

SECCIÓN	TIPO	Longitud Nominal Interior Primitivo	
A (mm 13x8)	A24	610	643
	A25	641	674
	A26	660	693
	A27	698	731
	A28	718	751
	A29	737	770
	A30	762	795
	A33	838	871
	A35	889	922
	A36	933	966
	A38	965	998
	A42	1067	1100
	A42	1079	1112
	A43	1111	1144
	A44	1130	1163
	A48	1168	1201
	A48	1219	1252
	A51	1295	1328
	A53	1346	1379
	A55	1397	1430
	A57	1448	1481
	A60	1524	1557
	A63	1600	1633
	A65	1651	1684
	A68	1727	1760
	A70	1778	1811
	A75	1905	1938
	A80	2032	2065
	A84	2133	2163
	A85	2159	2192
	A87	2210	2243
	A90	2286	2319
	A96	2438	2471
	A105	2667	2700
	A112	2845	2878
	A120	3048	3081
	A128	3251	3284
	A136	3454	3487

Tabla 33. *Factor de corrección* C_∞

Arco de contacto sobre la polea menor	180 140	175 135	170 130	165 125 100	160 120 90	155 115	150 110	145 105
Transmisión trap/trap	1.00 0.89	0.99 0.87	0.97 0.85	0.96 0.84 0.74	0.95 0.82 0.69	0.93 0.80	0.92 0.78	0.90 0.76
Transmisión trap/plana	0.75 0.84	0.76 0.85	0.77 0.86	0.79 0.84 0.74	0.80 0.82 0.69	0.81 0.80	0.82 0.78	0.83 0.76

Tabla 34. *Factor de corrección* C_L

Z A B C	16	24 90	28 105	35 128	42 144	48 180	53 240	66 330	75 420	81
			0.80	0.83	0.86	0.92	0.95	0.98	1.00	
	0.82	0.87	0.90	0.93	0.95	1.00	1.02	1.04	1.06	1.10
	0.81	0.85	0.88	0.90	0.94	0.97	0.88	1.00	1.04	1.08
	0.80	0.84	0.87	0.89	0.91	0.94	0.98	1.00	1.05	1.11

Tabla 35. *Valores de Cc de corrección de potencia, según las condiciones de trabajo y naturaleza de la carga.*

Tipo de servicio	**Condiciones de trabajo**	**Motor eléctrico**	**Motor de explosión**	
			n.oll.>4	**n.oll.<4**
Ligero	Servicio intermitente, funcionamiento <6 horas diarias. Ninguna punta de carga	1	1.1	1.2
Normal	Funcionamiento de 6 +16horas día-puntas de carga o puesta en marcha menor al 150% del trabajo a plena carga	1.2	1.3	1.4
Pesado	Puntas de carga o puesta en marcha <250% del trabajo a plena carga-servicio continuo 16+24 horas día.	1.4	1.5	1.6
Muy pesado	Puntas de carga >250% del trabajo a plena carga-funcionamiento continuo	1.6	1.8	2

Tabla 36. *Relación de m=T1/T2 (razón de tensiones) en función del ángulo de contacto.*

γ	$\frac{T_1}{T_2}$	γ	$\frac{T_1}{T_2}$	γ	$\frac{T_1}{T_2}$	γ	$\frac{T_1}{T_2}$
180º	5.00	155	4.00	130	3.20	105	2.56
175	4.78	150	3.82	125	3.06	100	2.44
170	4.57	145	3.66	120	2.92	95	2.34
165	4.37	**140**	**3.50**	115	2.80	90	2.24
160	4.18	135	3.34	110	2.67		

Tabla 37. *Tabla para la selección de rodamientos SKF.*

Dimensiones principales			Capacidades de carga dinámica	estática	Carga límite de fatiga	Velocidades Velocidad de referencia	Velocidad límite	Masa	Designaciones Rodamiento (R = con anillo elástico)	anillo elástico
d	D	B	C	C_0	P_u				* - Rodamiento SKF Explorer	
mm			kN		kN	rpm		kg	-	
30	72	19	29,6	16	0,67	20000	13000	0,35	6306 N *	SP 72
30	72	19	29,6	16	0,67	20000	13000	0,35	6306 NR *	SP 72
30	72	19	29,6	16	0,67	20000	11000	0,35	6306-2ZNR *	SP 72
30	72	19	29,6	16	0,67	20000	13000	0,35	6306-ZNR *	SP 72
35	62	14	16,8	10,2	0,44	24000	15000	0,16	6007 N *	SP 62
35	62	14	16,8	10,2	0,44	24000	15000	0,16	6007 NR *	SP 62
35	72	17	27	15,3	0,655	20000	13000	0,29	6207 N *	SP 72
35	72	17	27	15,3	0,655	20000	13000	0,29	6207 NR *	SP 72
35	72	17	27	15,3	0,655	20000	10000	0,29	6207-2ZNR *	SP 72
35	72	17	27	15,3	0,655	20000	13000	0,29	6207-ZNR *	SP 72
35	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6307 N *	SP 80
35	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6307 NR *	SP 80
35	80	21	35,1	19	0,815	19000	9500	0,46	6307-2ZNR *	SP 80
35	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6307-ZNR *	SP 80
35	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,95	6407 N	SP 100
35	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,95	6407 NR	SP 100
40	68	15	17,8	11,6	0,49	22000	14000	0,19	6008 N *	SP 68
40	68	15	17,8	11,6	0,49	22000	14000	0,19	6008 NR *	SP 68
40	80	18	32,5	19	0,8	18000	11000	0,37	6208 N *	SP 80
40	80	18	32,5	19	0,8	18000	11000	0,37	6208 NR *	SP 80
40	80	18	32,5	19	0,8	18000	9000	0,37	6208-2ZNR *	SP 80

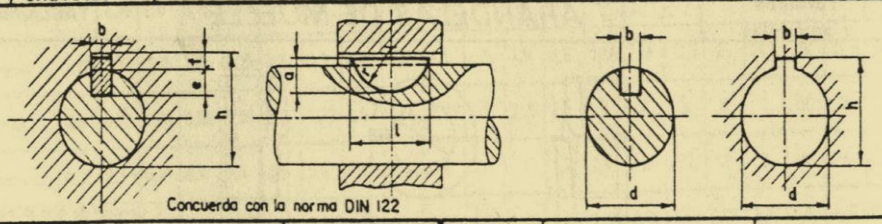
Tabla 38. *Selección de chumaceras, según SKF*

Soportes de pie con rodamientos Y, Y-TECH, prisionero, grasa compatible con alimentos

Dimensiones					Capacidades de carga dinámicaestática		Velocidad límite con eje de tolerancia h6	Masa	Designaciones Unidad de rodamiento	Soporte	Rodamiento
d	A	H	H_1	L	C	C_0					
mm					kN		rpm	kg	-		
20	32	64	33,3	126	10,8	6,55	5000	0,24	**SYKC 20 NTH**	SYKC 504 N	YAR 204-2RF/HV
20	32	64	33,3	126	12,7	6,55	5000	0,24	**SYKC 20 NTR/VE495**	SYKC 504 N	YAR 204-2RF/VE495
25	32	70,5	36,5	134	11,9	7,8	4300	0,29	**SYKC 25 NTH**	SYKC 505 N	YAR 205-2RF/HV
25	32	70,5	36,5	134	14	7,8	4300	0,29	**SYKC 25 NTR/VE495**	SYKC 505 N	YAR 205-2RF/VE495
30	40	82	42,9	159	16,3	11,2	3800	0,49	**SYKC 30 NTH**	SYKC 506 N	YAR 206-2RF/HV
30	40	82	42,9	159	19,5	11,2	3800	0,49	**SYKC 30 NTR/VE495**	SYKC 506 N	YAR 206-2RF/VE495
35	45	93	47,6	164	21,6	15,3	3200	0,66	**SYKC 35 NTH**	SYKC 507 N	YAR 207-2RF/HV
35	45	93	47,6	164	25,5	15,3	3200	0,66	**SYKC 35 NTR/VE495**	SYKC 507 N	YAR 207-2RF/VE495
40	48	99	49,2	176	24,7	19	2800	0,86	**SYKC 40 NTH**	SYKC 508 N	YAR 208-2RF/HV
40	48	99	49,2	176	30,7	19	2800	0,86	**SYKC 40 NTR/VE495**	SYKC 508 N	YAR 208-2RFG/VE495

Tabla 39. *Tabla de selección de chavetas.*

Pasadores y chavetas — **Chavetas de base cilíndrica** — TABLA 20 . 13



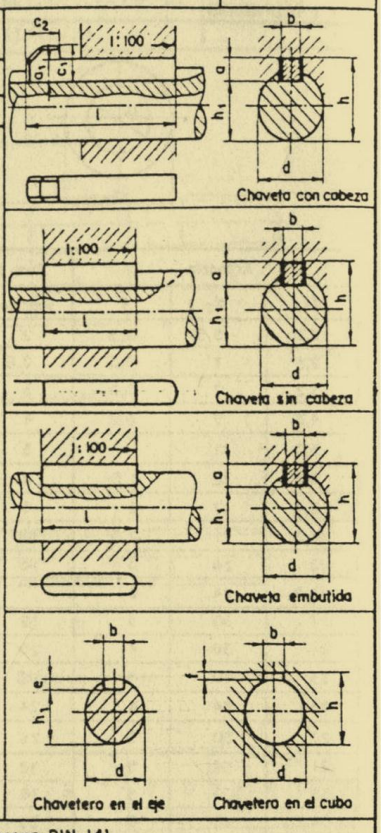
Concuerda con la norma DIN 122

Diámetro del eje d		Chaveta				Chaveteros		
						Eje	Cubo	
Mín.	Máx.	a	b	r	l	e	f	h
3	4	1,4	1	2	3,82	0,9	0,6	h = d + f
4	5	2,6	1,5	3,5	6,76	2,1	0,6	
5	7	2,6	2	3,5	6,76	1,8	0,9	
		3,7		5	9,66	2,9		
7	9	3,7	2,5	5	9,66	2,9	0,9	
9	13	3,7	3	5	9,66	2,5	1,3	
		5		6,5	12,65	3,8		
		6,5		8	15,72	5,3		
13	17	5	4	6,5	12,65	3,8	1,4	
		6,5		8	15,72	5,3		
		7,5		9,5	18,57	6,3		
17	22	6,5	5	8	15,72	4,9	1,8	
		7,5		9,5	18,57	5,9		

Diámetro del eje d		Chaveta				Chaveteros		
						Eje	Cubo	
Mín.	Máx.	a	b	r	l	e	f	h
17	22	9	5	11	21,63	7,4	1,8	h = d + f
22	28	9	6	11	21,63	7,4	1,8	
		10		12,5	24,49	8,4		
		11		14	27,35	9,4		
28	38	11	8	14	27,35	9,5	2,0	
		13		16	31,43	11,5		
		15		19	37,15	13,5		
		16		22,5	43,08	14,5		
38	48	16	10	22,5	43,08	14	2,2	
		17		27,5	50,83	15		
		19		32,5	59,13	17		
48	58	19	12	32,5	59,13	16,5	2,7	
		24		40	73,32	21,5		

Pasadores y chavetas — **Chavetas en cuña** — TABLA 19 . 13

Diámetro del eje d		Chaveta		Cabeza de la chaveta			Chaveteros			
							Eje		Cubo	
Mín.	Máx.	a	b	a_1	c_1	c_2	e	h_1	f	h
10	12	4	4	4,1	7	4	2,5	$h_1 = d - e$	1,5	h = d + f
12	17	5	5	5,1	8	5	3		2	
17	22	6	6	6,1	10	6	3,5		2,5	
22	30	7	8	7,2	11	8	4		3	
30	38	8	10	8,2	12	10	4,5		3,5	
38	44	8	12	8,2	12	12	4,5		3,5	
44	50	9	14	9,2	14	14	5		4	
50	58	10	16	10,2	16	16	5		5	
58	65	11	18	11,2	18	18	6		5	
65	75	12	20	12,2	20	20	6		6	
75	85	14	22	14,2	22	22	7		7	
85	95	14	25	14,2	22	25	7		7	
95	110	16	28	16,2	25	28	8		8	
110	130	18	32	18,3	28	32	9		9	
130	150	20	36	20,4	32	36	10		10	
150	170	22	40	22,4	36	40	11		11	
170	200	25	45	25,4	40	45	13		12	
200	230	28	50	28,4	45	50	14		14	
230	260	32	56	32,5	50	56	16		16	
260	290	32	63	32,5	56	63	16		16	
290	330	36	70	36,5	63	70	18		18	
330	380	40	80	40,5	70	80	20		20	
380	440	45	90	45,6	75	90	23		22	
440	500	50	100	50,6	80	100	25		25	



Observaciones — Acero de 60 — Concuerda con la norma DIN 141

Tabla 40. *Principales características de los electrodos AWS E60 – 11*

PROPIEDADES ELECTRODO 6011

Color de revestimiento: Blanco	Identificación: Punta Azul.

Norma:

ASW	E6011

Análisis del Metal depositado.

C	0.06-0.07%	Mn	0.4-0.5%	SI	0.25%

Características: Electrodo del tipo celulósico, para soldaduras de penetración. El arco es muy estable, potente y el material depositado de solidificación rápida, fácil aplicación con corriente continua y alterna. Los depósitos son de alta calidad en cualquier posición.

Aprobación: AMERICAN BUREAU OF SHIPPIHG.

Propiedades Mecánicas:

Resistencia a la Tracción	Alargamiento	Resistencia al Impacto.
48-52 Kg/mm^2 65000lbs/in^2 a 72000lbs/in^2	Lo = 5 d 22 - 26%	CHARPY-V Kgm 10-12 (+20°C)

Posiciones de Soldar: Plana, horizontal, sobrecabeza, vertical ascendente, vertical descendente.

Corriente y Polaridad:

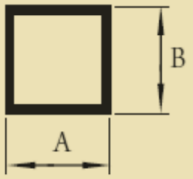
Para corriente alterna o continua electrodo al polo positivo.		
d mm	d in	Amperaje
2.50	3/32	70-90
3.25	1/8	90-130
4.00	5/32	130-160
5.00	3/16	160-200

Aplicaciones: Soldaduras para aceros no templables (aceros dulces)
Carpintería metálica.
Estructuras y bastidores para máquinas.
Chapas gruesas y delgadas.

Largo: 350mm

Tabla 41. *Características principales de perfiles y vigas. (Medidas de tubos cuadrados).*

Tubos Cuadrados



Aleación 6063
Temple T5
Largo Normal 6.10 mts

Código	Dimensiones	En pulgadas	Dimensiones	En milímetros	- Peso -	- Peso -
	A	B	A	B	Kg/mts	Kg/pza
1001	1/1	1/2	12,70	12,70	0.182	1.110
1002	3/4	3/4	19,05	19,05	0.285	1.738
1003	1	1	25,40	25,40	0.412	2.513
1004	1 1/4	1 1/4	31,75	31,75	0.584	3.532
1005	1 1/2	1 1/2	38,10	38,10	0.624	3.806
1007	2	2	50,80	50,80	0.838	5.112
1008	3	3	76,20	76,20	1.373	8.375

Tabla 42. *Tabla adicional para cada código de los tubos.*

CÓDIGO	Z
1001	$0.18\ cm^3$
1002	$0.46\ cm^3$
1003	$0.856\ cm^3$
1004	$1.77\ cm^3$
1005	$3.7\ cm^3$
1007	$4.756\ cm^3$
1008	$16.08\ cm^3$

Tabla 43. *Tabla para selección del conductor.*

CALIBRE AWG O MCM	SECCION mm^2	FORMACION No. de hilos por diámetro mm.	ESPESOR AISLAMIENTO mm.	ESPESOR CHAQUETA mm.	DIAMETRO EXTERIOR mm.	PESO TOTAL Kg/Km	CAPAC. DE CORRIENTE para 1 conductor al aire libre Amp.	CAPAC. DE CORRIENTE para 3 conductores en conduit Amp.	TIPO CABLE	ALTERNAT. DE EMBALAJE.
20	0,519	1 x 0.813	0,38	0,10	1,77	7,07	15	10	TFN	A,B
18	0,823	1 x 1,02	0,38	0,10	1,98	10,94	15	10	TFN	A,B
16	1,31	1 x 1,29	0,38	0,10	2,25	16,48	20	15	TFN	A,B
14	2,08	1 x 1,63	0,38	0,10	2,59	23,17	35	25	THHN	A,B
12	3,31	1 x 2,05	0,38	0,10	3,01	34,16	40	30	THHN	A,C
10	5,26	1 x 2,59	0,51	0,10	3,81	55,04	55	40	THHN	A,D
8	8,34	1 x 3,26	0,76	0,13	5,04	91,22	80	55	THHN	A,B
16	1,31	19 x 0,30	0,38	0,10	2,46	17,95	20	15	TFN	A,B
14	2,08	19 x 0,38	0,38	0,10	2,86	23,80	35	25	THHN	A,B
12	3,31	19 x 0,47	0,38	0,10	3,31	35,70	40	30	THHN	A,C
10	5,26	19 x 0,60	0,51	0,10	4,22	56,20	55	40	THHN	A,D
8	8,37	7 x 1,23	0,76	0,13	5,47	93,70	80	55	THHN	A,B,E
6	13,30	7 x 1,55	0,76	0,13	6,43	141,30	105	75	THHN	A,E
4	21,15	7 x 1,96	1,02	0,15	8,22	227,60	140	95	THHN	A,E
2	33,62	7 x 2,47	1,02	0,15	9,75	348,10	190	130	THHN	A,E
1	42,36	7 x 2,78	1,27	0,18	11,24	446,20	220	150	THHN	A,D,E
1/0	53,49	19 x 1,89	1,27	0,18	12,35	553,30	260	170	THHN	D,E,Z
2/0	67,43	19 x 2,12	1,27	0,18	13,50	688,70	300	195	THHN	D,E,Z
3/0	85,01	19 x 2,39	1,27	0,18	14,85	856,80	350	225	THHN	D,E,Z
4/0	107,20	19 x 2,68	1,27	0,18	16,30	1069,50	405	260	THHN	D,E,Z
250	127,00	37 x 2,09	1,52	0,20	18,07	1263,00	455	290	THHN	Z
300	152,00	37 x 2,29	1,52	0,20	19,47	1502,00	505	320	THHN	Z
350	177,00	37 x 2,47	1,52	0,20	20,73	1743,00	570	350	THHN	Z
400	203,00	37 x 2,64	1,52	0,20	21,92	1981,00	615	380	THHN	Z
500	253,00	37 x 2,95	1,52	0,20	24,09	2457,00	700	430	THHN	Z
600	304,00	37 x 3,23	1,78	0,23	26,63	2960,00	780	475	THHN	Z
650	329,00	37 x 3,37	1,78	0,23	27,61	3221,00	820	500	THHN	Z

Tabla 44. *Valores de los coeficientes parciales empleados en la evaluación de [n].*

n_1 : coeficiente por propiedades del material	
Caso	n_1
Material laminado, forjado o trefilado	1,1
Fundiciones ejecutadas muy cuidadosamente: fundición centrifugada o bajo presión	1,15
Fundiciones ejecutadas cuidadosamente y soldaduras fuertes	1,2
Fundiciones y soldaduras corrientes	1,25
Fundiciones burdas para aplicaciones de importancia secundaria	1.3
n_2: coeficiente por rigurosidad en el control de las piezas	
Caso	n_2
Control riguroso de cada pieza por métodos directos	1,0
Control riguroso de cada pieza por métodos indirectos	1,05
Control menos riguroso de cada pieza o control estadístico de la muestra de piezas	1,1
Control de forma irregular	1,15
Falta de control	1,2
n_3: coeficiente por responsabilidad de la pieza	
Caso	n_3
La rotura de la pieza no provoca la detención de la máquina	1,0 - 1,1
La rotura de la pieza produce la detención breve de la máquina	1,1 - 1,2
La rotura de la pieza puede dañar la máquina	1,2 - 1,3
n_4: coeficiente por inexactitudes en las dimensiones	
Caso	n_4
Maquinado cuidadoso	1,01 - 1,02
Maquinado corriente	1,02 - 1,04
Maquinado basto	1,04 - 1,07
Superficie sin maquinado	1,07 - 1,1
n_5: coeficiente sobre la base de experiencia del diseñador	
Caso	n_5
Todas las sobrecargas han sido incluidas en los valores de fuerza y momentos supuestos en el cálculo y son empleadas fórmulas exactas	1,0
No son incluidas todas las sobrecargas y/o las fórmulas empleadas no son exactas	Hasta 1,3

Tabla 45. *Características del acero AISI 4140*

IBCA
IVAN BOHMAN C.A.

709=AISI 4140
Acero bonificado para maquinaria

GENERALIDADES: 709 es un acero aleado para construcción de maquinaria, que posee una alta resistencia especialmente en medidas pequeñas y medianas. Como norma, el 709 es suministrado templado y revenido (temple tenaz bonificado), por lo que no se requeriría un tratamiento térmico posterior, a no ser que así lo exija la aplicación y, en ese caso, se templaría en aceite para obtener propiedades mecánicas más elevadas.

709 es apropiado para templarse por flama e inducción y susceptible de nitrurar.

ANALISIS TIPICO %

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
709	0.42	0.25	0.75	--	--	1.05	0.20
AISI 4140	0.38-0.43	0.15-0.35	0.75-1.00	<0.035	<0.040	0.80-1.10	0.15-0.25

EQUIVALENCIAS

AISI/SAE	4140
DIN	42CrMo4
W.Nr	1.7225
JIS	SCM4
AFNOR	42CD4

PROPIEDADES MECANICAS EN CONDICION DE SUMINISTRO

Resistencia a la tracción	90-105 kg/mm^2
Esfuerzo de cedencia	70 kg/mm^2
Elongación, A5	min 12%
Reducción de área, Z	min 50%
Resistencia al impacto, KU	aprox. 25 J
Dureza	275-320 HB

De acuerdo a DIN 17200 resp. SEW 550. Tolerancia DIN 1013 resp. DIN 7527 / 6

Nota: Estas propiedades mecánicas se garantizan hasta Ø100 mm. Favor consultarnos.

APLICACIONES:

1. Industria automotriz:
- Ejes, bielas, árboles de transmisión, cigüeñales, etc.

2. Maquinaria:
- Engranajes de temple por llama, inducción o nitruración, partes de bombas, ejes de reductores, árboles de turbinas a vapor, tornillería de alta resistencia.

3. Industria petrolera:
- Taladros, brocas, barrenos, cuerpos de escariadores, vástagos de pistón.

TRATAMIENTO TÉRMICO

Recocido blando: (680-720 °C): Mantener la temperatura por dos horas. Enfriar en el horno a una velocidad de 15 C/h hasta los 600 °C y luego libremente al aire.
Alivio de tensiones (450-650 °C): El acero templado tenaz deberá ser calentado hasta aproximadamente 50 °C por debajo de la temperatura usada para el revenido (como standard el 709 es suministrado revenido a 600 °C). Mantenerlo a esa temperatura durante 1/2-2 horas. Enfriar en el horno a 450 °C y luego libremente al aire.
Temple (830-850 °C) con enfriamiento en aceite: El tiempo de mantenimiento en minutos cuando ha alcanzado la temperatura de temple es de 0.7 x espesor o diámetro en mm. Interrumpir el enfriamiento a los 125 °C y revenir inmediatamente.
Revenido (500-700 °C): El tiempo de mantenimiento a la temperatura de revenido podría ser de 1-2 horas luego de que la pieza ha llegado a la temperatura escogida.
Nitruración: La dureza que se puede lograr con este proceso es de alrededor de 53-55 HRC.

Tabla 46. *Resistencia y fluencia de los aceros SAE O AISI*

SAE o AISI	Resistencia a la tracción Rm		Límite de fluencia Re		Alargamiento en 50 mm	Dureza Brinell
	Kgf / mm^2	Mpa	Kgf/mm^2	Mpa	%	
1010	40,0	392,3	30,2	292,2	39	109
1015	42,9	420,7	32,0	313,8	39	126
1020	45,8	449,1	33,8	331,5	36	143
1025	50,1	491,3	34,5	338,3	34	161
1030	56,3	552,1	35,2	345,2	32	179
1035	59,8	586,4	38,7	377,5	29	190
1040	63,4	621,7	42,2	413,8	25	201
1045	68,7	673,7	42,2	413,8	23	215
1050	73,9	724,7	42,2	413,8	20	229
1055	78,5	769,8	45,8	449,1	19	235
1060	83,1	814,9	49,3	483,5	17	241
1065	87,0	853,2	51,9	509,0	16	254
1070	90,9	891,4	54,6	535,4	15	267
1075	94,7	928,7	57,3	560,9	13	280
1080	98,6	966,9	59,8	586,4	12	293

ANEXOS Nº 2

PLANOS DEL DISEÑO

ANEXOS Nº 3

IMÁGENES DE CONSTRUCCIÓN

figura 53. *Construccion de la Caja de la Criba.*

figura 54. *Acople de los Soportes del Tamiz N° 6*

figura 55. *Colocación de los Tamiz N° 4 y N° 6*

figura 56. *Soportes, de la Máquina Clasificadora.*

figura 57. *Boquetes de Recolección de Panela Clasificada.*

figura 58. *Limpieza de Impurezas y Rebabas en Los Tamices y Accesorios.*

figura 59. *Montaje de Las Piezas que formas La Clasificadora de Granulado.*

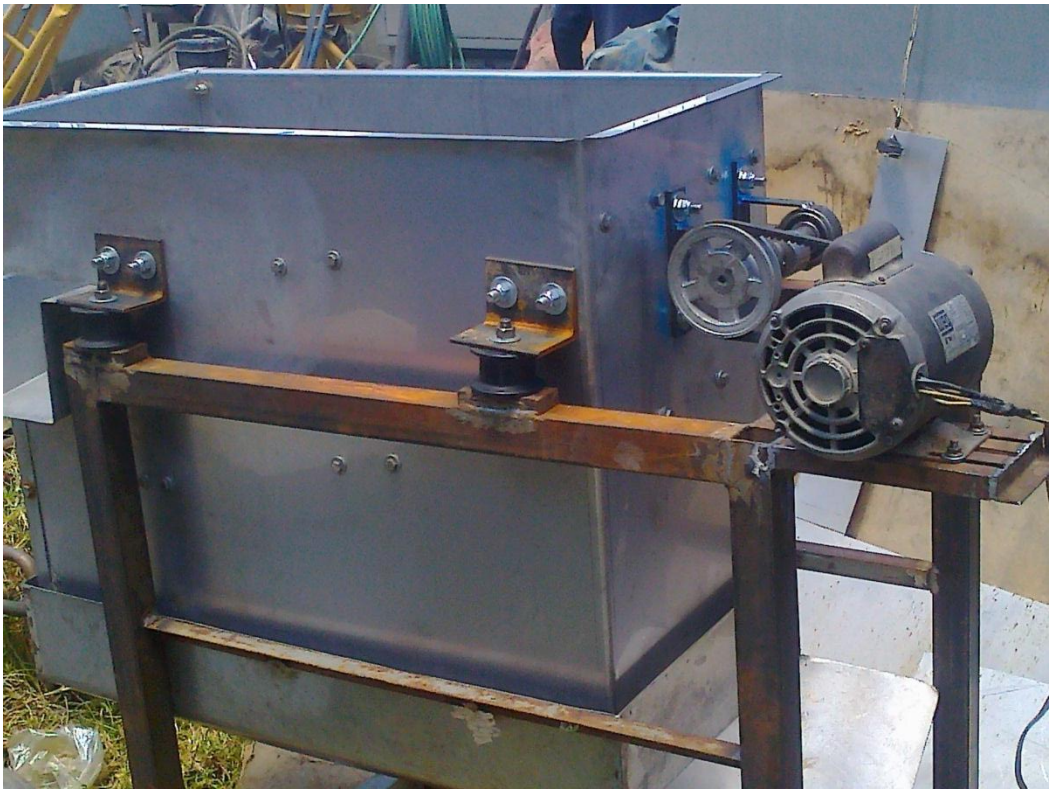
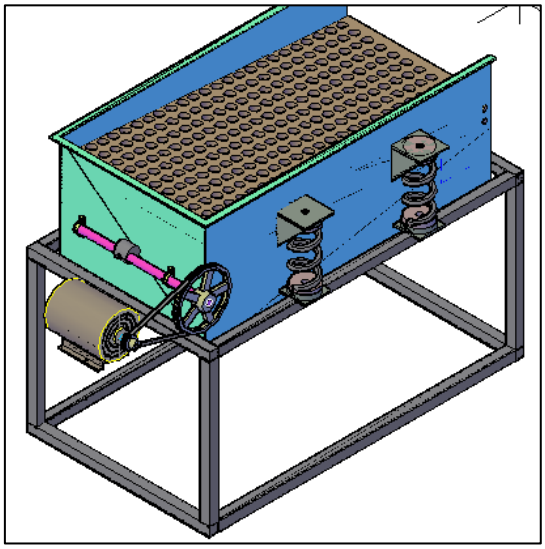


figura 60. *Montaje y Pruebas de Funcionamiento.*

figura 61. *Máquina Clasificadora de Granulado de Panela.*

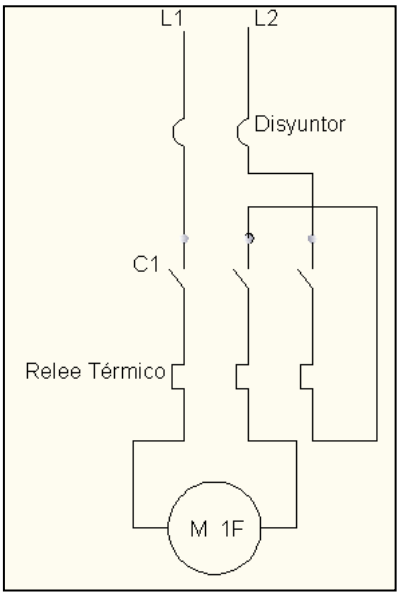
ANEXOS Nº 4

Tabla 47. *Información técnica de la máquina clasificadora.*



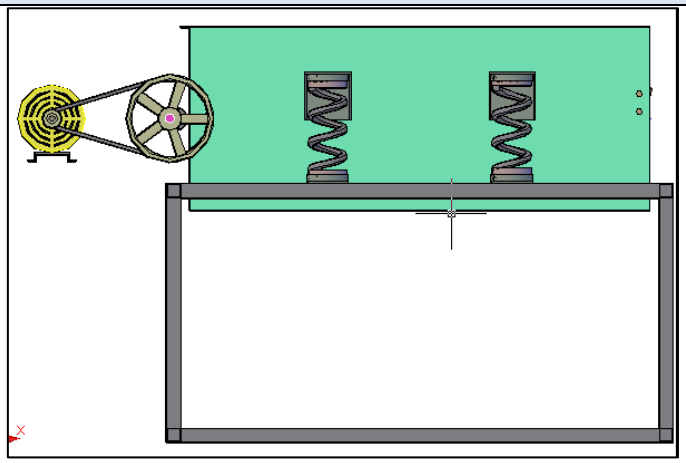
Potencia del motor:	1 HP.
Velocidad de la masa excéntrica:	2350 rpm.
Alimentación:	Manual (Caída por gravedad)
Capacidad de clasificación:	(175 Kg/h)
Tensión de alimentación:	110/220V
Tamaño de clasificación Tamiz Nº 14:	$\emptyset = 0.85\ mm$
Tamaño de clasificación Tamiz Nº 20:	$\emptyset = 1.5\ mm$

figura 62. *Diagrama de conexión del motor.*



ANEXOS Nº 24

Tabla 48. *Manual de manejo y cuidado de la máquina clasificadora.*

MANEJO Y CUIDADO DE LA MÁQUINA


La máquina clasificadora se basa en un sistema de vibraciones impulsado por un motor, lo que hace que esta máquina sea peligrosa.

- **Información básica.**

La clasificación de granulado de panela consiste en el movimiento de la caja por medio de un sistema de vibraciones, que hace que la caja oscile en los soportes de los muelles que se encuentran fijados a la base.

El sistema de transmisión de potencia por bandas y poleas se encuentra sin tapas de protección, se debe tener atención especial de no acercarse a las poleas.

- **Peligros de la máquina clasificadora.**

El trabajador que deposita manualmente el material, o las personas que se encuentran laborando cerca, en caso de que existiera una soltadura de la caja y por ende las partes de la zaranda podrian ser alcanzados por alguna pieza de la maquina, lo que les ocacionaría golpes o heridas graves.

Las prendas de vestir y algunas partes del cuerpo pueden ser atrapadas por las poleas o arrastradas por la banda.

- **Precauciones de seguridad con los muelles.**

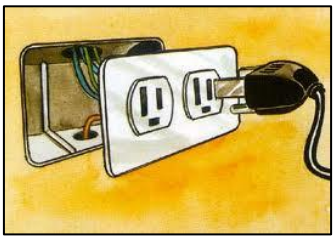
El trabajador encargado de manejar esta máquina debe prestar atención a las siguientes instrucciones.

Usar gafas protectoras, guantes vestimenta adecuada y dócil, capas de maniobrar con facilidad, antes de proceder a encender la maquina percatarse diariamente de los ajustes de los muelles y demás piezas de sujeción, para evitar en su mayoría los accidentes.

Mantenga las mangas de la camisa abotonadas y la camisa metida en el pantalón.
Inspeccione el dispositivo de seguridad (pulsador de apagado de emergencia antes de usar esta máquina).

Asegúrese de que el material a clasificar no contenga impurezas que se puedan atascar en los tamices y dificulte el paso de la panela granulada.

Cuando se realice el mantenimiento de la maquina asegúrese de revisar que se encuentre desconectada.



Se recomienda revisar los cables de conexión al motor, con el objeto de evitar cables pelados y posibles cortocircuitos.

- **Precauciones de seguridad con la máquina en general.**

Se debe tener las siguientes precauciones de la máquina en general.

Ponga la máquina en marcha y déjela funcionar por el lapso de 3 a 5 minutos, escuche con cuidado si existe algún ruido que indique que alguna de las partes está rota, floja o roza con las paredes.

Si oye ruidos fuera de lo común, apague la máquina rápidamente y proceda a revisar las fallas o desperfectos antes de operarla.

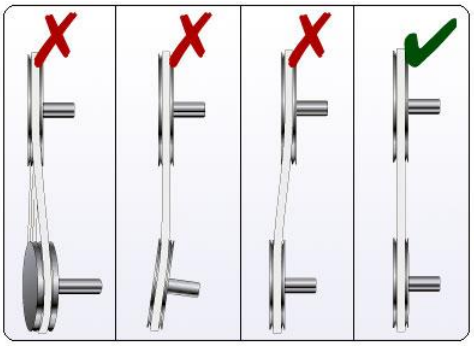
Mantenga el área alrededor de la maquina clasificadora sin peligros de tropiezo y señalizada.

- Poner en marcha la máquina y pulsar el botón de paro de emergencia para comprobar su estado.

- **Operación de la clasificadora.**

Antes de poner en funcionamiento la máquina se debe realizar las siguientes observaciones:

- Verificar que todos los pernos estén bien ajustados, en especial los de los muelles.
- Verificar que la alineación de las poleas sea la correcta.



- Comprobar que las correas estén bien tensionadas.
- Antes de realizar la clasificación la máquina debe estar en funcionamiento durante unos 5 minutos con la finalidad de comprobar su estado.
- Medir la tensión de alimentación del motor.

MANTENIMIENTO GENERAL DE LA MÁQUINA

Se debe lubricar periódicamente los rodamientos, con la finalidad de evitar el desgaste, consumir menos potencia y alargar la vida útil de estos. Después de cada clasificación se debe limpiar y lavar los tamices, ya que quedan pedazos de material sin poder salir.

Para un correcto funcionamiento durante las tareas de mantenimiento será necesario realizar las siguientes actividades.

- Verificar que los pernos que sujetan estén bien ajustados.
- Controlar periódicamente el desgaste y rotura de los muelles.
- Verificar que las chumaceras estén correctamente alineadas.
- Verificar el estado de las correas de transmisión.
- Lubricar rodamientos. (Chumacera)

Se recomienda que los primeros periodos de mantenimiento sean en periodos cortos para poder realizar un registro adecuado del estado de la máquina. Posteriormente se recomienda que los trabajos de mantenimiento sean:

Preventivo: Cada dos meses.

Correctivo: Cada 1 años dependiendo de la intensidad de trabajo.

Tabla 49. *MANTENIMIENTO GENERAL DE LA MÁQUINA*

ELEMENTO	PROCESO	APLICACIÓN	FRECUENCIA DE LUBRICACIÓN
Manzanas y rodamientos	Engrasar	Manual	Después de cada clasificación.
Pernos	Reajustar	Manual	Antes de cada clasificación.
Excéntrica	Revisar chavetas y pernos prisioneros.	Manual	Después de cada clasificación.
Tamices	Limpieza y destape de orificios.	manual	Después de cada clasificación.

- **Fallas que se pueden presentar.**

DAÑOS	CONSECUENCIA.	SOLUCIÓN.
Al pulsar el botón de marcha no arranca.	Desconexión de los terminales del pulsador. Cable roto. Relee abierto	Verificar cables de conexión. Comprobar continuidad. Resetear el relee.
Al pulsar el botón de marcha la máquina arranca y luego se detiene.	Mal estado del contacto Aux. abierto del contactor.	Abrir el contactor y limpiar sus contactos.
La luz piloto no enciende.	Cables desconectados o rotos.	Verificar continuidad.
Recalentamiento del motor y fuerte emisión sonora.	Perdida de fase	Comprobar el estado de las fases.
Al pulsar el botón de paro, la máquina no se detiene.	Pulsador desconectado Cables rotos. Pulsador averiado.	Comprobar el estado del pulsador. Verificar continuidad.