

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TAMIZADORA DE  
ARENAS CON TAMICES INTERCAMBIABLES**



**LUIS DAVID QUINTERO ARTEAGA**

**ANDRÉS FELIPE RICARDO GENEY**

**UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**MONTERÍA – CÓRDOBA**

**2016**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA TAMIZADORA DE  
ARENAS CON TAMICES INTERCAMBIABLES**

**LUIS DAVID QUINTERO ARTEAGA**

**ANDRÉS FELIPE RICARDO GENEY**

**Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar el título de  
Ingeniero Mecánico**

**Director del proyecto**

**LUIS ARMANDO ESPITIA SANJUÁN, Ph.D**

**UNIVERSIDAD DE CÓRDOBA**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**MONTERÍA – CÓRDOBA**

**2016**

La responsabilidad ética, legal y científica de las ideas, conceptos y resultados del proyecto, serán responsabilidad de los autores.

Artículo 61, Acuerdo N° 093 del 26 de noviembre de 2002 del Consejo Superior.

**NOTA DE ACEPTACIÓN**

---

---

---

---

---

**LUIS ARMANDO ESPITIA SANJUÁN**

**Director**

---

**VALÉRY JOSÉ LANCHEROS SUÁREZ**

**Jurado**

---

**ELKIN CAMILO MEDELLIN PÉREZ**

**Jurado**

## **DEDICATORIA**

Principalmente dedico este triunfo a DIOS, por ser el artífice de cada uno de mis sueños, por ser mi guía, mi amigo y mi sustento.

A mis padres Luis Hernando Quintero Gallo y Carmen Cecilia Arteaga Restrepo, por darme su apoyo incondicional en toda mi formación, sus buenos consejos, por enseñarme que se necesita de humildad, sacrificio, responsabilidad, respeto y mucha disciplina para alcanzar metas en la vida.

A mis familiares, que son el eje de todos mis proyectos, y han sido apoyo constante en cada una de las etapas de mi vida.

A mis amigos, quienes compartieron conmigo sus conocimientos, risas, tristezas y anécdotas, las cuales llevo conmigo como experiencias únicas.

*Luís David Quintero Arteaga*

A Dios, por darme la fuerza y el impulso para no desfallecer.

Dedico este éxito a mis padres, Luz Marina Geney y Adalberto Ricardo, ejes principales en esta experiencia de mi vida, por su apoyo durante todo este tiempo y por su inmensa confianza, fe, y quienes fundamentaron en mí los deseos de superación, gratitud y responsabilidad.

A mis hermanos Juan Carlos y Luz Elena, A mis tías, Luz Marina y Aida quienes depositaron en mí su confianza y brindaron su apoyo durante este largo camino.

A mis familiares, compañeros y “amigos del corazón” que me apoyaron durante mi carrera. A todos muchas gracias.

*Andrés Felipe Ricardo Geney*

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradecemos a DIOS por regalarnos siempre las fuerzas para continuar en lo adverso, por guiarnos en el sendero de la sensatez y brindarnos sabiduría en las situaciones difíciles. A nuestros padres, hermanos y familiares por darnos afecto y apoyo incondicional.

Nuestros sinceros agradecimientos están dirigidos hacia el Ingeniero Mecánico Luis Armando Espitia, quien con su sabiduría y conocimiento dirigió este proyecto, al señor Luis Hernando Quintero, quien con su experiencia hizo grandes aportes al proyecto, a los señores Boris Ruiz y Miguel Caballero quien brindó un gran apoyo en las operaciones de trabajo.

También agradecemos de manera especial a la Institución Educativa INEM LORENZO MARIA LLERAS por facilitarnos las instalaciones y la maquinaria necesaria para llevar a cabo este proyecto

A todas las personas que conforman el programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Córdoba, jefe de departamento, docentes y secretarías, quienes colaboraron con nuestra formación profesional y humana durante estos años de estudio.

## TABLA DE CONTENIDO

	Pag.
<b>1 INFORMACION GENERAL DEL PROYECTO</b> .....	17
1.1 INTRODUCCIÓN .....	18
1.2 OBJETIVOS .....	20
1.2.1 OBJETIVO GENERAL.....	20
1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	20
1.3 MARCO TEÓRICO.....	21
1.3.1 LOS AGREGADOS .....	21
1.3.2 GRANULOMETRIA.....	22
1.3.3 TAMICES .....	23
1.3.4 TIPOS DE TAMIZADO.....	25
1.3.5 ANGULO DE INCLINACIÓN EN LOS PROCESO DE TAMIZADO.....	29
1.3.6 DISEÑO DE EJES .....	29
1.3.7 ESTADO DEL ARTE.....	35
1.4 ALCANCE Y LIMITACIONES .....	36
<b>2 MATERIALES Y MÉTODOS</b> .....	37
2.1 IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS Y COMPONENTES.....	38
2.2 DISEÑO DE LA MÁQUINA TAMIZADORA .....	41
2.3 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA TAMIZADORA.....	46
2.4 VALIDACIÓN DE LA MÁQUINA TAMIZADORA.....	47
<b>3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN</b> .....	49
3.1 DISEÑO DE LA MÁQUINA TAMIZADORA .....	50
3.1.1 CÁLCULO DEL TORQUE, VELOCIDAD ANGULAR Y POTENCIA .....	50
3.1.2 ESTRUCTURA SOPORTE.....	58
3.1.3 ESTRUCTURA CAJA TAMIZ.....	68
3.1.4 EJE PRINCIPAL .....	73
3.1.5 EJE SECUNDARIO .....	86

3.1.6	DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y CONVERSIÓN DE MOVIMIENTO.....	88
3.1.7	DISEÑO DE LA CUÑA DEL EJE PRINCIPAL .....	92
3.1.8	DISEÑO DEL SISTEMA BIELA MANIVELA.....	93
3.1.9	SELECCIÓN DE COJINETES .....	105
3.1.10	SELECCIÓN DE PERNOS Y TORNILLOS.....	107
3.1.11	TOLVAS DE DESCARGUE .....	110
3.1.12	TAMICES .....	111
3.2	CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA TAMIZADORA.....	111
3.3	VALIDACIÓN DE LA MÁQUINA TAMIZADORA.....	124
3.3.1	INSPECCIÓN TÉCNICA.....	124
4	<b>CONCLUSIONES</b> .....	127
5	<b>RECOMENDACIONES</b> .....	128
6	<b>BIBLIOGRAFÍA</b> .....	129
7	<b>ANEXOS</b> .....	132
7.1	A1: MANUAL DE OPERACIÓN.....	132
7.2	A2: MANUAL DE MANTENIMIENTO.....	134
7.3	A3: FICHA TECNICA .....	135
7.4	A4: COSTOS DEL PROYECTO .....	136
7.5	A5: PLANOS .....	138

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Parámetros de identificación de mallas. ....	23
Figura 2. Proceso de tamizado manual - artesanal.....	26
Figura 3. Proceso de tamizado manual - artesanal.....	26
Figura 4. Tamizadora vibratoria.....	27
Figura 5. Máquina tamizadora vibratória, escala de laboratório.....	28
Figura 6. Máquina tamizadora centrífuga. ....	28
Figura 7. Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla. ....	32
Figura 8. Esquema de la máquina tamizadora de arenas. ....	38
Figura 9. Ensayo preliminar para determinar tasa de producción con sistema tradicional .....	41
Figura 10. Diagrama de cuerpo libre del sistema caja tamiz-biela manivela.....	50
Figura 11. Esquema de las fuerzas que actúan sobre la caja tamiz.....	51
Figura 12. Diagrama de cuerpo libre del sistema caja tamiz-biela manivela para $\theta = 0$ .....	53
Figura 13. Diagrama de cuerpo libre del sistema caja tamiz-biela manivela para $\theta = 90$ .....	53
Figura 14. Fuerzas transmitidas por la biela .....	54
Figura 15. Esquema de sistema biela manivela .....	55
Figura 16. Motorreductor eléctrico. ....	58
Figura 17. Resultado de la simulación de análisis estático de cargas en estructura soporte con perfiles de 3,175 mm de espesor y 38,1 mm de longitud.....	58
Figura 18. Resultado de simulación de análisis estático de cargas en estructura soporte con perfiles de 4,762 mm de espesor y 38,1 mm de longitud.....	59
Figura 19. Deflexiones en estructura soporte con perfiles de 3,175 mm de espesor y 38,1 mm de longitud .....	60

Figura 20. Deflexiones en estructura soporte con perfiles de 4,762 mm de espesor y 38,1 mm de longitud .....	60
Figura 21. Esquema de la unión de perfiles angulares de 1,5 x 1/8 de pulgada con electrodo E6011 .....	61
Figura 22. Resultados del análisis de soldadura .....	66
Figura 23 Resultados del análisis de soldadura .....	67
Figura 24 Resultados del análisis de soldadura .....	67
Figura 25. Resultados del análisis de soldadura, cordones 9 y 10 .....	67
Figura 26. Resultado de la simulación de análisis estático de carga a estructura de caja tamiz con perfiles de 19,05 mm con 3,175 mm de espesor .....	68
Figura 27. Deflexiones en estructura de caja tamiz con perfiles de 19,05 mm con 3,175 mm de espesor.....	68
Figura 28. Esquema cordones de soldadura caja tamiz.....	71
Figura 29. Resultados del análisis de soldadura estructura caja tamiz, cordones 1 y 2...72	
Figura 30. Resultados del análisis de soldadura estructura caja tamiz, cordones 4 y 5 ...72	
Figura 31. Elementos montados en el eje. ....	73
Figura 32. Esquema del eje principal y sus componentes.....	74
Figura 33. Diagramas de fuerza cortante y momento flector plano xy. ....	75
Figura 34. Diagramas de fuerza cortante y momento flector plano xz. ....	76
Figura 35. Esquema del eje principal.....	82
Figura 36. Esquema del eje principal con cargas para cálculo de la velocidad critica. ...	82
Figura 37. Diagrama de cuerpo libre, carga $\omega_1$ .....	83
Figura 38. Diagrama de cuerpo libre, carga $\omega_2$ .....	84
Figura 39. Diagrama de cuerpo libre, carga $\omega_3$ .....	85
Figura 40. Eje secundario y rueda.....	87

Figura 41. Factores de servicio para diferentes tipos de máquinas.....	89
Figura 42. Diámetros mínimos para poleas conductoras .....	90
Figura 43. Grafico para la selección de correas .....	91
Figura 44. Esquema de la guarda de las poleas.....	92
Figura 45. Esquema de la biela .....	96
Figura 46. Esquema de la manivela .....	97
Figura 47. Resultados de la optimización del espesor del casquete de la biela .....	98
Figura 48. Resultados de la optimización del espesor de la manivela.....	99
Figura 49. Diagrama de Cuerpo del eje secundario.....	100
Figura 50. Esquema de la unión de elementos de la biela con soldadura SMAW empleando electrodo E6011 .....	102
Figura 51. Reacciones en los soportes del eje principal. ....	105
Figura 52. Elementos a sujetar en el motorreductor. ....	108
Figura 53. Elementos a sujetar en los cojinetes. ....	109
Figura 54. Esquema de la tolva de descargue numero 2.....	110
Figura 55. Esquema de la tolva de descargue numero 3.....	110
Figura 56. Esquema del marco de acero ASTM A36 utilizado para la sujeción de los tamices número 10 y 40. ....	111
Figura 57. Cortes de material con tronzadora para construcción de estructura de caja tamiz.....	112
Figura 58. Proceso de soldado de la estructura de la caja tamiz .....	112
Figura 59. Estructura de caja tamiz después del proceso de corte y soldadura .....	113
Figura 60. Ruedas para soportar caja tamiz .....	113
Figura 61. Unión de Bujes a estructura de caja tamiz.....	114
Figura 62. Barra circular solida de acero AISI 1020HR con diámetro 19,05 mm.....	114

Figura 63. Chavetero realizado a barra circular solida de acero AISI 1020HR con diámetro 19,05 mm .....	115
Figura 64. Barra circular de acero AISI 1020HR de 127 mm de diámetro. ....	115
Figura 65. Procesos de cilindrado y refrentado a barra circular de acero AISI 1020HR .....	116
Figura 66. Eje excéntrico ubicado en la manivela .....	116
Figura 67. Unión de eje principal, manivela y eje excéntrico.....	116
Figura 68. Cortes de perfiles de acero realizado con segueta manual .....	117
Figura 69. Unión de perfiles y construcción final de la estructura soporte .....	117
Figura 70. Unión de casquetes y barra circular de biela mediante soldadura SMAW ...	118
Figura 71. Ensamble de biela y rodamientos .....	118
Figura 72. Ensamble de biela y rodamientos .....	119
Figura 73. Ensamble de eje principal - manivela y biela .....	119
Figura 74. Guardas de seguridad para las poleas .....	120
Figura 75. Proceso de doblado de láminas.....	120
Figura 76. Tolva de descargue No.1 .....	121
Figura 77. Tolva de descargue No.3 .....	121
Figura 78. Máquina tamizadora de arenas construida.....	122
Figura 79. Máquina tamizadora de arenas - detalle motor.....	122
Figura 80. Máquina tamizadora de arenas – detalle tolvas .....	123
Figura 81. Máquina tamizadora de arenas – vista lateral.....	123
Figura 82. Medición de velocidad angular del eje principal.....	124
Figura 83. Ensayos de validación de la tasa de producción.....	126
Figura 84. Muestras de arena tamizada.....	126

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Designación de algunas mallas según NTC 32. ....	24
Tabla 2. Valores y criterios de selección de los parámetros iniciales para el diseño de la máquina tamizadora. ....	40
Tabla 3. Cargas de arena utilizadas en los ensayos de verificación de capacidad nominal de la máquina .....	47
Tabla 4. Parámetros establecidos para el sistema de transmisión de movimiento .....	50
Tabla 5. Características principales del motorreductor seleccionado .....	57
Tabla 6. Características principales del motorreductor seleccionado .....	76
Tabla 7. Parámetros para el diseño del sistema polea correa .....	88
Tabla 8. Resultados obtenidos en los ensayos de verificación de capacidad nominal de la máquina tamizadora. ....	125
Tabla 9. Consideraciones a tener en cuenta para operar la máquina tamizadora de arenas .....	132
Tabla 10. Costos construcción de máquina tamizadora de arenas .....	136

## RESUMEN

En este trabajo se diseñó y construyó una máquina tamizadora de arenas para comerciantes y constructores de pequeñas y medianas edificaciones como alternativa para clasificar arena según su tamaño, usada para la producción de concreto estructural, recubrimiento de paredes, acabados superficiales, entre otros.

La máquina tiene como fin aumentar la calidad de la arena tamizada en términos de granulometría, disminuir los tiempos del proceso, aumentar la tasa de producción y reducir los riesgos de lesiones producidas por posturas inadecuadas y cargas excesivas en el proceso artesanal. Para lograr esto la máquina utiliza tamices intercambiables y un movimiento lineal reciprocante.

La máquina se diseñó teniendo en cuenta el proceso de tamizado artesanal, recomendaciones de expertos y empleando criterios de diseño de máquinas para la selección de materiales, diseño de ejes, sistemas de transmisión de potencia por poleas, selección de pernos y tornillos entre otros elementos.

Se realizaron simulaciones de carga y soldadura a las estructuras para verificar los esfuerzos a los que están sometidos utilizando el software Solidworks 2016, los resultados mostraron que los esfuerzos se encontraban por debajo del límite elástico del material empleado para la construcción de la máquina.

La máquina cumplió con el requerimiento de la capacidad nominal de 1,5 T/h establecida en el diseño, logrando una capacidad en promedio 20 % mayor al requerimiento de diseño.

**Palabras clave:** máquina tamizadora, arena, tamiz, tamaño de grano.

## **ABSTRACT**

In this Project, it was designed and set up a sieve sand machine for sellers and builders of small and medium buildings as an alternative for sand classification depending on the amount, it could be used for structural concrete production, wall covering and so on.

The purpose of this machine is to increase the quantity of sifted sand in terms of granulometry, decrease processing time, increase production rate and reduce risky situations that may cause builders' injuries produced by inappropriate positions and exaggerated charges in the manual process. To achieve the result, the machine uses interchangeable sieves a reciprocating linear motion.

The machine was designed taking into consideration the manual process, experts' recommendations and using criteria for machine design of selecting materials, shaft design, power transmission systems by pulleys, selection of bolts and screws and other elements.

It was made load simulations and welding to structures to verify the efforts that are submitted implementing the Solidworks 2016 software, the results showed that the efforts were under the elastic limits of the material used for the machine construction.

The machine accomplished the nominal capacity requirements of 1.5 T/h established in the design, achieving an average capacity of 20% above design requirement.

**Key words:** sieve sand, sand, sieve, grain size

## **1. INFORMACIÓN GENERAL DEL PROYECTO**

## **1.1 INTRODUCCIÓN**

En la actualidad la arena es uno de los recursos naturales más demandados a nivel mundial debido a su gran aporte en la construcción de obras civiles, es una materia prima fundamental en la fabricación de hormigón ya que su resistencia depende en parte de la granulometría de la arena (Rivera, 1992). Sin embargo, el proceso de obtener arena con un tamaño de grano dentro de un rango específico es un ejercicio que demanda mucho esfuerzo físico para aquellas personas que se encargan de realizar este trabajo de forma manual, ya que el proceso conlleva mucho tiempo realizarlo y un gran desgaste debido a que no se tienen en cuenta las recomendaciones de salud ocupacional en lo que respecta a posturas y levantamiento de cargas (CSS, 2016).

En el departamento de Córdoba el proceso de tamizado de arena a menor escala se realiza de forma manual ya que los equipos que existen en el mercado no son acordes a las necesidades locales y tienen altos costos.

Una solución para ayudar a aquellas personas que se encargan de realizar esta actividad, sería la implementación de una máquina tamizadora de arenas acorde a sus necesidades. Es por esto que el presente trabajo tiene como objetivo principal diseñar y construir un prototipo mecánico bajo criterios de diseño de máquinas, para tamizar arena, con la finalidad de reducir el esfuerzo físico que esta labor conlleva, reducir el tiempo y mejorar la tasa de producción.

El cumplimiento de este objetivo se da de forma general en tres fases, en la primera fase se identificaron parámetros y realizó el diseño de la máquina, en la segunda fase se realizó la construcción y ensamble de cada uno de los elementos, como también la puesta a punto.

Finalmente, en la tercera fase se efectuó la validación realizando pruebas del proceso de tamizado empleando la máquina y se analizaron los resultados.

## **1.2 OBJETIVOS**

### **1.2.1 OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir una máquina tamizadora de arenas para la obtención de diferentes tamaños de grano a partir de tamices intercambiables.

### **1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Determinar los parámetros y componentes necesarios para el diseño de una máquina tamizadora de arenas.
- Diseñar y construir la máquina tamizadora de arenas de acuerdo a los parámetros de diseño establecidos.
- Validar la máquina tamizadora de arenas a partir de la capacidad nominal de diseño.

## **1.3 MARCO TEÓRICO**

### **1.3.1 LOS AGREGADOS**

Los agregados también llamados áridos son aquellos materiales inertes de forma granular, naturales o artificiales, que aglomerados por el cemento Portland en presencia de agua forman un todo compacto (piedra artificial), conocido como mortero o concreto. (Rivera, 1992)

Los agregados naturales provienen de la explotación de canteras o producto del arrastre de los ríos. Según la forma de obtenerse se clasifican como material de cantera y material de río. Conviene hacer la distinción porque el material de río al sufrir los efectos de arrastre, adquiere una textura lisa y una forma redondeada que lo diferencian del material de cantera que por el proceso de explotación tiene superficie rugosa y forma angulosa. (Gutierrez, 2003)

Un problema frecuente que afrontan los constructores es debilitamiento y fallas en sus estructuras debido a la heterogeneidad granulométrica e incrustación de partículas extrañas en la arena, como son restos orgánicos y sintéticos, los cuales afectan la resistencia, acabado, fraguado, porosidad y adherencia del hormigón en las estructuras (Rivera, 1992).

Otra actividad que demanda gran uso de arena es la fabricación de moldes de fundición, por lo general en éste proceso se reutiliza la arena, la cual se somete a procesos de martillado y tamizado para que tenga una textura homogénea y eliminar restos de la colada anterior mezclados con la arena.

El tamizado es un proceso que puede garantizar tamaño de grano uniforme y arena libre de materiales extraños, este proceso se puede realizar de forma mecánica o manual este

último por sus características maneja menores tasas de producción comparado con una máquina.

Los diferentes agregados se nombran según su tamaño el cual está determinado por los tamices por donde cruzan y en los que se quedan retenidos, algunas definiciones suministradas por las normas NTC 1504 (2000), ASTM D2487 (2011) son:

Arena: partículas de agregado que pasan el tamiz No 4 de 4.75 mm y quedan retenidas sobre el tamiz No 200 de 75  $\mu\text{m}$  con las subdivisiones siguientes:

- Gruesa: Pasa tamiz No.4 de 4,75 mm y queda retenida sobre tamiz No.10 de 2.00 mm
- Media: Pasa tamiz No.10 de 2.00 mm y queda retenida sobre tamiz No.40 de 425  $\mu\text{m}$
- Fina: Pasa tamiz No.40 de 425  $\mu\text{m}$  y queda retenido sobre tamiz No.200 de 75  $\mu\text{m}$

### **1.3.2 GRANULOMETRIA**

La forma mediante la cual se puede clasificar los agregados por su tamaño es mediante la granulometría o gradación, que se refiere al tamaño, al porcentaje o distribución de las partículas en una masa de agregado empleando el proceso de tamizado. Este es un método físico para separar mezclas que consiste en hacer pasar un material particulado de diferentes tamaños de partícula por un tamiz, cedazo o cualquier equipo con el que se pueda clasificar acorde a su tamaño. Las partículas de menor tamaño atraviesan los orificios del tamiz o colador y las grandes quedan retenidas en él. (Rivera, 1992)

### 1.3.2.1 Análisis Granulométrico

Es la distribución de los tamaños de las partículas que constituyen una masa de agregados; se determina mediante el análisis granulométrico que consiste en dividir una muestra representativa del agregado en fracciones de igual tamaño de partículas; la medida de la cuantía de cada fracción se denomina granulometría. El análisis granulométrico consiste en hacer pasar el agregado a través de una serie de tamices que tienen aberturas cuadradas y cuyas características deben ajustarse a la norma Técnica colombiana, NTC 32 (2002).

### 1.3.3 TAMICES

Existen parámetros que permiten describir una malla, entre ellos se encuentran la abertura de malla que es la distancia del lado de cada cuadrado libre que forma el tejido de una malla cuadrada y la superficie abierta que se mide como la proporción de la superficie total del tejido que queda libre, o sea que no forma parte de la estructura de hilos o alambres. Estos valores se estandarizaron y se condensan en lo que se conoce como número de malla o mesh. En la Figura 1 se muestran estos parámetros.

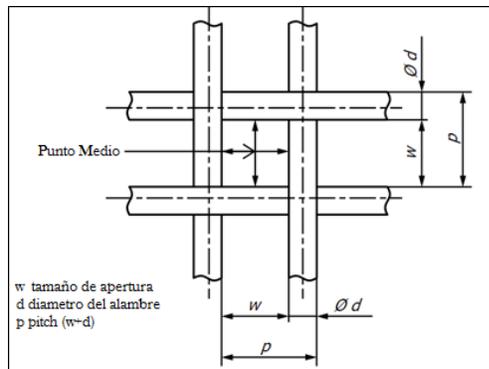


Figura 1. Parámetros de identificación de mallas.

Fuente: ASTM D2487 - 11

En el caso de la arena y grava para hormigón, sólo con unas series de tamaños adecuados se puede conseguir la mayor compactación con un mínimo de cemento, y así proporcionar máxima resistencia mecánica y ausencia de espacios vacíos en la masa. (Gutierrez, 2003)

La denominación de los tamices anteriormente se hacía teniendo en cuenta el tamaño de la abertura en pulgadas para los tamaños grandes y por el número de aberturas por pulgada lineal para tamices menores de 1/8 de pulgada. De tal manera que, por ejemplo, el tamiz No. 200 tiene 200 x 200 huecos dentro de una pulgada cuadrada con abertura de 0,075 mm cada uno. Hoy en día la designación de tamices se hace de acuerdo con la abertura de la malla medida en milímetros. En la Tabla 1 se muestra una serie de mallas y sus características principales.

Tabla 1. Designación de algunas mallas según NTC 32.

<b>Denominación del tamiz</b>			
<b>Estándar</b>	<b>Alternativa</b>	<b>Estándar</b>	<b>Alternativa</b>
125 mm	5 in	12,5 mm	½ in
106 mm	4,24 in	4,75 mm	No. 4
100 mm	4 in	4 mm	No. 5
90 mm	3 ½ in	2 mm	No. 10
75 mm	3 in	425 µm	No. 40
50 mm	2 in	250 µm	No. 60
45 mm	1 ¾ in	150 µm	No. 100
25 mm	1 in	75 µm	No. 200

Fuente: Adaptado de NTC 32 (2002)

Para clasificar los agregados por su tamaño de grano según la Norma Técnica Colombiana 1504 (2000), se determina por la cantidad de estos que cruza un tamiz de mayor denominación o abertura y queda retenida en uno de menor denominación.

#### **1.3.4 TIPOS DE TAMIZADO**

Existe una gran variedad de procesos de tamizado para distintas finalidades, en este caso solamente se considerarán los tipos más representativos. En la mayoría de las tamizadoras las partículas pasan a través de las aberturas por gravedad, pero en algunos casos las partículas son forzadas a través del tamiz por medio de un cepillo o mediante fuerza centrífuga. Existen partículas que pasan fácilmente a través de aberturas grandes en una superficie estacionaria, pero otras precisan de alguna forma de agitación, tal como sacudidas, giro, vibración mecánica o eléctrica. Algunas máquinas que realizan estos tipos de procesos se clasifican en:

##### **1.3.4.1 Tamizado Manual**

Es aquel que es realizado por personas empleando un tamiz o zaranda por lo general de geometría rectangular con marco de madera. Este proceso lo pueden realizar una o dos personas que imparten movimiento lineal de vaivén o describiendo una trayectoria circular al tamiz forzando la arena a través de la malla como se observa en la Figura 2. (Salazar, 2014). Este tipo de tamizado tiene bajas tasas de producción comparados con los procesos que emplean máquinas y genera un esfuerzo físico considerable en quienes lo realizan.



Figura 2. Proceso de tamizado manual - artesanal.

Fuente ITACA, 2005



Figura 3. Proceso de tamizado manual - artesanal.

Fuente Tallerdebelenisimo.com

#### **1.3.4.2 Tamizado Vibratorio**

Para llevar a cabo este tipo de tamizado es requisito que exista vibración para permitir que el material más fino traspase el tamiz. Las vibraciones pueden ser generadas mecánica o eléctricamente. Las vibraciones mecánicas usualmente son transmitidas por excéntricas

de alta velocidad hacia la cubierta de la unidad, y de ahí hacia los tamices. El rango de vibraciones es aproximadamente 1800 a 3600 vibraciones por minuto. Se basa en la rotación de un motor con dos masas excéntricas, colocado verticalmente en base vibrante del separador, comunicando una vibración al conjunto de tamices, en los planos horizontal y vertical. Regulando el ángulo de los contrapesos, se pueden obtener movimientos distintos del producto sobre el tamiz. (Lenntech,2012)

Estos tamices vibran con rapidez y pequeña amplitud, se obstruyen con menos facilidad que los tamices centrífugos. Las vibraciones pueden transmitirse a la carcasa o directamente a los tamices, en este tipo de tamizado se utilizan máquinas como la mostrada en la Figura 4 y Figura 5



Figura 4. Tamizadora vibratoria.

Fuente: vantaymachine.com, 2016



Figura 5. Máquina tamizadora vibrat6ria, escala de laboratorio  
Fuente: Labopolis.com, 2016

### 1.3.4.3 Tamizado Centrifugo

El tamiz centrifugo consiste en un cilindro horizontal de tela met6lica o de material pl6stico, palas helicoidales de alta velocidad dispuestas sobre un eje central que impelen los s6lidos contra la parte interior del tamiz estacionario, con lo cual las part6culas finas pasan a trav6s del tamiz mientras que el rechazo es transportado hasta el lugar de descarga como se muestra en la Figura 6. Los tamices de materiales pl6sticos se expansionan algo durante la operaci6n y los peque1os cambios que se producen en las aberturas tienden a impedir la obstrucci6n o cegado. Algunos equipos incluyen cepillos adosados a las palas que colaboran con la acci6n centrifuga en hacer pasar los s6lidos a trav6s del tamiz.



Figura 6. Máquina tamizadora centrifuga.  
Fuente ITACA, 2005

### **1.3.5 ANGULO DE INCLINACIÓN EN LOS PROCESO DE TAMIZADO**

Los investigadores Rotich et al. (2015) encontraron que altos ángulos de malla tamiz con respecto a la horizontal aumentan la velocidad de deslizamiento de las partículas sobre ésta hacia las tolvas de descargue producto de la gravedad, pero reducen el área efectiva de tamizado lo que causa que la producción disminuya debido al desecho del producto sin tamizar. En un rango de inclinaciones entre 15 y 20° las partículas con tamaño promedio de 2 mm a 3 mm parecen separar bastante bien a la medida inferior, aunque no tan bien con partículas de menor tamaño en las mismas inclinaciones. En ángulos menores a 5 ° una cantidad significativa de partículas de 0,75 mm a 1 mm se separaron de la medida inferior, aunque con flujos muy pobres, mientras que la mayoría de las partículas más grandes parecían a estancarse en los orificios de la malla tamiz

### **1.3.6 DISEÑO DE EJES**

Para el diseño de ejes se tienen en cuenta las cargas y los esfuerzos presentes en los mismos, pero no es necesario evaluar los esfuerzos en todos los puntos de un eje; es suficiente hacerlo en unas cuantas ubicaciones potencialmente críticas. Por lo general, estas ubicaciones se localizan en la superficie exterior, en ubicaciones axiales donde el momento flexionante es grande, donde el par de torsión está presente y donde existen concentraciones de esfuerzo. Por comparación directa de diferentes puntos a lo largo del eje, pueden identificarse unas cuantas ubicaciones críticas sobre las cuales puede basarse el diseño. (Budynas & Nisbett, 2012)

La mayoría de los ejes transmiten el par de torsión sólo a través de una parte de ellos. Lo común es que el par de torsión entre al eje por un engrane y salga por otro engrane. Un diagrama de cuerpo libre del eje permite determinar el par de torsión en cualquier sección.

Con frecuencia, el par de torsión es relativamente constante en un estado de operación estable. El esfuerzo cortante debido a la torsión será mayor en superficies exteriores.

Los momentos flexionante sobre un eje pueden determinarse mediante diagramas de cortante y momento flexionante, como la mayoría de los problemas de ejes incorporan engranes o poleas que introducen fuerzas en dos planos, por lo general los diagramas de momento cortante y flexionante deberán ser en dos planos. Los momentos resultantes se obtienen al sumar momentos como vectores en los puntos de interés a lo largo del eje. (Budynas & Nisbett, 2012)

Un momento flexionante constante producirá un momento completamente reversible sobre un eje giratorio, como un elemento de esfuerzo específico alternará de compresión a tensión en cada revolución del eje. El esfuerzo normal debido a los momentos flexionantes será mayor sobre las superficies exteriores. En situaciones donde un cojinete se localiza en el extremo del eje, con frecuencia los esfuerzos cerca del cojinete no son críticos puesto que el momento flexionante es pequeño caso contrario sucede cuando se localiza en secciones intermedias. (Budynas & Nisbett, 2012)

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto medios como alternantes. Para el análisis, es suficiente combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos de Von Mises, algunas veces es conveniente adaptar las ecuaciones para aplicaciones de ejes. En general, las cargas axiales son comparativamente muy pequeñas en ubicaciones críticas donde dominan la flexión y la torsión, por lo que pueden omitirse de las ecuaciones. Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y la torsión para ejes solidos con sección circular están dados por las ecuaciones (1)(2)(3)(4) (Budynas & Nisbett, 2012)

$$\sigma_a = k_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad (1)$$

$$\sigma_m = k_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad (2)$$

$$\tau_a = k_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad (3)$$

$$\tau_m = k_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (4)$$

Donde

$d$  = Diámetro del eje

$k_f$  = Factor de concentración del esfuerzo por fatiga debido a la flexión

$k_{fs}$  = Factor de concentración del esfuerzo por fatiga debido a la torsión

$M_a$  = Momento flexionante alternante

$M_m$  = Momento flexionante medio

$T_a$  = Par torsión alternante

$T_m$  = Par torsión medio

Cuando se combinan estos esfuerzos con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios redondos y solidos sin tomar en cuenta las cargas axiales se representan mediante las ecuaciones (5) y (6).

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} \quad (5)$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} \quad (6)$$

El criterio de Soderberg es el único que ofrece protección contra la fluencia, pero tiene un sesgo bajo, es utilizado para el análisis de la resistencia de piezas sometidas a tensiones fluctuantes con componente de tensión media positiva. El criterio se basa en los valores de tensión media y alternante en el punto analizado y establece que la pieza resistirá en el punto analizado siempre que se cumpla con la relación de la ecuación (7) y como se evidencia en la Figura 7.(Marco, 2010) (Mecapedia, 2012)

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} \leq 1 \quad (7)$$

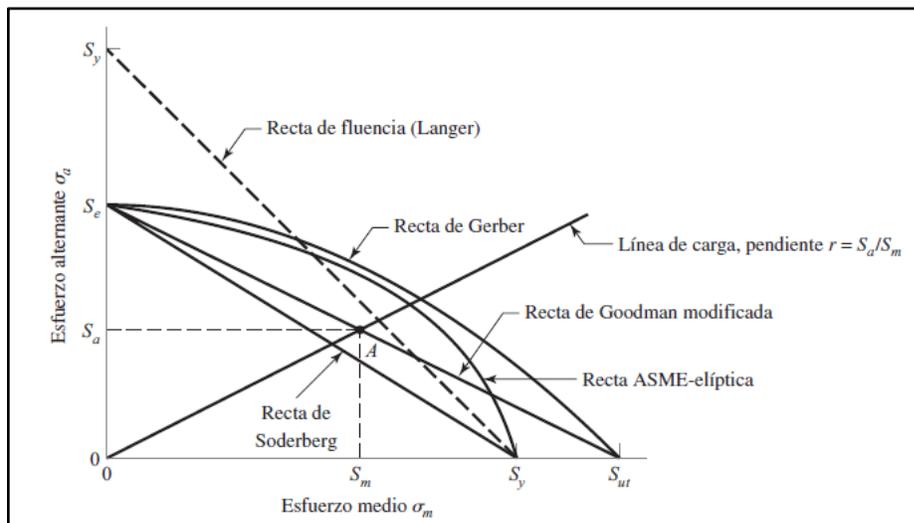


Figura 7. Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla.

Fuente: Budynas & Nisbett, 2012

Sustituyendo el esfuerzo de Von Mises en el criterio de falla de Soderberg la ecuación para el cálculo del diámetro del eje resulta como se muestra en la ecuación (8) (Budynas & Nisbett, 2012)

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[ \frac{1}{S_e} * \left[ 4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_y} \left[ 4(k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right] \right\}^{1/3} \quad (8)$$

Donde

$n$  = Factor de Seguridad

$S_e$  = Límite de resistencia a la fatiga

$S_y$  = Resistencia a la fluencia

En el caso de un eje giratorio con flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante. Las ecuaciones (1) a la (4) y (8) pueden simplificarse al igualar  $M_m$  y  $T_a$  a 0, lo cual simplemente elimina algunos de los términos.

Por tanto, para proceder a calcular el diámetro de un eje bajo el criterio de Soderberg sometido a un momento flector alternante  $M_a$  y un torque medio  $T_m$  se emplea la ecuación (8) y los siguientes parámetros (Budynas & Nisbett, 2012).

**Factores de concentración de esfuerzos**  $k_f$  y  $k_{fs}$  que se encuentran mediante las ecuaciones (9) y (10)

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (9)$$

$$k_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) \quad (10)$$

Donde

$q$  = Factor de sensibilidad a la muesca elementos sometidos a cargas axiales y flexión inversa

$q_{cortante}$  = Factor de sensibilidad a la muesca elementos sometidos a carga de torsión inversa

$k_t$  = Factor de concentración del esfuerzo elementos sometidos a cargas axiales y flexión

$k_{ts}$  = Factor de concentración del esfuerzo elementos sometidos a cargas de torsión

### **Límite de resistencia a la fatiga**

$$Se' = 0.5S_{ut} \quad S_{ut} \leq 200 \text{ ksi (1400 MPa)} \quad (11)$$

Donde

$Se'$  = Límite de resistencia a la fatiga

$S_{ut}$  = Resistencia a la tensión

### **Límite de resistencia a la fatiga corregido**

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f Se' \quad (12)$$

Donde

$S_e$  = Límite de resistencia a la fatiga corregido

$k_a$  = Factor de superficie

$k_b$  = Factor de tamaño

$k_c$  = Factor de carga

$k_d$  = Factor de temperatura

$k_e$  = Factor de confiabilidad

$k_f$  = Factor de efectos diario

### **Factores de Marín para corregir $Se'$**

Los factores de Marín se detallan en la sección 6-9 del libro de Budynas y Nisbett (2012)

Teniendo en cuenta todos estos parámetros y lo expuesto en los capítulos 6 y 7 de Budynas y Nisbett (2012) se calcula el diámetro de eje mediante la ecuación (13).

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[ \frac{1}{S_e} * \left[ 4(k_f M_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_y} \left[ 3(k_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right] \right\}^{1/3} \quad (13)$$

### 1.3.7 ESTADO DEL ARTE

La empresa SHANGHÁI ZENITH MINING AND CONSTRUCTION MACHINERY CO., Ltd. se dedica a la construcción y comercialización de maquinaria para el tratamiento de agregados rocosos con una experiencia de más 20 años. Entre sus productos figuran tamizadoras vibratorias, se destaca el modelo 2YA1848 el cual tiene una capacidad de operación de 50 -260 toneladas por hora con una potencia que ronda los 20 kW. La máquina puede manejar dos o tres capas de tamices de diferentes estándares. Tiene una envergadura de 5x3x3 metros y un peso de 6,5 toneladas. Cuenta con instrumentos que facilitan su operación y control. Para realizar el tamizado el cuerpo vibra describiendo una trayectoria circular. Este equipo tiene un valor comercial de 23000 USD (marzo 2016).

Por otra parte, la empresa MECAMIG localizada en la ciudad de Governador valadares - Brasil ofrece al mercado máquinas tamizadoras con diferentes configuraciones para granos, arenas e insumos industriales. Tienen una estructura construida en perfiles, poseen un movimiento lineal reciprocante impulsado por un motor eléctrico y una transmisión de potencia mediante el sistema de correa polea. Manejan tasas de producción desde 2,5 m<sup>3</sup>/h hasta 7 m<sup>3</sup>/h con costos que oscilan entre los 5 y 10 millones (COP, octubre 2016). El peso de éstas máquinas oscila entre 60 kg y 200 kg dependiendo de los modelos.

Adicionalmente se han hecho algunos estudios a nivel académico sobre el desarrollo de máquinas tamizadoras, Salazar (2014) realizó el diseño y construcción de una máquina tamizadora de arenas de fundición para la Escuela Politécnica Superior de Chimborazo (Riobamba-Ecuador) la cual tuvo como finalidad mejorar el proceso de tamizado manual de arena para moldes, usando un tamiz ASTM E30 con tamaño de grano 0,6 mm. La máquina probó una tasa de producción de 9 m<sup>3</sup>/h en condiciones normales. En la investigación seleccionaron el proceso de tamizado rotacional activado por un sistema de movimiento por moto vibrador y suspensión con resortes como la mejor alternativa de diseño final ya que cumplió con todas las características técnicas evaluadas y necesarias para la construcción de la máquina.

#### **1.4 ALCANCE Y LIMITACIONES**

Este trabajo tiene como finalidad el diseño y construcción de una máquina tamizadora de arenas con tamices intercambiables, con la cual se pretende clasificar la arena por su tamaño granulométrico con el menor esfuerzo posible y disminuyendo el tiempo tamizado. Una vez construida, la máquina se someterá a ensayos para comprobar si funciona de acuerdo a los parámetros de diseño y comparar su capacidad nominal con el proceso manual o artesanal.

Debido a la ausencia de energía eléctrica en algunos lugares del departamento de Córdoba y a los altos costos de equipos para automatizar algunos procesos, la unidad investigativa limita este proyecto en la fuente de alimentación del dispositivo que genera el movimiento y el sistema de alimentación de arena; es por esto que la máquina funcionará con energía eléctrica y el sistema de alimentación será manual.

## **2. MATERIALES Y MÉTODOS**

## 2.1 IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS Y COMPONENTES

En este proyecto se diseñó y construyó una máquina tamizadora de arenas para la obtención de diferentes tamaños de grano a partir de tamices intercambiables con capacidad nominal de 1,5 toneladas de arena tamizada<sup>1</sup> por hora. La Figura 8 muestra un esquema general de la máquina.

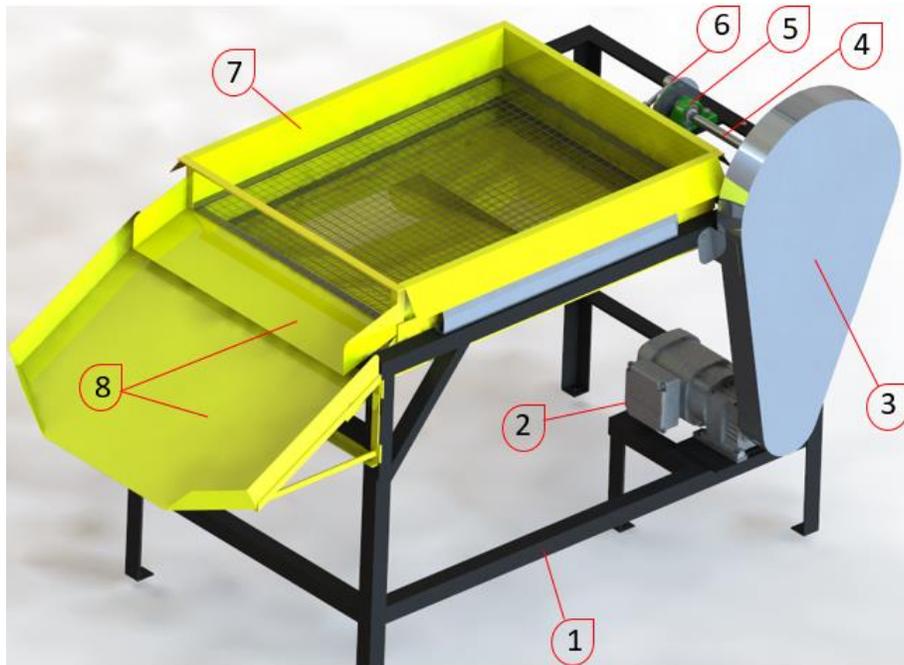


Figura 8. Esquema de la máquina tamizadora de arenas.  
Fuente: Autores, 2016.

Las dimensiones nominales de la máquina son 1,6 metros de largo, 0,82 metros de ancho y 1 metro de alto. Está constituida por una estructura soporte (1), un motor eléctrico (2), un sistema de polea correa (3) para la transmisión de potencia, un eje principal (4), chumaceras (5), un mecanismo biela manivela (6) para la conversión de movimiento circular a recíprocante, una caja tamiz (7), tolvas de descargue (8), ejes secundarios y

---

<sup>1</sup> Entiéndase por arena tamizada aquella que es vertida a la máquina y es separada por el tamiz según el tamaño.

rodamientos. La máquina fue construida en acero ASTM A36 en forma de perfiles angulares y láminas junto con barras circulares de acero AISI 1020 HR.

La caja tamiz está compuesta por dos tamices y está unida a 4 ejes secundarios que poseen ruedas en sus extremos que se apoyan en la estructura soporte. La biela une la caja tamiz a la manivela la cual convierte el movimiento circular del eje principal en recíprocante. Éste eje principal, está soportado por dos chumaceras y en uno de sus extremos se ubica una polea conductora que transmite la potencia del motor eléctrico mediante una correa trapezoidal.

Los parámetros y componentes que se definieron para construir la máquina fueron seleccionados a partir del criterio de los diseñadores, sugerencias en la literatura, conversaciones o sugerencias de expertos (Miguel Caballero, metalmecánico empírico) y ensayos preliminares realizados por los diseñadores. La Tabla 2 relaciona los parámetros iniciales considerados, sus valores y el criterio de selección.

Tabla 2. Valores y criterios de selección de los parámetros iniciales para el diseño de la máquina tamizadora.

<b>Parámetro / componente</b>	<b>Valor</b>	<b>Criterio de selección</b>
Dimensiones generales estructura soporte (largo, ancho, alto)	1,1 x 0,72x 0,8m	Diseñadores
Dimensiones de la caja tamiz (largo, ancho, alto)	0,8 x 0,6 x 0,2 m	Diseñadores y ensayos preliminares
Máxima carga de operación <sup>2</sup>	25 kg	Diseñadores y recomendaciones de salud ocupacional (CCS, 2016)
Capacidad nominal de arena tamizada	1,5 T/h	Diseñadores y ensayos preliminares
Velocidad de la caja tamiz	0,55 m/s	Sugerencias de expertos, ensayos preliminares
Tipo de alimentación	Manual	Diseñadores
Numero de tamices	2	Recomendaciones de literatura, diseñadores
Sistema transmisión de potencia	Polea – correa	Recomendaciones de literatura
Fuente de potencia	Motor eléctrico	Diseñadores
Materiales	Acero ASTM A36 – AISI 1020 HR	Recomendaciones de literatura, diseñadores
Tipo de movimiento caja tamiz	Reciprocante	Diseñadores
Sistema de descarga	Tolvas	Diseñadores
Desplazamiento lineal caja tamiz	8 cm	Sugerencias de expertos, ensayos preliminares

Fuente: Autores, 2016

Los ensayos preliminares se realizaron para determinar las dimensiones de la caja y la tasa de producción teniendo en cuenta la carga máxima de operación de 25 kg y la geometría

---

<sup>2</sup> La carga máxima de operación se define como la cantidad máxima de masa de arena permitida en la caja tamiz durante el proceso de tamizado.

de la caja. Se efectuó un proceso manual de tamizado como se describió en el marco teórico y como se muestra en la Figura 9.



Figura 9. Ensayo preliminar para determinar tasa de producción con sistema tradicional  
Fuente: Autores, 2016.

Este proceso de tamizado se realizó empleando un tamiz No.8. La caja se construyó con dimensiones de 0,8 x 0,6 m de base y se determinó una altura de 0,1 m a partir de los ensayos para que la arena permaneciera dentro de la caja al momento de realizar el proceso. El tiempo que se tardó en tamizar 25 kg de arena fue de 76 segundos, con base en estos datos se calculó la tasa de producción promedio de (1,1 T/h). Este valor se tomó como referencia para determinar la capacidad nominal de arena a ser tamizada por la máquina requiriendo que ésta tamice 40 % más de lo obtenido en el proceso artesanal siendo la capacidad nominal esperada en la máquina de 1,5 T/h.

## 2.2 DISEÑO DE LA MÁQUINA TAMIZADORA

Se calculó la potencia  $P$  necesaria para mover la caja tamiz utilizando la ecuación (14) a partir del torque  $T$  y la velocidad angular  $\omega$  del sistema.

$$P = T\omega \quad (14)$$

El torque se obtuvo a partir de un análisis estático teniendo en cuenta el radio de la manivela y la fuerza necesaria para mover la carga de 25 kg a una velocidad de 0,55 m/s. La velocidad angular se determinó mediante un análisis cinemático considerando la velocidad lineal de la caja tamiz y otros parámetros.

Utilizando el valor calculado de la potencia, se seleccionó de catálogos comerciales un motor monofásico de bajas revoluciones y una potencia nominal mayor a la calculada.

Para el diseño de la estructura soporte y de la caja tamiz se usaron perfiles angulares de acero ASTM A36 material que se compone predominantemente de hierro (98 a 99 por ciento). Sin embargo, a diferencia de la mayoría de los aceros, tiene muy pocos elementos añadidos a él. Contiene 0,18 por ciento de carbono, 0,2 por ciento de cobre y entre 0,8 y 0,9 por ciento de manganeso para aumentar la fuerza y la resistencia. Posee propiedades mecánicas adecuadas para la construcción de estructuras metálicas unidas por pernos y soldadura (Acero Otero, Sf). Se realizaron simulaciones de análisis estático empleando el software SOLIDWORKS 2016 para evaluar los esfuerzos actuantes y las deflexiones en la estructura soporte y en la estructura de la caja tamiz. Se utilizó el criterio de Von Mises y una malla sólida. Las simulaciones se realizaron utilizando las dimensiones nominales de las estructuras, propiedades mecánicas del acero ASTM A36, tipo de sujeción y el peso de cada uno de los elementos.

Para la estructura soporte se realizaron dos simulaciones cada una con perfiles angulares de diferente espesor y se mantuvieron iguales los criterios antes mencionados. Los perfiles utilizados fueron de 38,1 mm de lado con espesores de 3,175 y 4,762 mm. Se seleccionó

el perfil que presentó los esfuerzos de Von Mises por debajo del límite elástico y que a la vez presentó el menor peso.

La caja tamiz se diseñó utilizando perfiles de 19, 05 mm de longitud con un espesor de 3,175 mm, platinas de acero ASTM A36 y se recubrió usando láminas de acero galvanizado calibre 26. Se realizó la simulación de análisis estático de la estructura para verificar los esfuerzos y deflexiones causadas por la carga de operación.

El ángulo de inclinación de los tamices se estableció según recomendación de Rotich et al. (2015).

El eje principal se diseñó bajo el criterio de fatiga de Soderberg (Budynas & Nisbett, 2012) utilizando la ecuación (13) como se describió en el marco teórico.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[ \frac{1}{S_e} * \left[ 4(k_f M_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_y} \left[ 3(k_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right] \right\}^{1/3} \quad (13)$$

El eje será de acero AISI 1020HR este material posee mayor fortaleza que el 1018 y menos fácil de conformar. Responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. La soldabilidad es adecuada. Por su alta tenacidad y resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria. Se puede utilizar para ejes de secciones grandes y que no estén muy esforzados. Otros usos incluyen engranes ligeramente esforzados con endurecimiento superficial, pines endurecidos superficialmente, piñones, cadenas, tornillos, componentes de maquinaria, prensas y levas. (Sumitec, sf)

Los ejes secundarios que van unidos a la caja tamiz se dimensionaron para soportar cargas de flexión producto del peso de la caja tamiz usando la ecuación (15) y comparando este valor con la resistencia a la fluencia del material.

$$\sigma = \frac{Mr}{I} \quad (15)$$

Donde:

$\sigma$  = Esfuerzo al que está sometido producto de la carga [Pa]

$M$  = Momento máximo del eje [Nm]

$I$  = Momento de inercia de la sección transversal de la viga [m<sup>4</sup>]

$r$  = Radio del eje secundario [m]

El sistema de transmisión se diseñó utilizando poleas y correas ya que permiten la absorción de cargas de impacto, amortiguamiento y aislamiento de los efectos de las vibraciones además de su practicidad, fácil mantenimiento y economía. (Budynas & Nisbett, 2012).

Para el diseño del sistema de transmisión de potencia por polea correa se utilizó la metodología empleada en el manual de poleas en V de Intermec , donde se tiene en cuenta parámetros como el tipo de banda, la potencia, revoluciones provenientes del motor y la potencia permitida en la banda, entre otros. La correa se seleccionó de catálogos comerciales teniendo en cuenta la longitud de paso calculada.

Para fijar la polea conducida al eje principal se diseñó una cuña de sección transversal cuadrada y se seleccionó un tornillo de fijación.

La longitud de la biela se estimó acorde a las recomendaciones en la literatura (Botta, Brusconi, pokolenko, & Cruz, 2011). A partir de un análisis de fatiga y usando en general las ecuaciones (16) a la (18) se determinaron los esfuerzos a los que está sometida y con

base en esto se seleccionó el radio de la barra circular teniendo en cuenta sus propiedades mecánicas y el recorrido del tamiz (Beer et al., 2004). (Budynas & Nisbett, 2012)

$$\sigma_a = K_f \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2A} \right| \quad (16)$$

$$\sigma_m = K_f \frac{F_{max} + F_{min}}{2A} \quad (17)$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \quad (18)$$

Donde:

$\sigma_a$  = Componentes de amplitud [Pa]

$\sigma_m$  = Componentes del esfuerzo medio [Pa]

$F_{max}$  = Carga máxima [N]

$F_{min}$  = Carga mínima [N]

$A$  = Área de sección transversal [m<sup>2</sup>]

$n_f$  = Factor de seguridad contra la fatiga [Adimensional]

Para las tres tolvas de descargue el espesor de las láminas se estableció basados en las condiciones de operación, la geometría de las tolvas y el tipo de sujeción en la máquina.

Las dimensiones se determinaron con base a las medidas de la caja tamiz, de la estructura soporte y criterio de los diseñadores.

Se usaron tamices No.10 y No. 40 según las necesidades del sector de la construcción de pequeñas y medianas edificaciones y las dimensiones de las mallas con base al tamaño de la caja tamiz.

Para el soporte del eje principal se seleccionaron chumaceras de catálogos comerciales con sujetadores de acuerdo al diámetro del eje principal. Para la selección de este tipo de soporte se tuvo en cuenta las cargas dinámicas en los soportes, una vida útil de 7000 h y una confiabilidad del 95 % en cada cojinete.

El diseño de los cordones de soldadura se realizó basados en las recomendaciones de la sección 9.5 del libro de Budynas y Nisbett (2012) y se realizó simulación para analizar los cordones de soldadura empleando el software SOLIDWORKS 2016.

Para el soporte de la caja tamiz se optó por ruedas con rodamientos rígidos de bola de una hilera unidos a un eje. La selección se hizo teniendo en cuenta el diámetro del eje y la carga de la caja tamiz.

Los planos de la máquina se realizaron en el software SOLIDWORKS 2016, en éstos se detallan cada uno de los componentes, sus dimensiones, materiales y el tipo de unión.

### **2.3 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA TAMIZADORA**

La construcción de la máquina se realizó en el taller de metalmecánica de la Institución Educativa INEM Lorenzo María Lleras y en el laboratorio de materiales y procesos de manufactura del programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Córdoba. En la construcción se emplearon procesos de manufactura como corte, uniones por soldadura eléctrica de arco revestido, torneado, taladrado y doblado entre otros.

En el proceso de ensamble se utilizaron de manera general pernos, cuñas, anillos de retención, tornillos de sujeción y pasadores.

## 2.4 VALIDACIÓN DE LA MÁQUINA TAMIZADORA

Posterior a la construcción se realizó una inspección visual a la máquina verificando diferentes puntos de control como vibraciones, alineación, sujeción de los componentes y la velocidad angular del eje principal usando un tacómetro análogo. El valor de verificación es de 130 RPM  $\pm$  10 %.

Para validar la máquina se tuvo en cuenta la capacidad nominal de arena tamizada de 1,5 T/h  $\pm$  10 %. Se realizaron 5 ensayos con las cargas de arena que se relacionan en la Tabla 3 donde se tomó el tiempo que tardó la máquina en tamizar la carga de prueba para verificar la capacidad nominal.

Tabla 3. Cargas de arena utilizadas en los ensayos de verificación de capacidad nominal de la máquina

Ensayo	Carga de Prueba [Kg] <sup>3</sup>
1	25
2	45
3	60
4	80
5	100

Fuente: Autores

---

<sup>3</sup> La carga de prueba corresponde a la masa de arena que se tamizara sin sobrepasar la máxima carga de operación de 25 kg.

Las pruebas realizadas para verificar la capacidad nominal de la máquina se realizaron utilizando arena extraída del río Sinú en la ciudad de Montería, en la zona de puerto platanito. Debido a que la arena adquirida posee humedad se secó al sol.

Finalmente, se realizó un manual de operación el cual servirá como guía a los operarios que detalla las condiciones de funcionamiento, los pasos para poner en marcha la máquina y las recomendaciones a la hora de su uso. El manual aborda cada uno de los ítems en un orden lógico teniendo en cuenta su importancia. Para esto se tuvo en cuenta cómo funciona el equipo, lo que se debe evitar, las medidas de seguridad y cómo se debe operar.

En la realización del manual de mantenimiento se tuvo en cuenta la prevención de accidentes y lesiones en los trabajadores, ya que sirve como guía para mantener en buenas condiciones la máquina, evitando accidentes e interrupciones no programadas en el funcionamiento. Para la elaboración se tuvo en cuenta cada uno de los elementos que componen la máquina, las condiciones de funcionamiento, el tiempo de operación y de igual forma algunas recomendaciones de uso diario.

### **3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN**

### 3.1 DISEÑO DE LA MÁQUINA TAMIZADORA

#### 3.1.1 CÁLCULO DEL TORQUE, VELOCIDAD ANGULAR Y POTENCIA

De acuerdo al montaje de la máquina ver Figura 10 y Figura 11 y los parámetros definidos se procede a calcular la fuerza, torque, revoluciones y potencia necesaria por el sistema, el radio de la manivela se determinó de acuerdo al requerimiento del desplazamiento lineal de la caja tamiz. Éste valor corresponde a la mitad del desplazamiento 40 mm.

Tabla 4. Parámetros establecidos para el sistema de transmisión de movimiento

Parámetros	Valor
Carga	40 kg (Máxima carga de operación y peso caja tamiz)
Velocidad de la caja tamiz	0,55 m/s
Radio de la Manivela	0,04 m
Longitud de la Biela	0,15 m
Coefficiente de Fricción estático Acero -Nylon	0,45

Fuente: Autores

Se determina que las fuerzas que actúan sobre el cuerpo son la fricción, el peso y la fuerza externa que permite el movimiento de la caja tamiz, mediante un análisis estático de partícula se calculan la fuerza de fricción. En la se muestran la dirección de cada fuerza

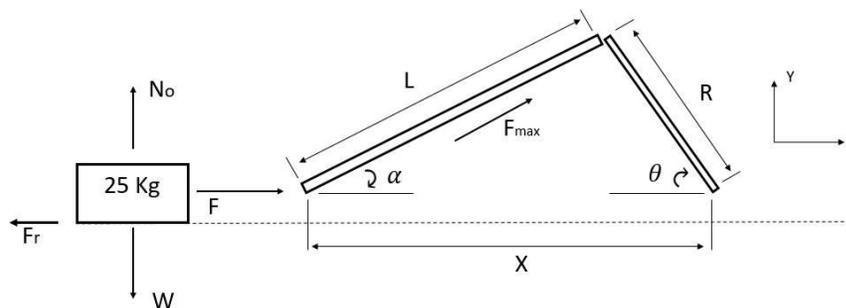


Figura 10. Diagrama de cuerpo libre del sistema caja tamiz-biela manivela

Fuente: Autores, (2016).

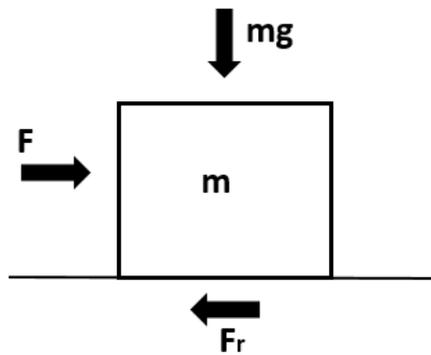


Figura 11. Esquema de las fuerzas que actúan sobre la caja tamiz  
Fuente: Autores, (2016).

Del capítulo 7 de (Serway & Jewett, 2008) se tiene que la fuerza de fricción se calcula mediante la ecuación

$$F_r = \mu N_o \quad (19)$$

Donde

$F_r$  = Fuerza de fricción [N]

$\mu$  = Coeficiente de fricción [Adimensional]

$N_o$  = Fuerza Normal [N]

Como se evidencia en la figura la fuerza normal es perpendicular al plano de apoyo, por tanto, se calcula usando la siguiente ecuación.

$$N_o = mg \quad (20)$$

Donde

$m$  = Masa total de la caja tamiz [kg]

$g$  = Aceleración de la gravedad [9,81m/s<sup>2</sup>]

Resolviendo la ecuación (20) se obtiene

$$N_o = 40 \text{ kg} * 9,81 \text{ kg/s}^2$$

$$N_o = 392,4 \text{ N}$$

Remplazando en la ecuación (19)

$$F_r = 0,45 * 392,4 N$$

$$F_r = 176,58 N$$

Mediante un análisis de conservación de la energía en donde la caja tamiz realiza un movimiento recíprocante en el cual, parte de una velocidad inicial  $V_0 = 0 \text{ m/s}$  y finaliza su recorrido con una velocidad final  $V_f = 0,55 \text{ m/s}$  ver Figura 12 y Figura 13.

Se tiene que:

$$E_F - E_I = W_{Fr} \quad (21)$$

$$\frac{1}{2}mV_f^2 - \frac{1}{2}kx^2 - \frac{1}{2}mV_0^2 = -F_r x$$

$$\frac{1}{2}mV_f^2 - \frac{1}{2}kx^2 = -F_r x$$

$$W = \frac{1}{2}kx^2, \text{ Trabajo de la Fuerza externa}$$

Despejando  $W$

$$W = \frac{1}{2}mV_f^2 + F_r x \quad (22)$$

$$W = Fx \quad (23)$$

Donde

$E_i$  = Energía inicial en el punto A [J]

$E_F$  = Energía final en el punto B [J]

$V_0$  = Velocidad inicial en el Punto A [m/s]

$V_F$  = Velocidad final en el punto B [m/s]

$\Delta x$  = Desplazamiento desde el punto A hasta B [m]

$m$  = Masa total de la caja tamiz [kg]

$W$  = Trabajo realizado [W]

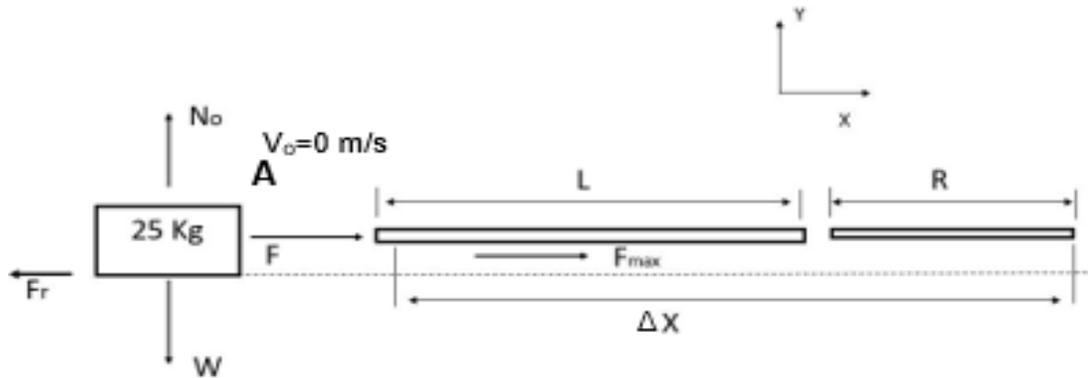


Figura 12. Diagrama de cuerpo libre del sistema caja tamiz-biela manivela para  $\theta = 0$   
Fuente: Autores, (2016).

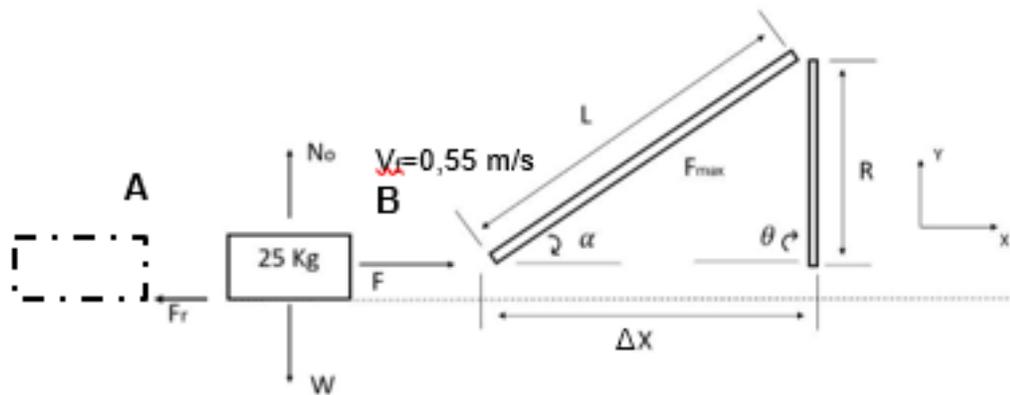


Figura 13. Diagrama de cuerpo libre del sistema caja tamiz-biela manivela para  $\theta = 90$   
Fuente: Autores, (2016).

las ecuaciones (22) y (23) se iguala y resuelve para F

$$F\Delta x = \frac{1}{2}mV_f^2 + F_r x$$

Despejando F

$$F = \frac{\frac{1}{2}mV_F^2 + F_r x}{\Delta x}$$

Remplazando valores

$$F = \frac{\frac{1}{2} 40 \text{ kg} * (0,55 \text{ m/s})^2 + 176,58 * 0,04 \text{ m}}{0,04 \text{ m}}$$

$$F = 327,83 \text{ N}$$

$F$  es la mínima fuerza horizontal que se necesita para realizar el trabajo, la fuerza que realizará este trabajo será transmitida por un sistema biela manivela como se muestra en la Figura 14. Donde la fuerza máxima para que la caja tamiz se desplace a 0,55 m/s que debe transmitir la biela. Él ángulo alfa  $\alpha$  se calcula para un ángulo  $\theta$  de  $90^\circ$ .

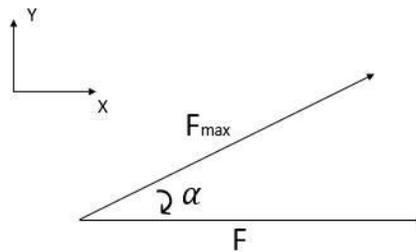


Figura 14. Fuerzas transmitidas por la biela  
Fuente: Autores, (2016).

$$F_{Max} = \frac{F}{\text{Coseno}(\alpha)} \quad (24)$$

Donde

$\alpha$  = Ángulo entre la biela (Sección AB) y la horizontal (Sección AC) [°] ver Figura 15

Remplazando en la ecuación (27)

$$F_{Max} = \frac{327,83 \text{ N}}{\text{Coseno}(15,46^\circ)}$$

$$F_{Max} = 340,13 \text{ N}$$

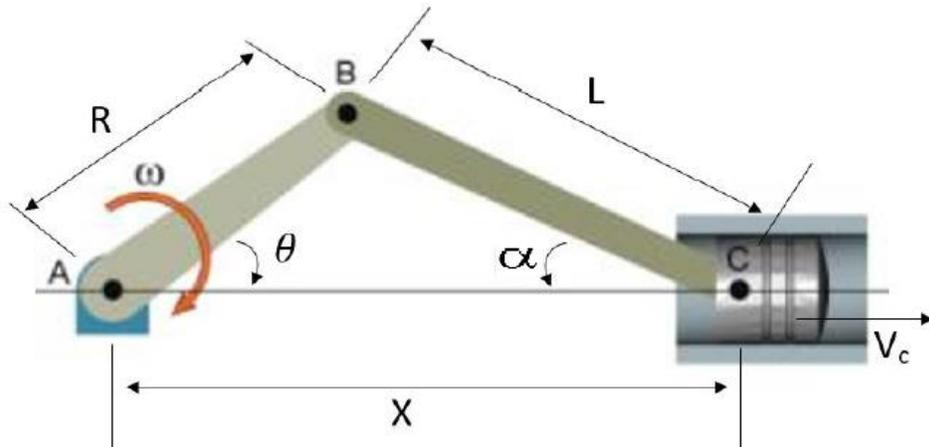


Figura 15. Esquema de sistema biela manivela  
Fuente: Autores, (2016).

### Análisis Cinemático del sistema Biela Manivela

La ecuación que relaciona la velocidad lineal del cuerpo C, con la velocidad angular de la manivela está dada de la siguiente manera:

$$\omega = \frac{V_f(R \operatorname{Coseno}(\theta) - X)}{RX \operatorname{Seno}(\theta)} \quad (25)$$

Donde

$\omega$  = Velocidad angular de la manivela [rad/s]

$X$  = Cateto horizontal del triángulo [m]

$R$  = Radio de la manivela [m]

$\theta$  = Ángulo entre segmento R y cateto X [°]

$$\omega = \frac{0,55 \text{ m/s}(0,04 \text{ m} * \operatorname{Coseno}(90) - 0,145 \text{ m})}{0,04 \text{ m} * 0,145 \text{ m} * \operatorname{Seno}(90)}$$

$$\omega = 13,75 \text{ rad/s}$$

$$\omega \approx 130 \text{ RPM}$$

### **Cálculo de Torque**

Para el torque se tomará la máxima fuerza transmitida por la biela, mediante la ecuación (26) se calcula el torque.

Del libro (Serway & Jewett, 2008)

$$T = F_{Max} R \quad (26)$$

Donde

$T$  = Torque [Nm]

$F_{Max}$  = Fuerza máxima transmitida por la biela [N]

$R$  = Radio de la manivela [m]

Remplazando en los valores en la ecuación (28)

$$T = 340,13 \text{ N} * 0,04 \text{ m}$$

$$T = 13,60 \text{ N m}$$

### **Calculo de Potencia**

La ecuación 3-43 del libro Budynas y Nisbett (2012) se tiene:

$$H = T\omega \quad (27)$$

Donde

$H$  = Potencia del sistema [W]

$T$  = Torque [Nm]

$$H = 13,60 \text{ Nm} * 13,75 \text{ rad/s}$$

$$H = 195 \text{ W}$$

$$H \approx 0,3 \text{ Hp}$$

Como en el sistema biela manivela existen puntos donde hay un cambio de dirección del movimiento de la caja tamiz, en dichos puntos el motor deberá hacer mayor trabajo para

continuar el movimiento, debido a lo anterior se consideró por parte de los diseñadores un factor de seguridad a la potencia de 2

$$H = 0,6 \text{ hp}$$

Puesto que no existen motores comerciales con esta potencia, se seleccionó un motor eléctrico marca DIXUS de 1 HP y 1710 RPM. Debido que la máquina operara a 130 RPM y con el objetivo de utilizar poleas con diámetros menores a 500 mm para reducir peso y espacio ocupado por este sistema se optó por seleccionar un reductor que se acopla al motor eléctrico con una relación de reducción de 3,44 entregando a la salida del reductor una velocidad de 523 RPM. La Tabla 5 muestra las características principales del motorreductor seleccionado. El motorreductor se muestra en la Figura 16.

Tabla 5. Características principales del motorreductor seleccionado

ITEM	VALOR
Marca Motor eléctrico	Dixus
Marca Reductor	Hidromec
Potencia nominal	1 HP
Referencia	C302A-3.44-90B14
Velocidad Nominal del Motor eléctrico	1710 RPM
Relación de transmisión del reductor	3,44
Tipo de Corriente	Alterna monofásica
Peso	10 kg

Fuente: Autores

El encendido y apagado del motor se realiza manualmente con un interruptor de corriente.

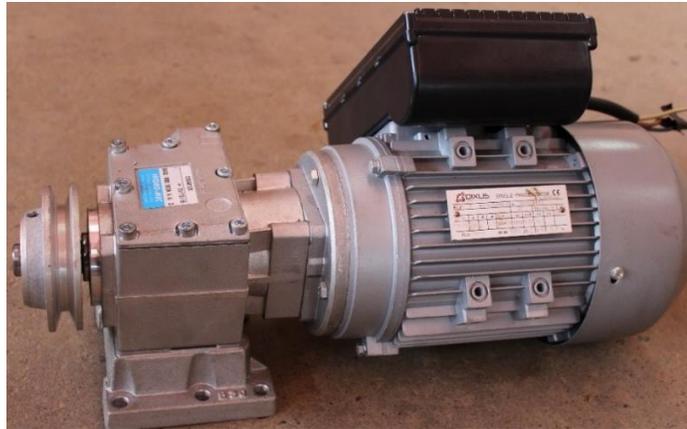


Figura 16. Motorreductor eléctrico.

Fuente: Autores, 2016.

### 3.1.2 ESTRUCTURA SOPORTE

La Figura 17 y la Figura 18 muestran los esfuerzos presentes en las dos estructuras soportes analizadas obtenidas a partir de la simulación realizada en SOLIDWORKS 2016.

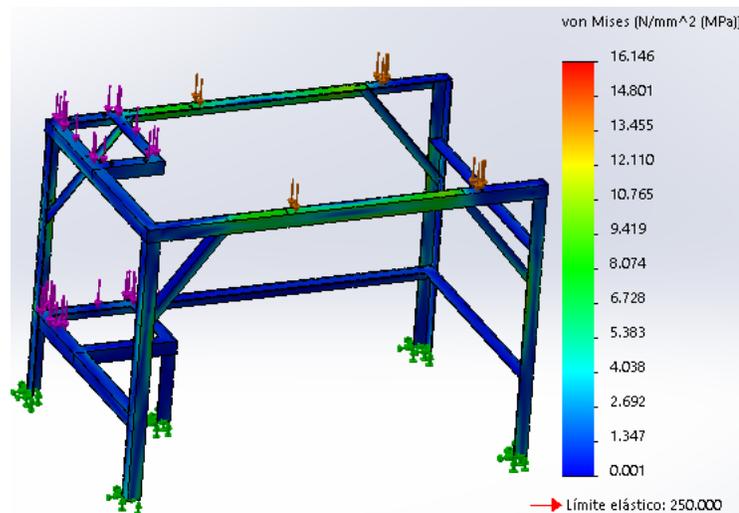


Figura 17. Resultado de la simulación de análisis estático de cargas en estructura soporte con perfiles de 3,175 mm de espesor y 38,1 mm de longitud

Fuente: Autores, 2016. Imagen obtenida de Solidworks

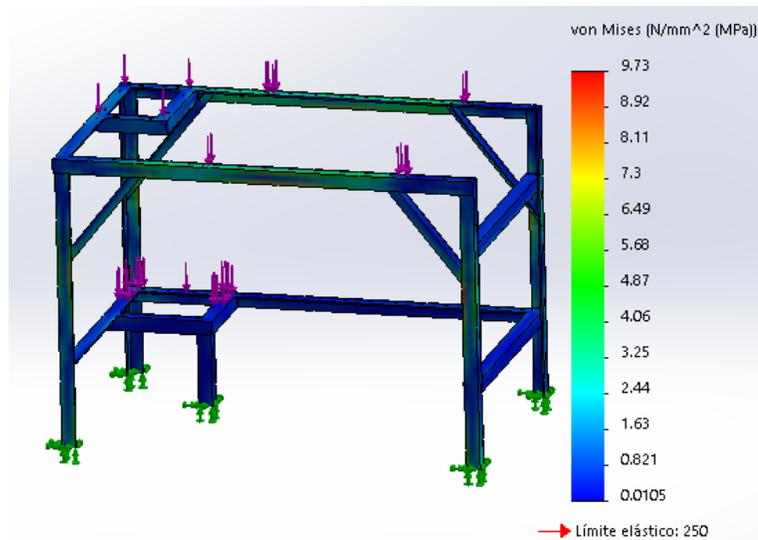


Figura 18. Resultado de simulación de análisis estático de cargas en estructura soporte con perfiles de 4,762 mm de espesor y 38,1 mm de longitud

Fuente: Autores, 2016. Imagen obtenida de Solidworks

Para la estructura con perfiles de 3,175 mm y 4,762 mm de espesor los esfuerzos máximos encontrado fueron de 16,14 y 9,73 MPa respectivamente. Véase que en ambas simulaciones ninguno de los esfuerzos actuantes en las estructuras se encuentran por encima del límite elástico del acero ASTM A36 que es de 250 MPa, lo que sugiere que ninguna de las estructuras va a fallar bajo estos esfuerzos.

La Figura 19 y Figura 20 muestran que las deflexiones máximas en las estructuras se encuentran localizadas en el soporte de las guías de la caja tamiz con valores de 0,345 mm y 0,168 mm para los perfiles de 3,175 y 4,762 mm de espesor respectivamente. Estos al ser tan pequeños no afectan el funcionamiento de la máquina. Los pesos de las estructuras son de 21,03 y 30,69 kg para las estructuras con perfiles de 3,175 mm y 4,762 mm de espesor respectivamente.

Por lo anterior se seleccionó un perfil angular de 38,1 mm de lado y 3,175 mm de espesor ya que resiste los esfuerzos y posee menor peso.

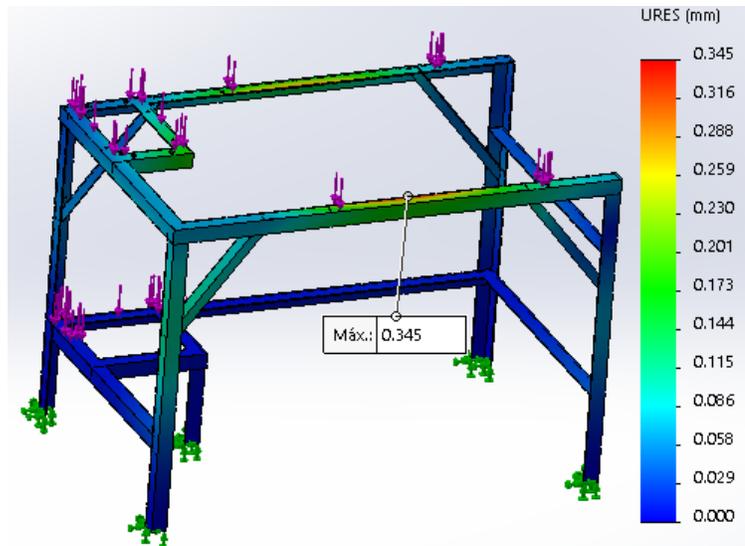


Figura 19. Deflexiones en estructura soporte con perfiles de 3,175 mm de espesor y 38,1 mm de longitud

Fuente: Autores, 2016. Imagen obtenida de Solidworks

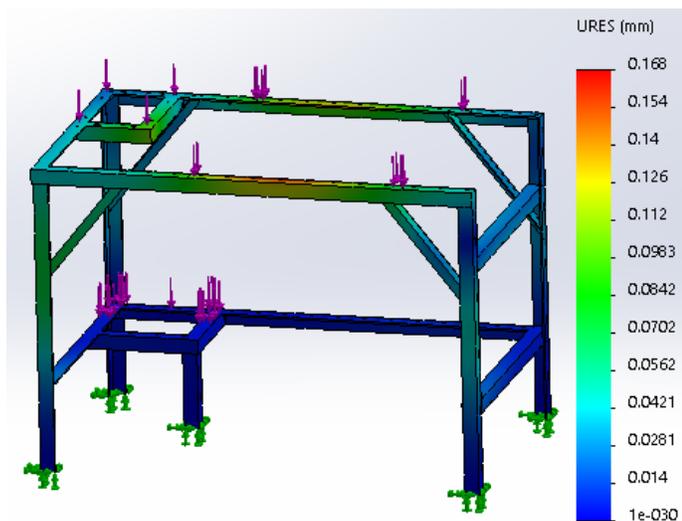


Figura 20. Deflexiones en estructura soporte con perfiles de 4,762 mm de espesor y 38,1 mm de longitud

Fuente: Autores, 2016. Imagen obtenida de Solidworks

### 3.1.2.1 Cálculo y Análisis de Soldadura de la Estructura Soporte

En el diseño de la máquina se hizo necesario la unión de perfiles angulares y láminas para lo cual se usó soldadura tipo SMAW. Para unir los perfiles angulares se realizaron cortes

a 45° en los extremos a unir como se muestra en la Figura 21. Se calculó que el cordón de soldadura tendrá una longitud de 2,12 pulgadas en la hipotenusa de los cortes a 45° y 1,5 pulgadas en uniones rectas. Se realizaron los cálculos para cordones sometidos a cargas de flexión para ambos sometidos a una carga cortante 25 kg equivalentes a 55 lb ubicada a 22 pulgadas del cordón.

De la tabla 9-6 parte b del libro de Budynas y Nisbett (2012) para elementos con espesores de hasta un 1/4 pulgada recomiendan un espesor de filete de 1/8 pulgada sin sobrepasar el espesor de los elementos a unir. De acuerdo a lo anterior el filete tendrá una dimensión de 1/8 de pulgada

Para perfiles con cortes a 45°:

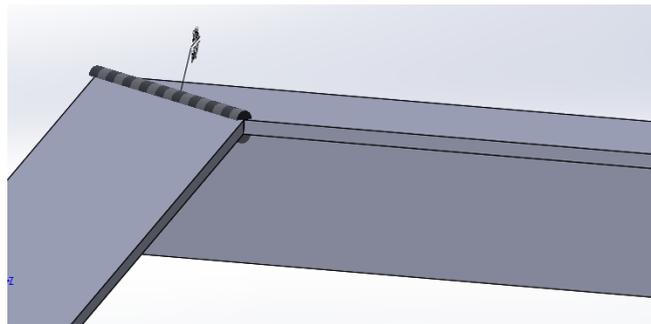


Figura 21. Esquema de la unión de perfiles angulares de 1,5 x 1/8 de pulgada con electrodo E6011

Fuente: Autores, 2016. Imagen obtenida de Solidworks

La soldadura estará sometida a cargas de flexión, de la tabla 9-2 caso 2 del libro Budynas y Nisbett (2012) el área de la soldadura y otros parámetros se calculan usando las ecuaciones (28), (29) y (30):

$$A = 1,414hd \tag{28}$$

$$A = 1,414 \left( \frac{1}{8} in \right) (2,12 in)$$

$$A = 0,37 \text{ in}^2$$

$$I_u = \frac{d^3}{6} \quad (29)$$

$$I_u = \frac{(2,12 \text{ in})^3}{6}$$

$$I_u = 1,58 \text{ in}^3$$

$$I = 0,707hI_u \quad (30)$$

$$I = 0,707 \left( \frac{1}{8} \text{ in} \right) (1,58 \text{ in}^3)$$

$$I = 0,14 \text{ in}^4$$

Donde:

$A$  = Area del cordón de soldadura [ $\text{in}^2$ ]

$I_u$  = Segundo momento de área unitaria [ $\text{in}^3$ ]

$h$  = Garganta de la soldadura [ $\text{in}$ ]

$d$  = Longitud del cordón de soldadura [ $\text{in}$ ]

$I$  = Segundo momento de área [ $\text{in}^4$ ]

El esfuerzo cortante primario en el cordón de soldadura está dado por la ecuación (31):

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (31)$$

$$\tau' = \frac{55 \text{ lb}}{0,37 \text{ in}^2}$$

$$\tau' = 148,64 \text{ psi}$$

Donde:

$\tau'$  = Esfuerzo cortante primario en la soldadura [psi]

$V$  = Fuerza cortante [lb]

$A$  = Area de la soldadura [ $\text{in}^2$ ]

El esfuerzo cortante secundario nominal en la garganta se calcula mediante la ecuación

(32)

$$\tau'' = \frac{Mc}{I} \quad (32)$$

$$\tau'' = \frac{55 \text{ lb} * 22 \text{ in} \left(\frac{1}{16} \text{ in}\right)}{0,14 \text{ in}^4}$$

$$\tau'' = 540 \text{ psi}$$

Donde:

$M$  = Momento flector sobre la soldadura [lb in]

$c$  = distancia media entre los cordones de soldadura [ $\text{in}^4$ ]

Se combinan los dos esfuerzos para encontrar el esfuerzo máximo al que está sometido la soldadura mediante la ecuación (33).

$$\tau_{max} = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} \quad (33)$$

$$\tau_{max} = \sqrt{148,64^2 + 540^2}$$

$$\tau_{max} = 560 \text{ psi}$$

De la tabla 9-4 del libro Budynas y Nisbett (2012), el esfuerzo permisible para el material de aporte del código AISC y sometido a carga de flexión.

$$\tau_{per} = 0,60S_y \quad (34)$$

$$\tau_{per} = 0,60(50ksi)$$

$$\tau_{per} = 30 ksi$$

Donde

$S_y$  = Esfuerzo de fluencia del material de aporte de la soldadura [ksi]

Comparando el esfuerzo que soportara la soldadura con el esfuerzo permisible se puede concluir que no fallara.

$$\tau_{per} = 30 ksi \gg \tau_{max} = 0,56 ksi$$

Para uniones rectas con longitud de cordón 1,5 in:

Usando el procedimiento anterior se tiene que la soldadura estará sometida a cargas de flexión, de la tabla 9-2 caso 2 del libro Budynas y Nisbett (2012) y empleando las ecuaciones (28),(29) y (30):

$$A = 1,414 \left( \frac{1}{8} in \right) (1,5 in)$$

$$A = 0,26 in^2$$

$$I_u = \frac{(1,5 in)^3}{6}$$

$$I_u = 0,56 in^3$$

$$I = 0,707 \left( \frac{1}{8} in \right) (0,56 in^3)$$

$$I = 0,05 in^4$$

El esfuerzo cortante primario en el cordón de soldadura está dado por la ecuación (31):

$$\tau' = \frac{V}{A}$$

$$\tau' = \frac{55 \text{ lb}}{0,26 \text{ in}^2}$$

$$\tau' = 211,53 \text{ psi}$$

El esfuerzo cortante secundario nominal en la garganta se calcula mediante la ecuación (32)

$$\tau'' = \frac{Mc}{I}$$

$$\tau'' = \frac{55 \text{ lb} * 22 \text{ in}(\frac{1}{16} \text{ in})}{0,05 \text{ in}^4}$$

$$\tau'' = 1512 \text{ psi}$$

Entonces el esfuerzo máximo al que está sometido la soldadura está definido por la ecuación (33).

$$\tau_{max} = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{211,53^2 + 1512^2}$$

$$\tau_{max} = 1526 \text{ psi}$$

De la tabla 9-4 el esfuerzo permisible para el material de aporte del código AISC y sometido a carga de flexión se obtiene mediante la ecuación (34).

$$\tau_{per} = 0,60S_y$$

$$\tau_{per} = 0,60(50ksi)$$

$$\tau_{per} = 30 ksi$$

Comparando el esfuerzo que soportara la soldadura con el esfuerzo permisible se puede concluir que esta no fallara.

$$\tau_{per} = 30 ksi \gg \tau_{max} = 1,526 ksi$$

Además, se realizaron los análisis de soldadura empleando el software SOLIDWORKS 2016 a ocho cordones en la estructura soporte. Los cordones se realizaron empleando electrodo E6011 con 1/8 pulgada de garganta.

La Figura 22, Figura 23, Figura 24 y la Figura 25 muestran el tamaño de garganta optimo y los esfuerzos a los que están sometidos los cordones en la estructura soporte, se puede observar que los tamaños de soldadura mínimo para que la soldadura no falle es menor al tamaño del cordón usado.

Conector de soldar por aristas-2			
Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de soldadura (mm.)	0.39413	0.8395	0.64843
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.27869	0.59361	0.45851
Fuerza conjunta normal (N/m)	-2361.5	6284.2	289.92
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-5038	10852	724.66
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	0	0	0
Momento flector (N.m/m)	-7.3236	5.5654	-1.349

Conector de soldar por aristas-4			
Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de soldadura (mm.)	0.13078	0.54688	0.33048
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.13078	0.54688	0.33048
Fuerza conjunta normal (N/m)	-20536	8032.8	-478.06
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-6697.1	1769.2	-620.4
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	0	0	0
Momento flector (N.m/m)	-4.9055	2.0011	-1.641

Figura 22. Resultados del análisis de soldadura

Fuente: Autores, 2016. Imagen obtenida de Solidworks

Conector de soldar por aristas-5			
Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de soldadura (mm.)	0.036141	0.67081	0.38513
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.036141	0.67081	0.38513
Fuerza conjunta normal (N/m)	-20535	8307.1	-1460.7
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-8582.6	2796.2	-431.01
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	0	0	0
Momento flector (N.m/m)	-7.8974	0.016464	-3.5565

Conector de soldar por aristas-6			
Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de soldadura (mm.)	0.4169	1.0954	0.7967
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.29479	0.77459	0.56335
Fuerza conjunta normal (N/m)	163.03	1982.5	746.76
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-127.16	1845.9	627.01
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	0	0	0
Momento flector (N.m/m)	-13.395	2.3137	-7.2011

Figura 23 Resultados del análisis de soldadura

Fuente: Autores, 2016. Imagen obtenida de Solidworks

Conector de soldar por aristas-7			
Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de soldadura (mm.)	0.38749	1.0272	0.7485
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.274	0.72633	0.52927
Fuerza conjunta normal (N/m)	195.25	1840	638.1
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-1825.3	128.48	-616.33
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	0	0	0
Momento flector (N.m/m)	-11.78	2.1868	-6.302

Conector de soldar por aristas-8			
Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de soldadura (mm.)	0.75713	4.0306	2.1698
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.53537	2.8501	1.5343
Fuerza conjunta normal (N/m)	-2.4073E+005	1.6679E+005	-7969.9
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-57752	11809	-10424
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	0	0	0
Momento flector (N.m/m)	-18.732	105.39	21.558

Figura 24 Resultados del análisis de soldadura

Fuente: Autores, 2016. Imagen obtenida de Solidworks

Conector de soldar por aristas-10			
Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de soldadura (mm.)	0.044901	0.71105	0.10545
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.03175	0.50279	0.074565
Fuerza conjunta normal (N/m)	-12831	35708	1325
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-5023.2	19583	966.67
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	0	0	0
Momento flector (N.m/m)	-3.2751	4.6128	0.14989

Conector de soldar por aristas-9			
Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de soldadura (mm.)	0.12685	1.5107	0.85134
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.089695	1.0683	0.60199
Fuerza conjunta normal (N/m)	-7141.2	1.1783E+005	20800
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-1831.2	9096.4	4985.4
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	0	0	0
Momento flector (N.m/m)	0.060941	9.7297	5.7372

Figura 25. Resultados del análisis de soldadura, cordones 9 y 10

Fuente: Autores, 2016. Imagen obtenida de Solidworks

### 3.1.3 ESTRUCTURA CAJA TAMIZ

Al igual que en las simulaciones realizadas a la estructura soporte, en la estructura de la caja tamiz se obtuvo un esfuerzo máximo de 32,3 MPa como se evidencia en la Figura 26 que no supera el límite elástico del acero ASTM A36. La estructura presentó una deflexión de 0,29 mm como se observa en la Figura 27 que no afecta la geometría de la caja.

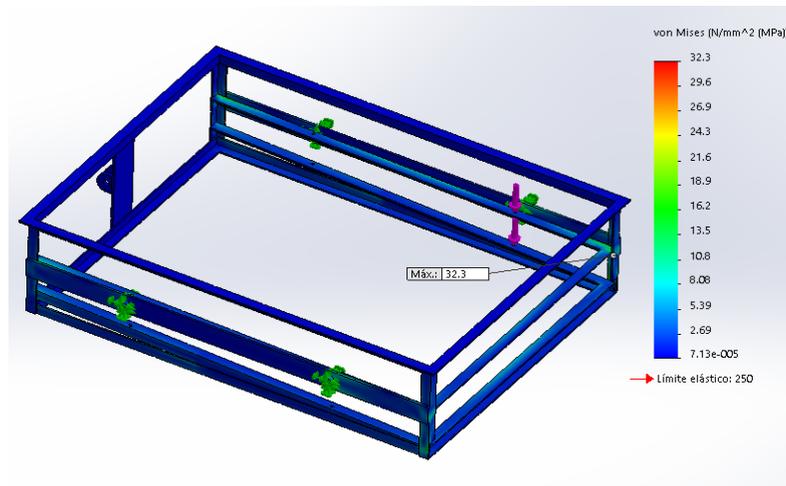


Figura 26. Resultado de la simulación de análisis estático de carga a estructura de caja tamiz con perfiles de 19,05 mm con 3,175 mm de espesor

Fuente: Autores, (2016). Imagen obtenida de Solidworks

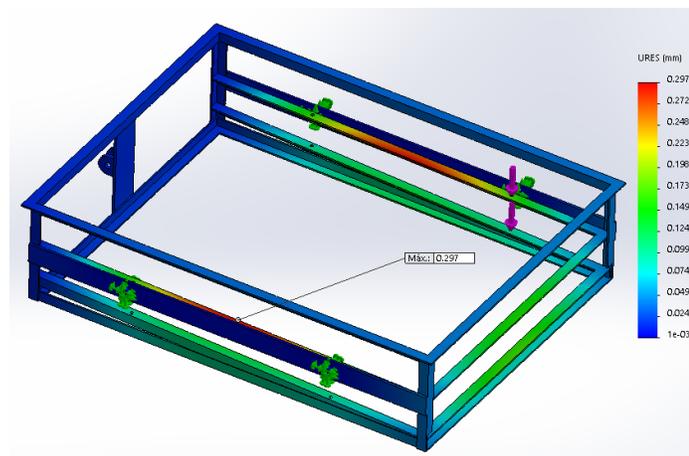


Figura 27. Deflexiones en estructura de caja tamiz con perfiles de 19,05 mm con 3,175 mm de espesor

Fuente: Autores, 2016. Imagen obtenida de Solidworks

De igual forma se seleccionó una lámina de acero calibre 26 que permitió recubrir los espacios entre los perfiles para impedir la salida de arena durante el movimiento.

Según recomendaciones de la literatura se determinó que las mallas tamiz tendrán un ángulo de inclinación que permitirá dirigir la arena hacia las tolvas de descargue. Se determinó que los tamices superior e inferior tendrán un ángulo de inclinación respecto a la horizontal de 1° y 2° respectivamente debido a las condiciones de operación (Rotich et al. 2015). Para la malla tamiz superior se determinó un ángulo de inclinación bajo para permitir que la máquina separe los diferentes tamaños de arena antes de que ésta sea conducida por la tolva de descargue y exista desperdicio de material sin tamizar. Para la malla tamiz inferior el ángulo de inclinación que se determinó fue mayor que el primero debido a que en esta etapa la arena se esparce homogéneamente en todo el tamiz lo que aumenta la velocidad de separación en este.

### **3.1.3.1 Análisis de Soldadura de la Caja Tamiz**

Se realizaron cálculos de los cordones utilizando la misma metodología empleada en la estructura soporte. Se tiene que la soldadura estará sometida a cargas de flexión para este caso se considera que la masa de 40 kg se distribuirá en las cuatro esquinas para ser conservativos y simplicidad de los cálculos, de la tabla 9-2 caso 2 del libro Budynas y Nisbett (2012) y empleando las ecuaciones (28), (29) y (30):

$$A = 1,414 \left( \frac{1}{8} \text{ in} \right) (0,75 \text{ in})$$

$$A = 0,13 \text{ in}^2$$

$$I_u = \frac{(0,75 \text{ in})^3}{6}$$

$$I_u = 0,07 \text{ in}^3$$

$$I = 0,707 \left( \frac{1}{8} \text{ in} \right) (0,07 \text{ in}^3)$$

$$I = 0,006 \text{ in}^4$$

El esfuerzo cortante primario en el cordón de soldadura está dado por la ecuación (31):

$$\tau' = \frac{V}{A}$$

$$\tau' = \frac{23 \text{ lb}}{0,13 \text{ in}^2}$$

$$\tau' = 176,9 \text{ psi}$$

El esfuerzo cortante nominal en la garganta se calcula mediante la ecuación (32)

$$\tau'' = \frac{Mc}{I}$$

$$\tau'' = \frac{23 \text{ lb} * 15,74 \text{ in} \left( \frac{1}{16} \text{ in} \right)}{0,006 \text{ in}^4}$$

$$\tau'' = 3771,04 \text{ psi}$$

Entonces el esfuerzo máximo al que está sometido la soldadura está definido por la ecuación (33).

$$\tau_{max} = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{176,9 \text{ psi}^2 + 3771,04 \text{ psi}^2}$$

$$\tau_{max} = 3775,18 \text{ psi}$$

De la tabla 9-4 el esfuerzo permisible para el material de aporte del código AISC y sometido a carga de flexión se obtiene mediante la ecuación (34).

$$\tau_{per} = 0,60S_y$$

$$\tau_{per} = 0,60(50ksi)$$

$$\tau_{per} = 30 ksi$$

Comparando el esfuerzo que soportara la soldadura con el esfuerzo permisible se puede concluir que esta no fallara.

$$\tau_{per} = 30 ksi \gg \tau_{max} = 3,77 ksi$$

Además, se realizaron los análisis de soldadura empleando el software SOLIDWORKS 2016 a cuatro cordones en la estructura de la caja tamiz. Los cordones se realizaron empleando electrodo E6011 con 1/8 pulgada de garganta. La

Figura 28, Figura 29 y Figura 30 muestran el tamaño de garganta optimo y los esfuerzos a los que están sometidos los cordones en la estructura soporte, se puede observar que los tamaños de soldadura mínimo para que la soldadura no falle es menor al tamaño del cordón usado.

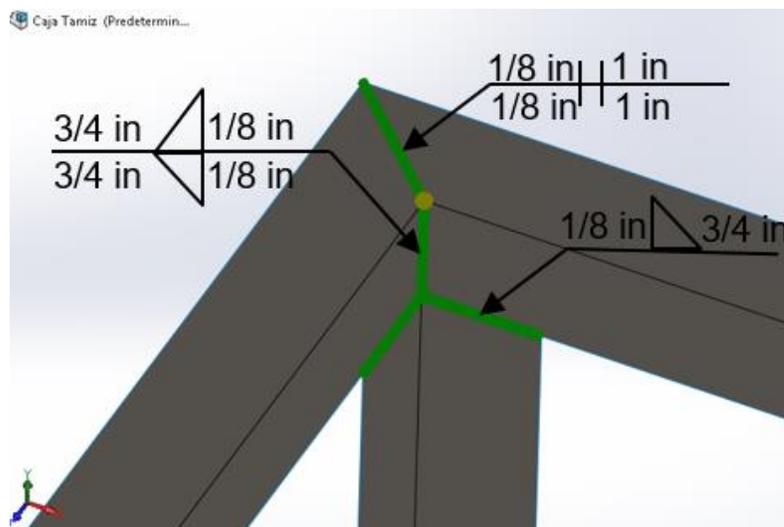


Figura 28. Esquema cordones de soldadura caja tamiz  
Fuente: Autores, 2016. Imagen obtenida de Solidworks

Conector de soldar por aristas-1			
Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de soldadura (mm.)	0.2617	0.62299	0.44861
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.2617	0.62299	0.44861
Fuerza conjunta normal (N/m)	-14204	13854	-1717
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-5768	957.77	-2885
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	0	0	0
Momento flector (N.m/m)	-7.3918	2.3567	-3.4317

Conector de soldar por aristas-2			
Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de soldadura (mm.)	0.96777	1.698	1.1544
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.96777	1.698	1.1544
Fuerza conjunta normal (N/m)	-9600.9	13547	312.18
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-3407.3	7098	262.18
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	0	0	0
Momento flector (N.m/m)	-61.739	27.556	-2.3533

Figura 29. Resultados del análisis de soldadura estructura caja tamiz, cordones 1 y 2

Fuente: Autores, 2016. Imagen obtenida de Solidworks

Conector de soldar por aristas-4			
Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de soldadura (mm.)	0.13557	0.44148	0.331
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.13557	0.44148	0.331
Fuerza conjunta normal (N/m)	-12106	12885	-1258
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-4345.1	3667.5	-1431.4
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	0	0	0
Momento flector (N.m/m)	-3.5323	-0.39268	-2.3148

Conector de soldar por aristas-5			
Tipo	Mín.	Máx.	Media
Tamaño de soldadura (mm.)	0.94324	1.6564	1.1296
Tamaño de garganta de soldadura (mm.)	0.94324	1.6564	1.1296
Fuerza conjunta normal (N/m)	-7429.5	11320	531.64
Fuerza del eje de corte-soldadura (N/m)	-2612.4	6552.4	552.23
Fuerza normal de corte-superficie (N/m)	0	0	0
Momento flector (N.m/m)	-59.276	26.718	-2.1389

Figura 30. Resultados del análisis de soldadura estructura caja tamiz, cordones 4 y 5

Fuente: Autores, 2016. Imagen obtenida de Solidworks

### 3.1.4 EJE PRINCIPAL

En el eje principal, van montados elementos entre ellos una polea y una manivela. El eje se soporta en dos cojinetes, ver Figura 31

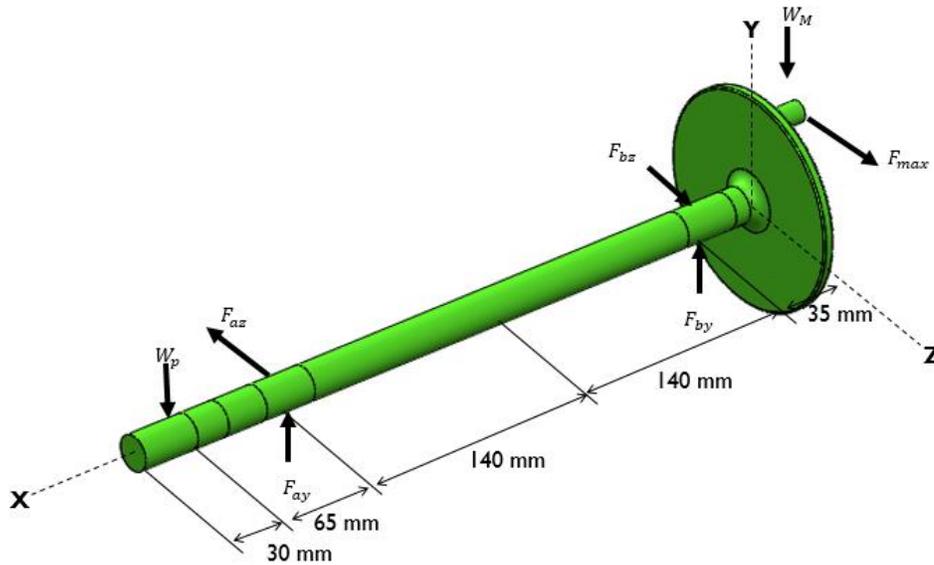


Figura 32. Estos elementos ejercen sobre el eje una serie de cargas, con base en esto se calculan los esfuerzos a los cuales estará sometido el eje y se dimensiona.

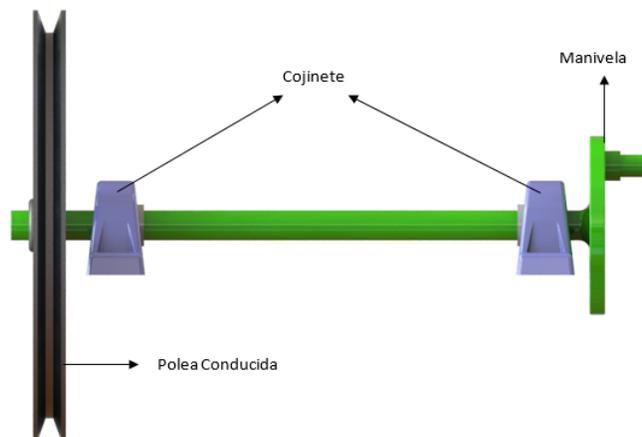


Figura 31. Elementos montados en el eje.

Fuente: Autores, (2016). Imagen obtenida de Solidworks

Se analizan los planos en los cuales actúan las cargas y se realizan los diagramas de momento flector y cortante. El eje tiene una longitud de 410 mm de acuerdo a las dimensiones de los componentes que se ubican en él y el ancho de la caja tamiz.

En el plano XY las cargas que actúan son:

$$W_p = 50 \text{ N}$$

$$W_M = = 345 \text{ N}$$

El peso de eje es 13,73 N

Donde

$W_p$  = Carga producida por la tensión en la correa (30 N) y peso de la polea (20 N)

$W_M$  = Carga producida por el peso de la manivela [4,8 N] y Fuerza máxima en la Biela [340,13N]

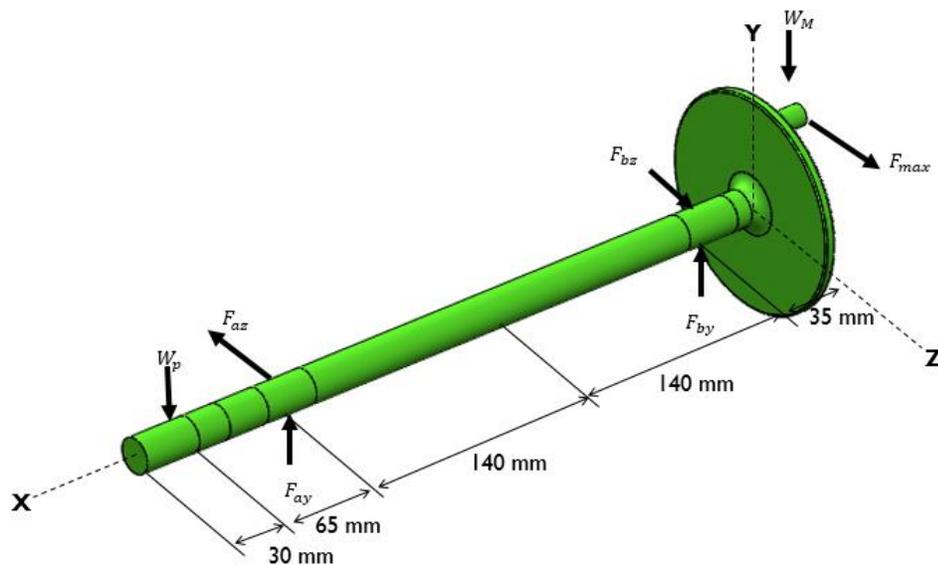


Figura 32. Esquema del eje principal y sus componentes

Fuente: Autores, (2016). Imagen obtenida de Solidworks

Usando el Software **MDSolids versión de prueba** se calculan las reacciones en los apoyos y se obtienen las gráficas de los momentos cortantes y flectores como se muestra en la Figura 33

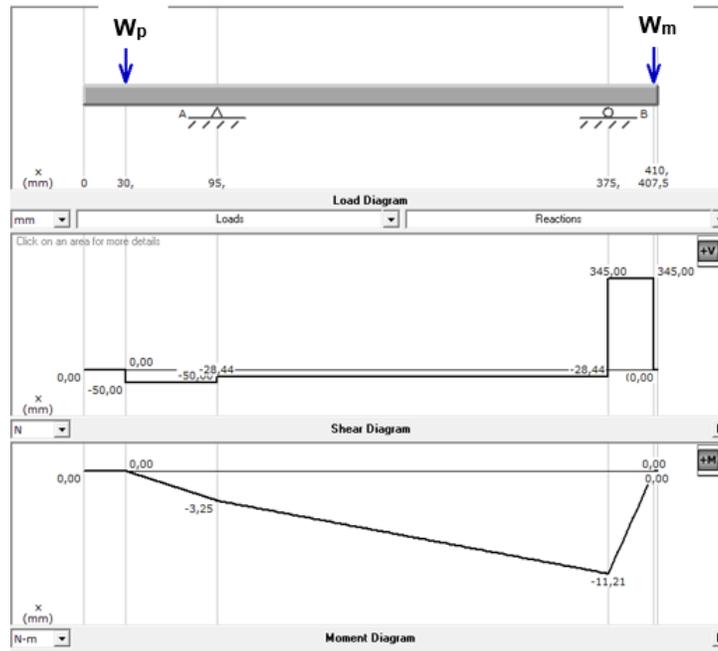


Figura 33. Diagramas de fuerza cortante y momento flector plano xy.

Fuente: Autores, (2016). Imagen obtenida de MDSolids versión de prueba.

**En el plano XZ las cargas que actúan son:**

$$W_M = 340,13 \text{ N}$$

Donde

$$W_M = \text{Carga producida por fuerza máxima en la Biela [340,13N]}$$

Usando el Software **MDSolids versión de prueba** se calculan las reacciones en los apoyos y se obtienen las gráficas de los momentos cortantes y flectores como se muestra en la Figura 34.

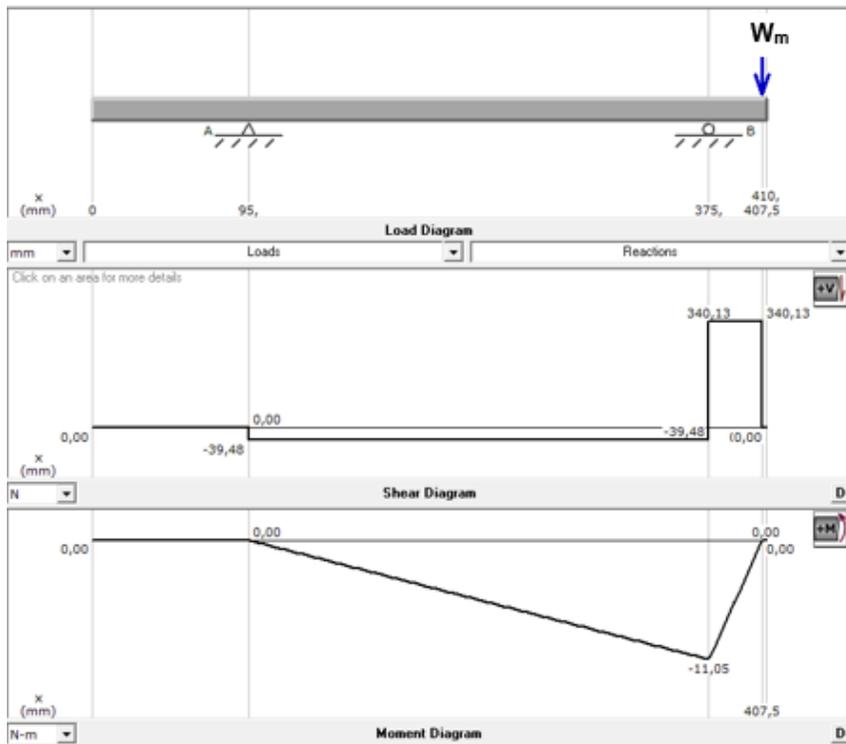


Figura 34. Diagramas de fuerza cortante y momento flector plano xz.

*Fuente: Autores, (2016). Imagen obtenida de MDSolids versión 3.5*

Las reacciones correspondientes a cada soporte se obtuvieron de MDSolids y se muestran en Tabla 6.

Tabla 6. Características principales del motorreductor seleccionado

Reacción	Valor
$F_{az}$	- 39,48 N
$F_{ay}$	29,90 N
$F_{bz}$	379,61 N
$F_{by}$	378,83 N

En la Figura 33 y Figura 34 en los diagramas de momento flector podemos ver que el momento máximo se encuentra en el cojinete B, combinando los planos ortogonales como vectores para obtener momentos totales en el punto B tenemos

$$M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \quad (35)$$

Donde

$M$  = Momento flector máximo en el cojinete B [Nm]

$M_{xy}$  = Momento máximo en el cojinete B, plano xy [Nm]

$M_{xz}$  = Momento máximo en el cojinete B, plano xz [Nm]

$$M = \sqrt{(11,21 \text{ Nm})^2 + (11,05 \text{ Nm})^2}$$

$$M = 15,74 \text{ Nm}$$

Tenemos que el motor seleccionado es de 1 HP suministra un torque de 54,23 Nm a 130 rpm y la biela ofrece un torque de oposición al eje de 13,60 Nm

Realizamos sumatoria de torques sobre el eje,

$$\sum T_X = T_{MOTOR} - T_{Biela} \quad (36)$$

$$\sum T_X = 54,23 \text{ Nm} - 13,60 \text{ Nm}$$

$$\sum T_X = 40,63 \text{ Nm}$$

Por tanto, el eje principal está sometido a un momento flector alternante y un torque medio

$$M_a = 15,74 \text{ Nm}$$

$$\sum T_X = 40,63 \text{ Nm}$$

Con estos valores procedemos a calcular el diámetro del eje de referencia mediante el esfuerzo máximo de Von Mises comparado con la resistencia a la fluencia.(37)

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi S_y} \left[ 4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (37)$$

El eje se fabricará en Acero AISI 1020HR con las siguientes propiedades

$$S_{ut} = 380 \text{ MPa}, S_y = 205 \text{ MPa} \text{ (MatWeb, Material Property Data)}$$

El proceso de análisis del esfuerzo de la fatiga depende en gran medida de las concentraciones del esfuerzo. En el caso de los hombros y los cuñeros, las concentraciones del esfuerzo dependen de las especificaciones de tamaño que no se conocen. Pero casi siempre estos elementos tienen proporciones estándar, es posible estimar los factores de concentración del esfuerzo para el diseño inicial del eje. suponiendo una relación

típica de  $r/d = 0,02$ . Esto da  $k_t = 2,14$  para la flexión y  $k_{ts} = 3$  para la torsión, si se considera que la cuña está en su lugar. (Budynas & Nisbett, 2012)

De las figuras 6-20 y 6-21 de Budynas y Nisbett (2012) se estiman valores de  $q = 0,45$  y

$$q_{cortante} = 0,5$$

Se calculan los factores de sensibilidad a la muesca

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (9)$$

$$k_{fs} = 1 + q_{cortante}(k_{ts} - 1) \quad (10)$$

Donde

$k_f$  = Factor de concentración del esfuerzo por fatiga

$k_{fs}$  = Factor de concentración del esfuerzo por fatiga

$q$  = Sensibilidad a la muesca de elementos sometidos a cargas axiales y flexión

$q_{cortante}$  = Sensibilidad a la muesca de elementos sometidos a torsión

$k_t$  = Factor de concentración del esfuerzo de elementos sometidos a cargas de flexión

$k_{ts}$  = Factor de concentración del esfuerzo de elementos sometidos a cargas de torsión

$$k_f = 1 + 0,45(2,14 - 1)$$

$$k_f = 1,53$$

$$k_{fs} = 1 + 0,5(3 - 1)$$

$$k_{fs} = 2$$

Remplazando los valores en la ecuación (37).

$$d = \left\{ \frac{16 * 1}{\pi * 205MPa} [4(1,53 * 15,74 Nm)^2 + 3(2 * 40,63 Nm)^2]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 14,60 mm$$

Con este diámetro de referencia se procede a calcular un diámetro corregido bajo el

criterio de Soderberg con relaciones  $\frac{D}{d} = 1,5$  y  $\frac{r}{d} = 0,02$  por tanto:

$$D = 21,9 mm$$

$$r = 0,292 mm$$

Con las relaciones anteriores y la figura A-15-8 de libro Budynas y Nisbett (2012), se tiene que  $k_{ts} = 2,1$  ; posteriormente hallamos  $k_t = 2,65$  de la figura A-15-9 del mismo texto y de las figuras 6-21 y 6-22 obtenemos  $q = 0,81$  y  $q_{cortante} = 0,85$

Mediante la ecuación (9) y ecuación (10) se calcula los factores de concentración de esfuerzos.

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

$$k_f = 1 + 0,81(2,65 - 1)$$

$$k_f = 2,33$$

$$k_{fs} = 1 + q(k_{ts} - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + 0,85(2,1 - 1)$$

$$k_{fs} = 1,93$$

Se calcula el límite de resistencia a la fatiga mediante la ecuación (11)

$$Se' = 0.5S_{ut}$$

Para  $S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa}$  debido a que nuestro material posee un esfuerzo ultimo de  $380 \text{ MPa}$

$$Se' = 0.5(380 \text{ MPa})$$

$$Se' = 190 \text{ MPa}$$

Se procedió a corregir este valor con los factores de Marín. (Budynas & Nisbett, 2012)

Para el factor  $k_a$  nos dirigimos a la tabla 6-2 del libro de Budynas y Nisbett (2012). Para un acabado con superficie maquinada.

$$k_a = 4,51(S_{ut})^{-0.265}$$

$$k_a = 4,51(380 \text{ MPa})^{-0.265}$$

$$k_a = 0.93$$

El factor de tamaño  $k_b$

$$k_b = \frac{d^{-0,107}}{7,62}$$

Donde:

$d$  = Diámetro de Referencia

De (6-20, Shigley) para  $2,79 \text{ mm} \leq d \leq 51 \text{ mm}$

$$k_b = 0.93$$

Ahora hallamos el límite de resistencia a la fatiga con la ecuación (12)

$$S_e = S_e' k_a k_b$$

Donde:

$S_e$  = Límite de resistencia a la fatiga

$$s_e = (190 \text{ MPa})(0,93)(0.93)$$

$$s_e = 164,33 \text{ MPa}$$

Debido que se trata de un eje giratorio sometido a torque medio y momento alternante  $T_a$

y  $M_m$  son iguales a cero, por tanto, la ecuación (13) queda de la siguiente forma

$$d = \left\{ \frac{16(1)}{\pi} \left[ \frac{1}{164,33 \text{ MPa}} * [4(2,33 * 15,74 \text{ Nm})^2]^{1/2} + \frac{1}{205 \text{ MPa}} [3(1,93 * 40,63 \text{ Nm})^2]^{1/2} \right] \right\}^{1/3}$$

$$d = 17,05 \text{ mm}$$

El diámetro calculado es el diámetro mínimo al cual debe tener el eje para soportar los esfuerzos con un cuñero con los factores concentradores estimados.

La Figura 35 muestra un esquema del eje principal.

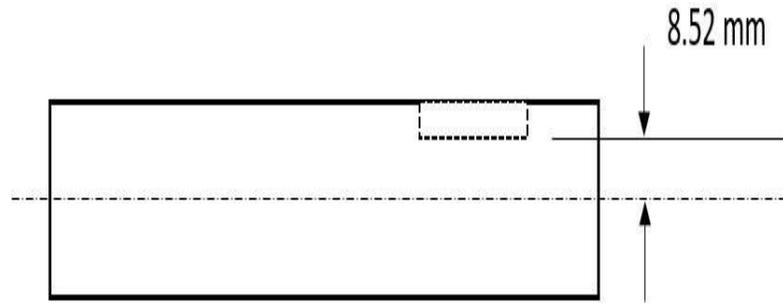


Figura 35. Esquema del eje principal

Fuente: Autores, 2016. Imagen obtenida de Solidworks

Comercialmente se obtuvo un eje de acero AISI 1020HR con diámetro mayor al calculado de  $D = 19,05 \text{ mm}$  con una longitud de 410 mm.

### Calculo de la Velocidad crítica en el eje principal.

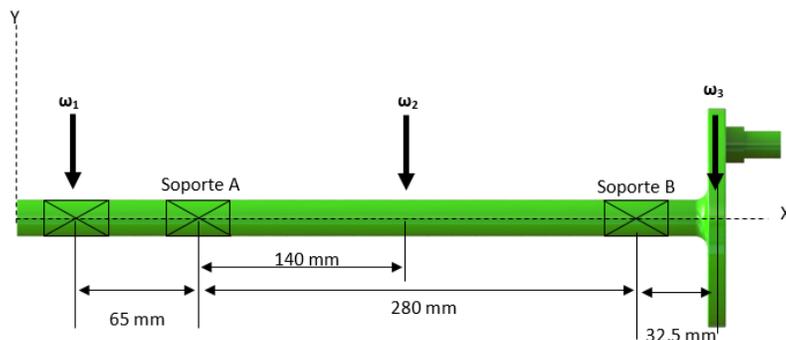


Figura 36. Esquema del eje principal con cargas para cálculo de la velocidad crítica.

Fuente: Autores, 2016.

Se procede a calcular la velocidad crítica del eje mostrado en la Figura 36 , mediante la ecuación (38).

$$\omega = \sqrt{\frac{g \sum w_i y_i}{\sum w_i y_i^2}} \quad (38)$$

Donde

$\omega$  = Velocidad crítica del eje [rad/s]

$g$  = Aceleración de la gravedad [m/s<sup>2</sup>]

$w_i$  = Carga de flexión en la ubicación i [N]

$y_i$  = Deflexión en la ubicación i [m]

Las deflexiones en las ubicaciones i se calculan utilizando el método de superposición, La superposición resuelve el efecto de cargas combinadas sobre una estructura mediante la determinación de los efectos de cada carga por separado y sumando algebraicamente los resultados. Se utilizan los modelos expuestos en las tablas A-9 de Budynas y se analizan las deflexiones en los tres puntos donde actúan las cargas  $\omega_1 = 50 \text{ N}$  ,  $\omega_2 = 13,73 \text{ N}$  ,  $\omega_3 = 345 \text{ N}$

Se analizan las deflexiones producidas por la carga  $\omega_1$  en las ubicaciones 1 y 2 teniendo en cuenta la sección del eje mostrada en la Figura 37 y la ecuación (39) y (40)

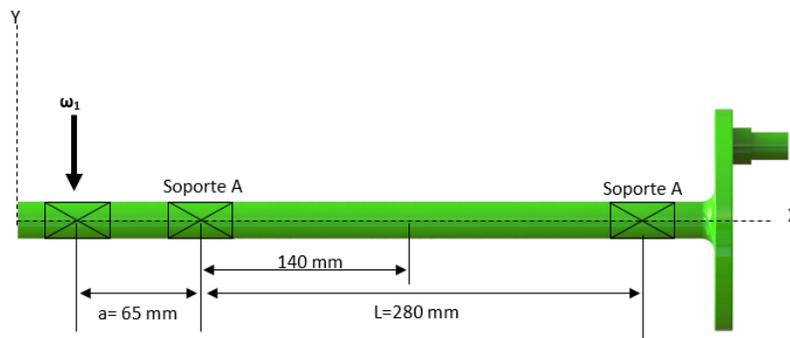


Figura 37. Diagrama de cuerpo libre, carga  $\omega_1$   
Fuente: Autores, 2016.

$$y_{1w1} = -\frac{\omega_1 a^2}{3EI} (l + a) \quad (39)$$

$$y_{1w1} = -\frac{(50 \text{ N})(65 \text{ mm})^2}{3(1202,43 \text{ GPa m}^4)} (280 \text{ mm} + 65 \text{ mm})$$

$$y_{1w1} = -2,0203 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Donde

$EI$  = Producto momento de inercia-módulo de elasticidad [ 1202,43 GPa m<sup>4</sup>]

$$y_{2w1} = \frac{\omega_1 a}{12EI} (l^2 + l/2^2) \quad (40)$$

$$y_{2w1} = \frac{(50 \text{ N})(65 \text{ mm})}{12(1202,43 \text{ GPa m}^4)} ((280 \text{ mm})^2 + (140 \text{ mm})^2)$$

$$y_{2w1} = 1,3244 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Se analiza la deflexión producida por la carga  $\omega_2$  en las ubicación 2 teniendo en cuenta la sección del eje mostrada en la Figura 38 y la ecuación (41).

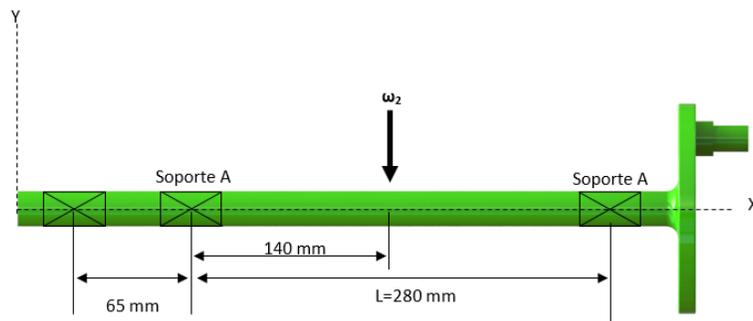


Figura 38. Diagrama de cuerpo libre, carga  $\omega_2$

Fuente: Autores, 2016.

$$y_{2w2} = -\frac{\omega_2 l^3}{48EI} \quad (41)$$

$$y_{2w2} = -\frac{(13,73 \text{ N})(280 \text{ mm})^3}{48(1202,43 \text{ GPa m}^4)}$$

$$y_{2w2} = -5,2220 \times 10^{-6} \text{ m}$$

Se analizan las deflexiones producidas por la carga  $\omega_3$  en las ubicaciones 2 y 3 teniendo en cuenta la sección del eje mostrada en la Figura 39 y las ecuaciones (42) y (43).

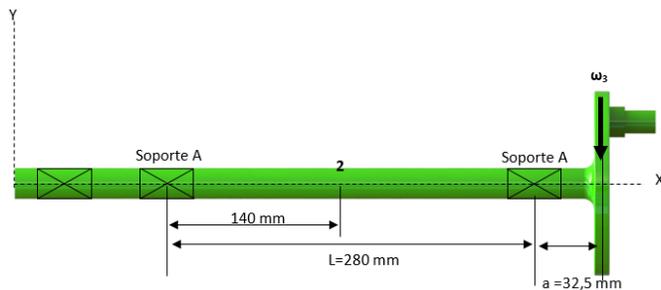


Figura 39. Diagrama de cuerpo libre, carga  $\omega_3$   
Fuente: Autores, 2016.

$$y_{2w3} = \frac{\omega_3 a l}{12EI} (l^2 + l/2^2) \quad (42)$$

$$y_{2w3} = \frac{(345 \text{ N})(32,5 \text{ mm})(280 \text{ mm})}{12(1202,43 \text{ GPa m}^4)} ((280 \text{ mm})^2 + (140 \text{ mm})^2)$$

$$y_{2w3} = 4,5691 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$y_{3w3} = -\frac{\omega_3 a^2}{3EI} (l + a) \quad (43)$$

$$y_{3w3} = -\frac{(345 \text{ N})(32,5 \text{ mm})^2}{3(1202,43 \text{ GPa m}^4)} (280 \text{ mm} + 32,5 \text{ mm})$$

$$y_{3w3} = -3,1568 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Sumando algebraicamente las deflexiones en los puntos analizados se obtiene

$$y_1 = y_{1w1} = -2,0203 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$y_2 = y_{2w1} + y_{2w2} + y_{2w3} \quad (44)$$

$$y_2 = 1,3244 \times 10^{-5} \text{ m} - 5,2220 \times 10^{-6} \text{ m} + 4,5691 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$y_2 = 5,3713 \times 10^{-5} \text{ m}$$

$$y_3 = y_{3w3} = -3,1568 \times 10^{-5} \text{ m}$$

Remplazando los valores absolutos de las deflexiones en la ecuación (38).

$$\omega = \sqrt{\frac{(9,81 \text{ m/s}^2)(7,3747 \times 10^{-4} \text{ Nm})}{(3,9612 \times 10^{-8} \text{ Nm}^2)}}$$

$$\omega = 427,35 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \approx 4080,89 \text{ RPM}$$

Esta velocidad crítica se encuentra por encima de la velocidad de operación del eje principal de 130 RPM, por tanto, el eje no sufrirá bajo este criterio de vibraciones que perjudique su funcionamiento.

### 3.1.5 EJE SECUNDARIO

El eje secundario tiene una longitud de 35 mm, que se estableció a partir del diseño y su diámetro se calculó despejando el radio de la ecuación (15)

$$\sigma = \frac{Mr}{I}$$

$$\sigma = \frac{(612 \text{ N})(0,025 \text{ m})r}{\frac{\pi r^4}{4}}$$

Se comparó este esfuerzo con la resistencia a la fluencia del acero

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad (45)$$

Despejando  $\sigma$

$$\sigma = \frac{S_y}{n}$$

Igualando las ecuaciones (15) y (45)

$$\frac{19,48}{r^3} = \frac{S_y}{n}$$

Despejando  $r$

$$r = \sqrt[3]{\frac{19,48(1,3)}{210 \text{ MPa}}}$$

$$r = 4,47 \text{ mm}$$

$$d \approx 9 \text{ mm}$$

Con base en el diámetro calculado se seleccionó una rueda con recubrimiento de nylon con eje de 11 mm de diámetro y un cambio de sección de 14 mm.

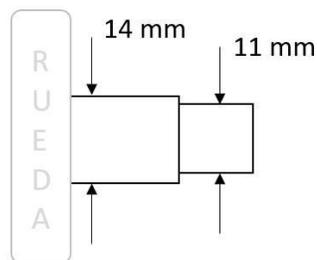


Figura 40. Eje secundario y rueda  
Fuente: Autores, 2016. Imagen obtenida de Solidworks

### 3.1.6 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y CONVERSIÓN DE MOVIMIENTO

Según el manual de transmisión de potencia de poleas en V de Intermecc, las características que se tienen en cuenta el diseño del sistema se muestran en la Tabla 7 (Intermecc sf)

Tabla 7. Parámetros para el diseño del sistema polea correa

Ítem	Valor
Tipo de unidad motriz	Motor Eléctrico 1 HP
Revoluciones de la unidad motriz-Polea conductora	523 RPM
Revoluciones requeridas en la máquina-Polea conducida	130 RPM
Diámetro de los ejes y cuñas	Eje Motor:20 mm Cuña:6mm Eje Polea conducida:19,05 mm Cuña:6,35 mm
Distancia entre centros de los ejes	483 mm
Tipo de máquina	Tamizadora reciprocante
Tipo de servicio (Según horas de Trabajo <12 h)	Intermitente

Fuente: Autores, 2016

Se determina la potencia de diseño usando la ecuación (46)

$$Potencia\ de\ diseño = H_{motor} * FS \quad (46)$$

De la Figura 41 el factor de servicio es 1,2 para cribas vibratorias/giratorias/generadores

$$Potencia\ de\ diseño = 1\ HP * 1,2$$

$$Potencia\ de\ diseño = 1,2\ HP$$

Donde

$$H_{motor} = Potencia\ nominal\ del\ motor\ [HP]$$

FS = Factor de servicio[adimensional]

Se selecciona la banda tipo A de acuerdo a la Figura 43 para la potencia de diseño calculada y las revoluciones de la polea conducida.

Se calcula la relación de transmisión usando la ecuación (47)

$$n = \frac{RPM \text{ del Motor}}{RPM \text{ requeridas por la maquina}} \quad (47)$$

$$n = \frac{523 \text{ RPM}}{130 \text{ RPM}}$$

$$n = 4,02$$

TIPOS DE MÁQUINAS O EQUIPOS	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Agitadores para líquidos Sopladores y aspiradoras Transportadores de trabajo ligero Ventiladores de hasta 10 caballos de fuerza	1.1	1.2	1.3
Transportadores de banda para arena, grano, etc Bombas rotativas de desplazamiento positivo Máquinas herramientas Maquinaria de lavandería Mezcladores de masa Ejes de línea Generadores Maquinaria de imprenta Taladros-prensas-cortadores Cribas giratorias y vibratorias Ventiladores de mas de 10 caballos de fuerza	1.2	1.3	1.4

Figura 41. Factores de servicio para diferentes tipos de máquinas

Fuente: (Intermec sf)

De la Figura 42 se seleccionó un diámetro que fuera mayor a los expuestos, para la polea conductora estableciendo un valor de 88,9 mm teniendo en cuenta la velocidad del eje motriz de 523 RPM y la potencia de este 1 HP.

Diámetros mínimos en mm				
Caballos de fuerza (HP)	RPM de Motor			
	900	1200	1800	3600
0,50	65	-	-	-
0,75	65	65	-	-
1,00	65	65	60	-
1,50	75	65	65	60
2,00	75	65	65	65
3,00	75	75	65	65
5,00	100	75	75	65
7,50	115	100	75	75
10,00	115	115	100	75

Figura 42. Diámetros mínimos para poleas conductoras

Fuente: (Intermec sf)

De la tabla de capacidades de transmisión de potencia por canal del manual de Intermec para 523 RPM y una polea conductora de 88,9 mm usando una banda en V tipo A logra transmitir 0,9 HP en cada banda, lo cual es suficiente para los requerimientos de la máquina 0,6 HP.

La polea conducida se calcula multiplicando la relación de transmisión por el diámetro externo de la polea conductora con lo cual se obtiene un diámetro aproximado de 355,6 mm.

La longitud de la correa se calcula usando la ecuación (48)

$$L_p = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D + d)^2}{4C} \quad (48)$$

$$L_p = 2(483 \text{ mm}) + 1,57(355,6 + 88,9 \text{ mm}) + \frac{(355,6 + 88,9 \text{ mm})^2}{4(483 \text{ mm})}$$

$$L_p = 1766,13 \text{ mm} \approx 69,5 \text{ in}$$

Donde

$L_p$  = Longitud de la correa [mm]

$D$  = Diametro de la polea mayor [mm]

$d$  = Diámetro de la polea menor [mm]

$C$  = Distancia entre centros de los ejes [mm]

Según la nomenclatura en las correas, para una correa tipo A, su dimensión comercial corresponde a  $L_p$  menos 2 unidades inglesas(in), por tanto, la correa tendrá un diámetro de 67 pulgadas. Se seleccionó una correa con referencia DRB DONGIL SUPER STAR tipo A 66.

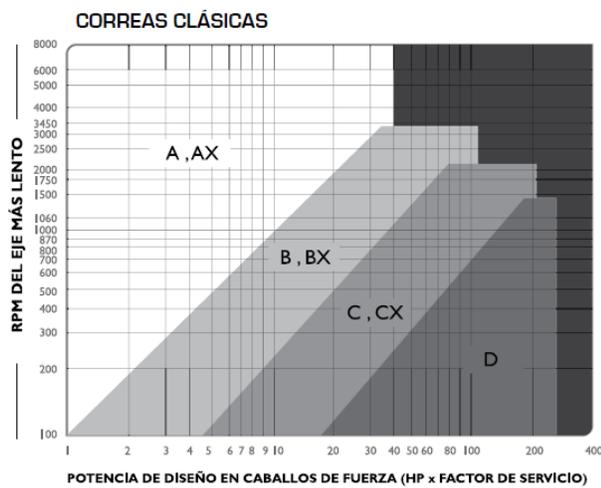


Figura 43. Grafico para la selección de correas

Fuente: Fuente: (Intermec sf)

Se diseñó una guarda para poleas como se muestra en la Figura 44 para cubrir el sistema de transmisión de potencia e impedir de ingreso de materiales extraños y prevenir accidentes. Las dimensiones de la guarda se muestran en el anexo A5.



Figura 44. Esquema de la guarda de las poleas.

Fuente: Autores, 2016. Imagen obtenida de Solidworks

### 3.1.7 DISEÑO DE LA CUÑA DEL EJE PRINCIPAL

Para el diseño de la cuña en cuanto a las dimensiones de la sección transversal se tuvo en cuenta el diámetro del eje principal 19,05 mm y las recomendaciones de la tabla 7-6 de libro de Budynas y Nisbett (2012) donde ejes con diámetro entre 14,287 mm y 22,225 mm recomiendan cuñas cuadradas de 4,762 mm hasta 6,35 mm y profundidades de cuñero hasta 3,175 mm, comercialmente se seleccionó una cuña cuadrada de 6,35 mm

La longitud de la cuña se estimó teniendo en cuenta el material del eje acero AISI 1020HR con  $S_y = 205$  MPa (MatWeb, Material Property Data) y sometido a 130 RPM y torque de 40,63 N m, la fuerza F en la superficie del eje está dada por la ecuación (49)

$$F = \frac{T}{r} \quad (49)$$

$$F = \frac{40,63 \text{ N m}}{19,05 \text{ mm}/2}$$

$$F = 4265,6 \text{ N}$$

Mediante la teoría de energía de distorsión, la resistencia al esfuerzo cortante está dada por la ecuación (50)

$$s_{sy} = 0,577S_y \quad (50)$$

$$s_{sy} = 0,577(205 \text{ MPa})$$

$$s_{sy} = 118,28 \text{ MPa}$$

La falla produce un esfuerzo descrito por la ecuación (51) a lo largo del área transversal, reemplazando  $\tau$  por la resistencia al esfuerzo cortante expresado en la ecuación (50) y con un factor de seguridad  $n = 1,2$

$$\frac{s_{sy}}{n} = \frac{F}{tl} \quad (51)$$

$$\frac{118,28 \text{ MPa}}{1,2} = \frac{4265,6 \text{ N}}{0,00635 \text{ m} * l}$$

Por tanto  $l = 6,81 \text{ mm}$ , para resistir el aplastamiento se utiliza la mitad del área de la sección transversal en la ecuación (52).

$$\frac{s_y}{n} = \frac{F}{tl/2} \quad (52)$$

$$\frac{118,28 \text{ MPa}}{1,2} = \frac{4265,6 \text{ N}}{(0,00635 \text{ m} * l)/2}$$

por tanto  $l = 13,63 \text{ mm}$ , comercialmente se seleccionó una cuña cuadrada de 6,35 mm con una longitud de 25,4 mm, el cuñero tendrá una profundidad de 3,175 mm. Se seleccionó un tornillo de fijación de 7,93 mm.

### 3.1.8 DISEÑO DEL SISTEMA BIELA MANIVELA

Para el diseño del sistema de transmisión de movimiento biela manivela basado en el requerimiento de movimiento lineal reciprocante que debe poseer el proceso, se estableció

una longitud de 150 mm basado en las recomendaciones de Botta et al. (2011) donde la longitud de la biela debe ser 3,5 veces el radio de la manivela, una geometría de sección transversal circular, estará sometida a cargas de tensión y compresión oscilantes entre  $F_{Max} = \pm 340,13 N$  La biela se fabricará en Acero AISI 1020HR con las siguientes propiedades  $S_{ut} = 380 MPa$  ,  $S_y = 205 MPa$  (MatWeb, Material Property Data)

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A}$$

$$\sigma_{max} = \frac{612 N}{\pi r^2}$$

Se considera un factor de seguridad de 2 bajo la fluencia debido a que es un elemento de la máquina que está sometido a cambios bruscos en la dirección de las cargas. Se compara el esfuerzo con la resistencia a la fluencia del material.

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

$$2 = \frac{205 MPa}{\frac{340,12 N}{\pi r^2}}$$

Se despeja r

$$r = 1,05 mm$$

Para realizar un análisis por fatiga se calculan los siguientes parámetros

$$Se' = 0.5S_{ut}$$

$$Se' = 0.5(380 MPa)$$

$$Se' = 190 MPa$$

$$k_a = 4,51(S_{ut})^{-0.265}$$

$$k_a = 4,51(380 \text{ MPa})^{-0.265}$$

$$k_a = 0.93$$

$$k_b = 1 \text{ Carga Axial}$$

$$k_c = 0,85 \text{ Carga Axial}$$

$$S_e = S_e' k_a k_b k_c$$

$$s_e = (190 \text{ MPa})(0,93)(1)(0,85)$$

$$s_e = 150,19 \text{ MPa}$$

Como la biela no tiene ninguna muesca o ranura concentradora de esfuerzo  $K_f = 1$

$$\sigma_a = K_f \left| \frac{F_{max} - F_{min}}{2A} \right|$$

$$\sigma_a = (1) \left| \frac{340,13 \text{ N} - (-340,13 \text{ N})}{2\pi r^2} \right|$$

$$\sigma_a = \frac{108,26}{r^2}$$

$$\sigma_m = K_f \frac{F_{max} + F_{min}}{2A}$$

$$\sigma_m = (1) \frac{340,13 \text{ N} + (-340,13 \text{ N})}{2A}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma_a}{s_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\frac{108,26}{r^2}}{150,19 \text{ MPa}} + \frac{0}{380 \text{ MPa}}$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\frac{108,26}{r^2}}{150,19 \text{ MPa}}$$

$$r = \sqrt{\frac{(n_f)108,26}{150,19 \text{ MPa}}}$$

$$r = \sqrt{\frac{(2,5)108,26}{150,19 \text{ MPa}}}$$

$$r = 1,35 \text{ mm}$$

Por tanto, se tendrá una biela con un diámetro mínimo de 2,7 mm, para ser conservativos y evitar pandeo debido a la carga de compresión se seleccionó una barra cilíndrica con diámetro de 12,7 mm como se observa en la Figura 45. La manivela se diseñó utilizando una rueda con diámetro de 120 mm y radio de 40 mm hasta la trayectoria del eje excéntrico, de igual forma se determinó que tendría una geometría circular para facilitar las operaciones de manufactura y por ende minimizar su respectivo costo. La Figura 46 muestra un esquema de la manivela.



Figura 45. Esquema de la biela

Fuente: Autores, (2016). Imagen obtenida de Solidworks

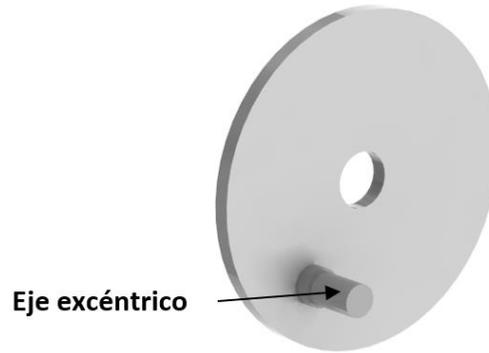


Figura 46. Esquema de la manivela

Fuente: Autores, (2016). Imagen obtenida de Solidworks

El espesor mínimo de la sección cilíndrica de la biela (casquete) se estableció basados en una optimización con 29 iteraciones realizada en el software Solidworks 2016 como se evidencia en la Figura 47, la cual arrojó un espesor mínimo permisible de 0.5 mm; se tuvieron en cuenta las cargas de operación y se mantuvo la resistencia mecánica del material (352 MPa).

Nombre del componente	Unidades	Actual	Inicial	Óptimo	Escenario1	Escenario2
diametro	mm	27	27	24.5	24.2	24.3
Tensión1	N/mm <sup>2</sup> (MPa)	44.812	44.812	325.39	-	423.15
Masa1	g	12.70976	12.70976	10.68633	-	10.53338

Nombre del componente	Unidades	Escenario3	Escenario4	Escenario5	Escenario6	Escenario7
diametro	mm	24.4	24.5	24.6	24.7	24.8
Tensión1	N/mm <sup>2</sup> (MPa)	357.98	325.39	319.99	298.52	291.74
Masa1	g	10.60968	10.68633	10.7633	10.8406	10.91823

Nombre del componente	Unidades	Escenario8	Escenario9	Escenario10	Escenario11	Escenario12
diametro	mm	24.9	25	25.1	25.2	25.3
Tensión1	N/mm <sup>2</sup> (MPa)	264.4	256.78	219.66	206.57	175.54
Masa1	g	10.99619	11.07448	11.15311	11.23206	11.31135

Nombre del componente	Unidades	Escenario13	Escenario14	Escenario15	Escenario16	Escenario17
diametro	mm	25.4	25.5	25.6	25.7	25.8
Tensión1	N/mm <sup>2</sup> (MPa)	167.23	145.83	139.33	119.83	108.93
Masa1	g	11.39096	11.47091	11.55119	11.6318	11.71273

Nombre del componente	Unidades	Escenario18	Escenario19	Escenario20	Escenario21	Escenario22
diametro	mm	25.9	26	26.1	26.2	26.3
Tensión1	N/mm <sup>2</sup> (MPa)	96.276	88.92	80.666	74.84	69.711
Masa1	g	11.794	11.8756	11.95753	12.03979	12.12238

Nombre del componente	Unidades	Escenario23	Escenario24	Escenario25	Escenario26	Escenario27
diametro	mm	26.4	26.5	26.6	26.7	26.8
Tensión1	N/mm <sup>2</sup> (MPa)	64.581	59.96	55.759	54.504	48.725
Masa1	g	12.2053	12.28855	12.37213	12.45604	12.54028

Nombre del componente	Unidades	Escenario28	Escenario29
diametro	mm	26.9	27
Tensión1	N/mm <sup>2</sup> (MPa)	47.831	44.812
Masa1	g	12.62485	12.70976

Figura 47. Resultados de la optimización del espesor del casquete de la biela

Fuente: Autores, (2016). Imagen obtenida de Solidworks

Debido a que la dimensión mínima calculada mediante la optimización corresponde a un esfuerzo máximo cercano al valor de fluencia del material se dimensionó esta sección con un valor de 3 mm.

El espesor mínimo de la manivela se estableció basados en una optimización con 23 iteraciones realizada en el software Solidworks 2016 la cual arrojo un espesor mínimo permisible de 1.9 mm como se evidencia en la Figura 48; se tuvieron en cuenta las cargas de operación y se mantuvo la resistencia mecánica del material (352 MPa).

Nombre del componente	Unidades	Actual	Inicial	Óptimo	Escenario1	Escenario2
espesor	mm	6	6	1.9	1	1.1
Tensión1	N/mm <sup>2</sup> (MPa)	44.801	44.801	328.67	973.96	854.5
Masa1	g	197.4717	197.4717	151.10179	140.92303	142.054

Nombre del componente	Unidades	Escenario3	Escenario4	Escenario5	Escenario6	Escenario7
espesor	mm	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6
Tensión1	N/mm <sup>2</sup> (MPa)	735.24	653.55	576.36	511.61	452.6
Masa1	g	143.18498	144.31595	145.44692	146.5779	147.70887

Nombre del componente	Unidades	Escenario8	Escenario9	Escenario10	Escenario11	Escenario12
espesor	mm	1.7	1.8	1.9	2	2.1
Tensión1	N/mm <sup>2</sup> (MPa)	404.88	365.73	328.67	298.41	271.75
Masa1	g	148.83984	149.97082	151.10179	152.23276	153.36374

Nombre del componente	Unidades	Escenario13	Escenario14	Escenario15	Escenario16	Escenario17
espesor	mm	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6
Tensión1	N/mm <sup>2</sup> (MPa)	248.65	228.51	210.33	188.8	180.22
Masa1	g	154.49471	155.62568	156.75666	157.88763	159.0186

Nombre del componente	Unidades	Escenario18	Escenario19	Escenario20	Escenario21	<L_iter5/>
espesor	mm	2.7	2.8	2.9	3	<SR_iter5/>
Tensión1	N/mm <sup>2</sup> (MPa)	169.92	156.26	146.42	139.73	
Masa1	g	160.14958	161.28055	162.41152	163.5425	

Figura 48. Resultados de la optimización del espesor de la manivela

Fuente: Autores, (2016). Imagen obtenida de Solidworks

Debido a que la dimensión mínima calculada mediante la optimización corresponde a un esfuerzo máximo cercano al valor de fluencia del material se dimensionó esta sección con un valor de 6 mm.

El material del eje excéntrico ubicado en la manivela es acero AISI 1020HR, en la Figura 49 se muestra las cargas a las cuales está sometido el eje y se calcula mediante la ecuación (15)

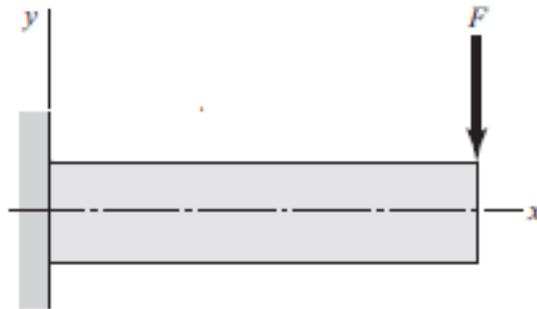


Figura 49. Diagrama de Cuerpo del eje secundario.

Fuente: Autores, 2016.

$$\sigma = \frac{(340,13 \text{ N})(0,025 \text{ m})r}{\frac{\pi r^4}{4}}$$

$$\sigma = \frac{10,82}{r^3}$$

Se compara este esfuerzo con la resistencia a la fluencia del acero ecuación (21)

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

Despejando  $\sigma$

$$\sigma = \frac{S_y}{n}$$

Igualando las ecuaciones

$$\frac{10,82}{r^3} = \frac{S_y}{n}$$

Despejando r

$$r = \sqrt[3]{\frac{10,82(1,3)}{205 \text{ MPa}}}$$

$$r = 4,1 \text{ mm}$$

$$d \approx 8,2 \text{ mm}$$

Se diseñó el eje con diámetro de 12 mm.

El eje que conecta la biela a la caja tamiz se seleccionó un tornillo con tuerca de seguridad con diámetro de 12 mm y 40 mm de longitud, diseñó usando acero AISI 1020 HR,

$$\sigma = \frac{Mr}{I}$$

$$\sigma = \frac{(100 \text{ N})(0,035 \text{ m})r}{\frac{\pi r^4}{4}}$$

$$\sigma = \frac{4,45}{r^3}$$

Se compara este esfuerzo con la resistencia a la fluencia del acero.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

Despejando  $\sigma$

$$\sigma = \frac{S_y}{n}$$

Igualando las ecuaciones

$$\frac{4,45}{r^3} = \frac{S_y}{n}$$

Despejando r

$$r = \sqrt[3]{\frac{4,45n}{S_y}}$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{4,45(1,3)}{205 \text{ MPa}}}$$

$$r = 3,04 \text{ mm}$$

$$d \approx 6 \text{ mm}$$

### Calculo soldadura de la biela

Para el cálculo de la soldadura empleada en la fabricación de la biela de la tabla 9-6 parte b del libro de Budynas y Nisbett (2012) se tiene un tamaño de garganta de 1/8 de pulgada y el cordón estará sometido a cargas de tensión y compresión con una carga  $F$  de 340,13 N m  $\approx$  76,46 lb, el cordón de soldadura tendrá una longitud  $l$  la para una barra circular como se muestra en la Figura 50.

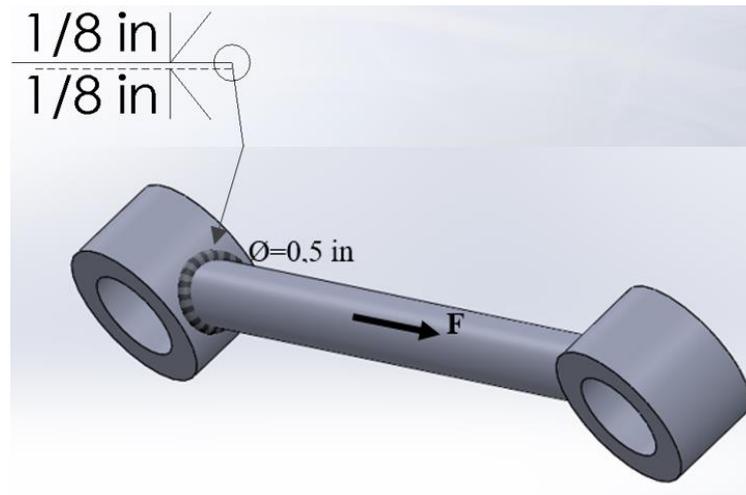


Figura 50. Esquema de la unión de elementos de la biela con soldadura SMAW empleando electrodo E6011

Fuente: Autores, 2016. Imagen obtenida de Solidworks

$$l = \pi D \quad (53)$$

$$l = \pi D$$

$$l = \pi * 0,5 \text{ in}$$

$$l = 1,57 \text{ in}$$

Donde

$D$  = Diametro de la barra a soldar [in]

El esfuerzo al que está sometido la soldadura se calcula usando la ecuación (54):

$$\sigma = \frac{F}{hl} \quad (54)$$

$$\sigma = \frac{76,46 \text{ lb}}{\frac{1}{8} \text{ in} * 1,57 \text{ in}}$$

$$\sigma = 389,60 \text{ psi}$$

Donde:

$\sigma$  = Esfuerzo normal en el cordón de soldadura [psi]

$F$  = Carga de tensión [lb]

$h$  = Garganta de la soldadura [in]

Seleccionando un electrodo E6011 para realizar la soldadura, ya que se sueldan elementos de acero de bajo carbono, y según la tabla 9-4 del libro Budynas y Nisbett (2012), el esfuerzo permisible en la garganta  $\sigma_{perm}$  es:

$$\sigma_{perm} = 0,60S_y \quad (55)$$

$$\sigma_{perm} = 0,60 * 50 \text{ ksi}$$

$$\sigma_{perm} = 30 \text{ ksi}$$

Por lo cual es satisfactoria la selección de este electrodo ya que el esfuerzo soportado por la garganta es mucho menor que el esfuerzo permisible del material de aporte.

La garganta de la soldadura está sometida a una fuerza repetitiva de 76,16 lb, por tanto, se realiza un análisis por fatiga, donde  $F_a = F_m = 38,08 \text{ lb}$

De la ecuación 6-19 y la tabla 6-2 del libro Budynas y Nisbett (2012), se tiene

$$k_a = a(S_{ut})^b$$

$$k_a = 39,9(55,1 \text{ ksi})^{-0.995}$$

$$k_a = 0,738$$

$$k_b = 1$$

$$k_c = 0,59$$

$$S_{se} = k_a k_b k_c S'_{se}$$

$$S_{se} = (0,738)(1)(0,59)$$

$$S_{se} = 23,99 \text{ ksi}$$

$$\tau'_a = \tau'_m = \frac{k_{fs} F_a}{A} \quad (56)$$

De la tabla 9-5 y 9-2, se tiene:  $k_{fs} = 2,7$  y el área de la garganta esta dado por la ecuación (57).

$$A = 1,414\pi hr \quad (57)$$

$$A = 0,13 \text{ in}^2$$

$$\tau'_a = \tau'_m = \frac{(2,7)(38,08 \text{ lb})}{0,13 \text{ in}^2}$$

$$\tau'_a = \tau'_m = 790,89 \text{ psi}$$

Según la ecuación 6-54 del libro Budynas y Nisbett (2012)

$$S_{su} = 0,67S_{ut} \quad (58)$$

$$S_{su} = 0,67(55,1 \text{ ksi})$$

$$S_{su} = 36,91 \text{ ksi}$$

Se calcula el factor de falla por fatiga utilizando el criterio de Soderberg mediante la ecuación (59)

$$n_f = \frac{1}{\frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{su}}} \quad (59)$$

$$n_f = \frac{1}{\frac{0,790 \text{ ksi}}{23,99 \text{ ksi}} + \frac{0,790 \text{ ksi}}{36,91 \text{ ksi}}}$$

$$n_f = 14,02$$

El factor de seguridad de la soldadura contra la fatiga es  $n_f = 14,02$  lo cual es satisfactorio, ya que podrá soportar la carga estipulada en el diseño sin riesgo a fallar por fatiga.

### 3.1.9 SELECCIÓN DE COJINETES

Para la selección de los rodamientos, se considerará una vida deseada de 7000 h, la confiabilidad de diseño será 95% (en cada rodamiento).

La velocidad angular a la cual estará sometido el rodamiento es de 130 RPM

La Figura 51 muestra las reacciones en los soportes del eje principal que se tuvieron en cuenta para el cálculo de la carga dinámica de los cojinetes que soportaran el eje.

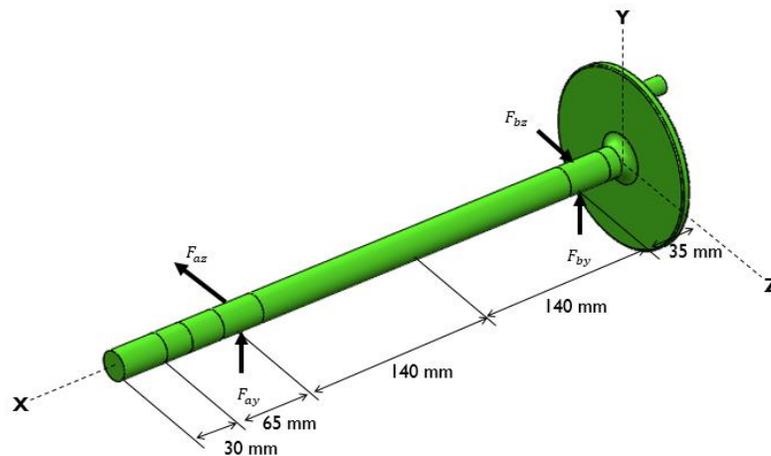


Figura 51. Reacciones en los soportes del eje principal.

Fuente: Autores, (2016).

La fuerza de diseño que actuará en el rodamiento A será la calculada con la ecuación (60):

$$F_{ay} = 29,90 \text{ N}$$

$$F_{az} = - 39,48 \text{ N}$$

$$F_D = \sqrt{(F_{ay})^2 + (F_{az})^2} \quad (60)$$

$$F_D = \sqrt{(29,90 \text{ N})^2 + (39,48 \text{ N})^2}$$

$$F_D = 49,52 \text{ N}$$

La fuerza de diseño que actúa en el rodamiento B será:

$$F_{by} = 378,83 \text{ N}$$

$$F_{bz} = 379,61 \text{ N}$$

$$F_D = \sqrt{(F_{by})^2 + (F_{bz})^2}$$

$$F_D = \sqrt{(378,83 \text{ N})^2 + (379,61 \text{ N})^2}$$

$$F_D = 536,43 \text{ N}$$

Por lo anterior se seleccionará rodamiento teniendo en cuenta la mayor fuerza de diseño correspondiente al rodamiento B.

Mediante la ecuación (61) se calcula:

$$x_D = \frac{L_D}{L_R} = \frac{\ell_D n_D 60}{\ell_R n_R 60} \quad (61)$$

$$x_D = \frac{L_D}{L_R} = \frac{\ell_D n_D 60}{\ell_R n_R 60} = \frac{(7000 \text{ h})(130 \text{ rpm})60}{1 \cdot 10^6}$$

$$x_D = 54,6 \text{ Veces la vida deseada}$$

De la página 550 y 584 del libro de Budynas y Nisbett (2012):

$$x_0 = 0,02$$

$$\theta = 4,459$$

$$b = 1,483$$

$$a = 3 \text{ (Cojinetes de bolas)}$$

Tomando la ecuación (62) se encuentra la carga dinámica de catálogo:

$$C_{10} = a_f F_D \left( \frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right)^{\frac{1}{a}} \quad (62)$$

$$C_{10} = (1,5)(536,43 \text{ N}) \left( \frac{54,6}{0,02 + (4,459 - 0,02)(1 - 0,95)^{\frac{1}{1,483}}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C_{10} = 3,6 \text{ kN}$$

Del catálogo comercial de cojinetes RBR se selecciona un cojinete con sujetador de bola de una hilera con carga dinámica mayor a la calculada con referencia **UCP204-12** con un diámetro interior de 19,05 mm.

Para el soporte de la caja tamiz se optó por cojinetes rígidos de bola de una hilera, se seleccionaron cuatro ruedas de 25,4 mm de diámetro externo con un eje de 11 mm de diámetro.

### 3.1.10 SELECCIÓN DE PERNOS Y TORNILLOS

La longitud del perno para sujetar el motor eléctrico a la estructura soporte se calculó utilizando la ecuación (63) ver Figura 52

$$L = l + H \quad (63)$$

Donde

$l$  = Longitud de agarre [mm]

$H$  = longitud de la Cabeza del perno [mm]

Se calcula la longitud de agarre del perno con la ecuación (64)

$$l = \sum \text{Componentes a sujetar} \quad (64)$$

$$l = \text{esp. reductor} + \text{esp. lamina 1} + \text{esp. lamina 2} + \text{esp. arandela 2}$$

$$l = 15 \text{ mm} + 8 \text{ mm} + 6,35 \text{ mm} + 2 \text{ mm}$$

$$l = 31,35 \text{ mm}$$

De la tabla A-31 (Budynas & Nisbett, 2012) se seleccionó la altura de la tuerca de  $H = 6,8 \text{ mm}$ , reemplazando en la ecuación (63):

$$L = 31,35 \text{ mm} + 6,8 \text{ mm}$$

$$L = 38,15 \text{ mm}$$

Se seleccionó un tornillo de M8 x 40 mm

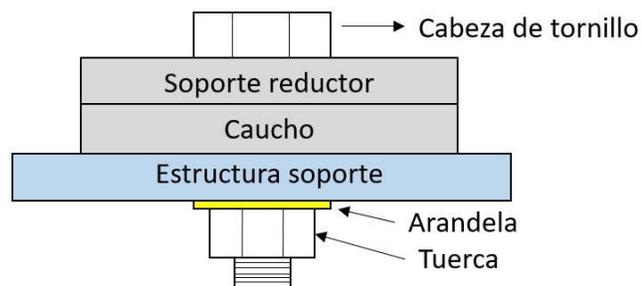


Figura 52. Elementos a sujetar en el motorreductor.

Fuente: Autores, (2016).

Se emplean las ecuaciones (63) y (64) para calcular la longitud de los pernos que sujetan las chumaceras a la estructura soporte de la siguiente manera, ver Figura 53.

$$l = \text{esp. soporte chumacera} + \text{esp. lamina 1} + \text{esp. arandela 2}$$

$$l = 15 \text{ mm} + 3,17 \text{ mm} + 2 \text{ mm}$$

$$l = 20,17 \text{ mm}$$

Igualmente se seleccionó la altura de la tuerca a partir de la tabla A-31 (Budynas & Nisbett, 2012), siendo  $H = 10,8 \text{ mm}$  y reemplazando en la ecuación (63) se tiene:

$$L = 20,17 \text{ mm} + 10,8 \text{ mm}$$

$$L = 30,97 \text{ mm}$$

Se seleccionó un tornillo de M12 x 38 mm

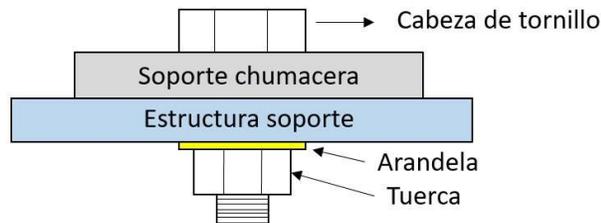


Figura 53. Elementos a sujetar en los cojinetes.

Fuente: Autores, (2016).

Para sujetar las tolvas de descargue, los tamices, las guías de la caja tamiz y las guardas de seguridad al tener espesor que no superan los 6 mm, se seleccionó un tornillo 3/16 -14 x 3/4 UNC para unir estos elementos.

### 3.1.11 TOLVAS DE DESCARGUE

Para la tolva de descargue número 2 mostrada en la Figura 54 se utilizó una lámina galvanizada calibre 18. La tolva numero 1 posee dimensiones nominales de 700 mm de ancho, 70 mm de alto y 230 mm de largo. La tolva numero 2 posee dimensiones nominales de 600 mm de ancho, 100 mm de alto y 170 mm de largo. Ambas tolvas se diseñaron con ángulos de inclinación cuyas dimensiones se detallan en el anexo A12.



Figura 54. Esquema de la tolva de descargue numero 2

Fuente: Autores, (2016). Imagen obtenida de Solidworks

Para la tolva de descargue numero 3 mostrada en la Figura 55 se utilizó una lámina galvanizada calibre 22, con dimensiones nominales de 200 mm de alto, 600 mm de ancho y 800 mm de largo. Las especificaciones de diseño de ésta tolva se muestran en el anexo A12.



Figura 55. Esquema de la tolva de descargue numero 3

Fuente: Autores, (2016). Imagen obtenida de Solidworks

### 3.1.12 TAMICES

Para el montaje de los tamices se diseñó un marco rectangular conforme a la geometría caja tamiz con dimensiones de 600 mm de ancho y 800 mm de longitud construido en platinas de acero ASTM A36 como se observa en la Figura 56. El marco posee orificios que permiten fijar a la caja tamiz mediante tornillos se sujeción.



Figura 56. Esquema del marco de acero ASTM A36 utilizado para la sujeción de los tamices número 10 y 40.

Fuente: Autores, (2016). Imagen obtenida de Solidworks

## 3.2 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA TAMIZADORA

### Construcción de la Caja Tamiz

Para la construcción se usaron perfiles angulares de 19,05 mm y 11,40 m de longitud acorde al diseño. Se cortaron secciones de acuerdo a los planos utilizando una máquina tronzadora, se realizaron cortes a 45° en los extremos de las secciones para su acople o unión. La Figura 57 muestra el proceso de corte empleado.



Figura 57. Cortes de material con tronzadora para construcción de estructura de caja tamiz

Fuente: Autores, (2016).

Para la unión de los perfiles se utilizaron escuadras metálicas que permitieron alinear las secciones a un ángulo de  $90^\circ$  y un transportador para ubicar las guías superior e inferior de la caja tamiz a  $1^\circ$  y  $2^\circ$  respecto a la horizontal.

Los perfiles se unieron utilizando soldadura tipo SMAW con electrodo E6011 como se muestra en la Figura 58.



Figura 58. Proceso de soldado de la estructura de la caja tamiz

Fuente: Autores, (2016).



Figura 59. Estructura de caja tamiz después del proceso de corte y soldadura

Fuente: Autores, (2016).

Se utilizaron ruedas como la que se muestra en la Figura 60 y se unieron a la caja tamiz, por medio de bujes para permitir el deslizamiento de la caja sobre la estructura soporte de la máquina como se muestra en la Figura 61.



Figura 60. Ruedas para soportar caja tamiz

Fuente: Autores, (2016).



Figura 61. Unión de Bujes a estructura de caja tamiz

Fuente: Autores, (2016).

### **Construcción del eje**

De acuerdo al diámetro de eje calculado se adquirió una barra sólida de acero AISI 1020HR de 19,05 mm con una longitud de 500 mm como se muestra en la Figura 62. Se realizó un chavetero en uno de los extremos del eje para la fijación de la polea conducida como se observa en la Figura 63.



Figura 62. Barra circular sólida de acero AISI 1020HR con diámetro 19,05 mm

Fuente: Autores, (2016).



Figura 63. Chavetero realizado a barra circular solida de acero AISI 1020HR con diámetro 19,05 mm

Fuente: Autores, (2016).

Para la fabricación de la manivela se adquirió una barra circular solida de acero AISI 1020HR de 127 mm de diámetro con una longitud de 20 mm como se observa en la Figura 64, se hizo necesario realizar procesos de refrentado y cilindrado para obtener una longitud de 5 mm y un diámetro de 120 mm como se observa en la Figura 65. Posteriormente se realizaron dos agujeros, el primero ubicado en el centro de la rueda con diámetro de 19,05 mm y el segundo ubicado a una distancia radial de 40 mm con diámetro de 12 mm donde está ubicado el eje excéntrico mostrado en la Figura 66.



Figura 64. Barra circular de acero AISI 1020HR de 127 mm de diámetro.

Fuente: Autores, (2016).



Figura 65. Procesos de cilindrado y refrentado a barra circular de acero AISI 1020HR

Fuente: Autores, (2016).



Figura 66. Eje excéntrico ubicado en la manivela

Fuente: Autores, (2016).

Posterior a la construcción del eje y la manivela, estos elementos se unieron mediante soldadura como se observa en la Figura 67.



Figura 67. Unión de eje principal, manivela y eje excéntrico

Fuente: Autores, (2016).

## Construcción de la estructura soporte

Se trazaron medidas según los planos, se realizaron cortes para el ensamble y se utilizó soldadura tipo SMAW con electrodo E6011 para la unión como se muestra en la Figura 68 y la Figura 69 respectivamente.



Figura 68. Cortes de perfiles de acero realizado con segeta manual

Fuente: Autores, (2016).



Figura 69. Unión de perfiles y construcción final de la estructura soporte

Fuente: Autores, (2016).

### Construcción de la biela

Para la construcción de la biela se mecanizaron dos casquetes conforme a las medidas que se estipularon en los planos, se unieron mediante una barra circular con soldadura SMAW con electrodo E6011 como se muestra en la Figura 70 y se ensamblaron rodamientos con referencia RBR 6901 con carga dinámica 2,9 KN como se evidencia en la Figura 71 y la Figura 72.



Figura 70. Unión de casquetes y barra circular de biela mediante soldadura SMAW  
Fuente: Autores, (2016).



Figura 71. Ensamble de biela y rodamientos  
Fuente: Autores, (2016).



Figura 72. Ensamble de biela y rodamientos  
Fuente: Autores, (2016).

Luego del ensamble de la biela y los rodamientos se procedió a unir estos componentes al eje principal – manivela como se observa en la Figura 73.



Figura 73. Ensamble de eje principal - manivela y biela  
Fuente: Autores, (2016).

La Figura 74, Figura 75, Figura 76 y Figura 77 muestran las guardas de seguridad de las poleas, el proceso de doblado de las láminas y las tolvas de descarga.



Figura 74. Guardas de seguridad para las poleas  
Fuente: Autores, (2016).



Figura 75. Proceso de doblado de láminas  
Fuente: Autores, (2016).



Figura 76. Tolva de descargue No.1  
Fuente: Autores, (2016).

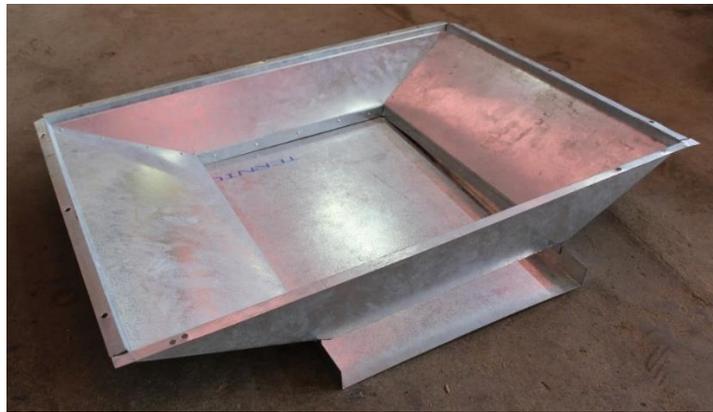


Figura 77. Tolva de descargue No.3  
Fuente: Autores, (2016).

La Figura 78, Figura 79, Figura 80 y Figura 81 muestran la máquina tamizadora de arenas construida en su totalidad. En estas se detallan todos los elementos que componen la máquina tales como estructura soporte, caja tamiz, mallas, tolvas de descargue, guarda de protección de poleas, guarda de chumaceras, eje principal, bielas, guías de caja tamiz, niveladores, entre otros.



Figura 78. Máquina tamizadora de arenas construida.  
Fuente: Autores, (2016).



Figura 79. Máquina tamizadora de arenas - detalle motor  
Fuente: Autores, (2016).



Figura 80. Máquina tamizadora de arenas – detalle tolvas  
Fuente: Autores, (2016).



Figura 81. Máquina tamizadora de arenas – vista lateral  
Fuente: Autores, (2016).

### 3.3 VALIDACIÓN DE LA MÁQUINA TAMIZADORA

#### 3.3.1 INSPECCIÓN TÉCNICA

Durante la inspección técnica visual se encontró que la máquina por condiciones propias de su funcionamiento y las irregularidades del piso presentó vibración, por lo que se decidió utilizar niveladores con cauchos que permitiera minimizar las vibraciones. Luego de realizar estos ajustes se verificó la alineación, sujeción de los componentes y todos cumplieron con los criterios del diseño. La velocidad angular medida en el eje principal arrojó un valor de 125 RPM el cual se encuentra dentro del rango de diseño establecido de  $130 \text{ RPM} \pm 10 \%$ . La Figura 82 muestra la medición realizada para determinar el valor de la velocidad angular.



Figura 82. Medición de velocidad angular del eje principal.

Fuente: Autores, (2016).

Después de la inspección técnica visual se realizaron las pruebas para verificar la capacidad nominal.

Los resultados obtenidos en los ensayos realizados para verificar la capacidad nominal de la máquina se muestran en la Tabla 8 y se evidencian en la Figura 83 y Figura 84 donde

se relaciona el tiempo de tamizado y la cantidad de arena tamizada en términos de toneladas por hora en cada uno de los ensayos.

Tabla 8. Resultados obtenidos en los ensayos de verificación de capacidad nominal de la máquina tamizadora.

<b>Ensayo</b>	<b>Carga de Prueba [Kg]</b>	<b>Tiempo de tamizado [s]</b>	<b>Capacidad nominal [T/h]</b>
1	25	42	2,14
2	45	70	2,31
3	60	125	1,72
4	80	188	1,50
5	100	207	1,73

Fuente: Autores

De acuerdo a los datos consignados en la Tabla 8 se puede observar que a mayor carga de prueba mayor es el tiempo de tamizado, sin embargo, la capacidad nominal de la máquina no tiene una relación lineal con la carga de prueba.

Para cargas de prueba menores a 45 kg se obtuvo tasas de producción alrededor de las 2 T/h, mientras para cargas mayores a 60 kg la capacidad nominal decayó a 1,7 T/h aproximadamente. Estos resultados pudieron darse porque entre mayor es la carga de prueba habrá una capa más gruesa de arena en cada tamiz en consecuencia mayor resistencia para que los granos crucen los tamices.

Adicionalmente véase que se cumplió con la capacidad nominal prometida de 1,5 T/h  $\pm$ 10 %, todos los valores obtenidos fueron iguales o superiores a esta capacidad nominal. Después de comparar el tiempo de tamizado del proceso manual con el realizado por la

máquina construida se encontró que el proceso pasó de 76 segundos a 42 segundos utilizando una carga de 25 kg, mostrando una reducción del 44 % del tiempo.



Figura 83. Ensayos de validación de la tasa de producción.  
Fuente: Autores, (2016).



Figura 84. Muestras de arena tamizada.  
Fuente: Autores, (2016).

El manual de operación y mantenimiento se detallan en los anexos A8 Y A9 respectivamente.

#### **4 CONCLUSIONES**

Se determinaron los parámetros y componentes mecánicos necesarios para el diseño y construcción de una máquina tamizadora con capacidad nominal de 1,5 T/h.

Se diseñó y construyó una máquina tamizadora con tamices intercambiables que permite obtener arena con granulometría entre un valor mínimo y máximo. Estos valores dependen del tamiz empleado.

La cantidad de arena tamizada se encuentra entre 1,5 y 2,3 T/h dependiendo de la carga de arena. Estos valores cumplieron con el criterio de diseño de 1,5 T/h.

Después de comparar el tiempo de tamizado del proceso manual con el realizado por la máquina construida se encontró que este proceso paso de 76 segundos a 42 segundos para una carga de 25 kg, mostrando una reducción del 44 % del tiempo.

La máquina es fácil de transportar debido al diseño realizado y a la practicidad en el montaje y desmontaje de sus elementos.

Se elaboraron manuales de operación y mantenimiento teniendo en cuenta el funcionamiento del equipo, las medidas de seguridad y criterios para su buen uso.

## 5 RECOMENDACIONES

Las recomendaciones para futuros proyectos relacionados con la construcción de máquinas tamizadoras y lo referente al proceso de tamizado mecánico son:

Estudiar otros sistemas como moto vibradores, para forzar el cruce de la arena por los tamices.

Para máquinas que emplean sistema biela manivela utilizar velocidades menores a 250 RPM, velocidades mayores pueden llegar a generar desestabilización de la máquina.

Para máquinas que utilicen tamizado con movimiento recíprocante del tamiz se recomienda que la longitud del tamiz sea lo suficientemente grande, ya que debido al movimiento en este tipo de sistemas la arena tiende a desplazarse con mayor velocidad hacia las tolvas de descargue, provocando en muchos casos que se pierda arena sin tamizar.

Estudiar la implementación de un dispositivo que permita esparcir la arena de manera uniforme en el tamiz.

Mejorar las tolvas de descargue de material tamizado para evitar atascamiento.

## **6 BIBLIOGRAFÍA**

**ASTM D2487 (2011).** (Clasificación de Suelos para Propósitos de Ingeniería).

**Botta, D. Brusconi, M. pokolenko, S. & Cruz, A. V. (2011).** Efecto de la relación Biela-manivela en el comportamiento de un motor de ciclo Otto. Argentina.

**Budynas, R. & Nisbett, K. (2012).** Diseño en ingeniería Mecánica. México df: MC GRAW-HILL.

**Fondo Monetario Internacional. (2015).** La demanda insaciable de arena. (Consultado 6 abril 2016). Disponible en [www.imf.org/external](http://www.imf.org/external)

**Gutiérrez, L. (2003).** El Concreto y otros Materiales para la Construcción. Manizales: Universidad Nacional de Colombia.

**NTC 32 (2002).** (Tejido de alambre y tamices para propósitos de ensayo).

**NTC 1504 (2000).** (clasificación de suelos para propósitos de ingeniería sistema de clasificación unificada de suelos).

**ONU. (2014).** Perspectivas de urbanización Mundial. (Consultado 2 abril 2016). Disponible en [www.un.org/es/development/desa/news/population/world-urbanization-prospects-2014.html](http://www.un.org/es/development/desa/news/population/world-urbanization-prospects-2014.html)

**Otero. (sf)** Planchas de acero al carbono ASTM A36, Consultado 10 de noviembre de 2016, Disponible en [http://www.acerosotero.cl/planchas\\_acero\\_carbono\\_astm\\_a36.html](http://www.acerosotero.cl/planchas_acero_carbono_astm_a36.html)

**Rivera, G. (1992).** Concreto Simple. Popayán: Universidad del Cauca.

**Salazar, L. (2014).** Implementación de una Tamizadora Vibratoria para arenas de moldeo en el taller de fundición de la facultad de mecánica de la escuela superior politécnica de Chimborazo. Riobamba-Ecuador.

**Sánchez, D. (2001).** Tecnología del concreto y del mortero. Bogotá: Pontificia Universidad Javeriana.

**Serway, R. & Jewett, J. (2008).** Física para ciencias e ingenierías. CENGAGE LEARNING.

**SUMITEC.** Acero maquinaria, AISI 1020HR, Consultado 31 octubre de 2016)

**USGS. (2004).** Geological Mineral Commodity Summaries. Washington.

**Rotich, N. Tuunila, R. Louhi-Kultanen, M. (2015).** Empirical study on the effects of screen inclination and feed loading on size classification of solids by gravity. Minerals Engineering. Volume 70, January 2015, Pages 162–169.

**CCS (2016), Concejo Colombiano de Seguridad,** Seguridad al día. Manejo manual de cargas. Edición 288.

**Intermec, Sf.** Transmisión de potencia, poleas en V. Literatura. (Consultado 20 agosto 2016). Disponible en

<https://www.dropbox.com/s/fotv9yfhcki5cg7/manua%20poleas%20en%20v%20intermec.pdf?dl=0>

**Marco, E. (2010).** Metodología para el análisis a fatiga mediante el código pro engineer: aplicación a un eje ferroviario. Especialidad Máquinas y Estructuras. Universidad Carlos III de Madrid.

**Mecapedia.(2012).** Enciclopedia Virtual de Ingeniería Mecánica. Universitat Jaume I - Castellón – España. (Consultado 1 octubre 2016). Disponible en [http://www.mecapedia.uji.es/criterio\\_de\\_Goodman\\_modificado.html](http://www.mecapedia.uji.es/criterio_de_Goodman_modificado.html)

**Lenntech.sf.** Tamizado. (Consultado 10 octubre 2016). Disponible en <http://www.lenntech.es/tamizado.html>

## 7 ANEXOS

### 7.1 A1: MANUAL DE OPERACIÓN

La Tabla 9 muestra el manual de operaciones de la máquina tamizadora de arenas.

Tabla 9. Consideraciones a tener en cuenta para operar la máquina tamizadora de arenas

No.	Consideraciones	
1	Comprobar que el espacio donde será colocada la máquina cuente con la superficie totalmente plana, de lo contrario esto afectaría la operación de la misma, utilice los niveladores para compensar las irregularidades de la superficie.	
2	Verificar que los tamices estén fijos a la estructura de la caja. Para cambiar los tamices retire los tornillos y levante el tamiz. Comprobar que todos los elementos funcionen correctamente.	
3	Verificar que la máquina se encuentre en posición de apagado.	
4	Inspeccionar que se cuente con una conexión de corriente eléctrica de 110 V.	

5	<p>Conectar a la corriente eléctrica, presionar el botón de encendido ON y esperar un momento (40 segundos) a que se estabilice todo el sistema.</p>	
6	<p>Ubicar recipientes en cada una de las tolvas para almacenar la arena separada.</p>	
7	<p>Verter la arena de manera uniforme sobre el tamiz sin sobrepasar la máxima carga de operación. No verter arena que pueda contener elementos metálicos filosos que puedan dañar el tamiz</p>	
8	<p>Una vez terminado el tamizado apagar la máquina presionando el botón OFF y limpiar la máquina.</p>	

## 7.2 A2: MANUAL DE MANTENIMIENTO

Para garantizar el buen funcionamiento y vida prolongada de la máquina, se debe seguir un mantenimiento adecuado en este caso será un mantenimiento por operación el cual consiste en:

1. Revisar la conexión eléctrica, los cables deben estar limpios, libres de polvo, sin cables expuestos que puedan causar corto circuito.
2. Se recomienda limpiar los tamices y cambiarlos si se comprueba que la granulometría no es uniforme.
3. Comprobar el ajuste de las tuercas, pernos ya que pueden llegar a aflojarse debido a las vibraciones, de ser necesario realizar un apriete.
4. Si se trabaja con arena húmeda al término de cada operación proceder a secar la máquina para evitar que se oxide
5. Engrasar los diferentes cojinetes de la máquina usando grasa LGMT 2 de SKF.
6. Lubricar usando grasa LGMT 2 de SKF las guías de las ruedas que permiten el desplazamiento de la caja tamiz.
7. Verificar la tensión en la correa, debido al uso pierde tensión.

Llevar a cabo las anteriores medidas de mantenimiento preventivo con en el fin de obtener la máxima vida del prototipo.

### 7.3 A3: FICHA TECNICA

	<b>FICHA TÉCNICA DEL EQUIPO</b>						
	<b>MÁQUINA TAMIZADORA DE ARENAS</b>						
<b>DESCRIPCIÓN</b>	Máquina tamizadora de arena que realiza movimiento lineal recíprocante mediante un sistema biela manivela para la obtención de diferentes tamaños de grano a partir de tamices intercambiables						
<b>CARACTERÍSTICAS GENERALES</b>							
<b>Peso</b>	75 kg	<b>Altura</b>	1 m	<b>Ancho</b>	0,82 m	<b>Largo</b>	1,6 m
<b>FOTO DEL EQUIPO</b>							
							
<b>ESPECIFICACIONES TÉCNICAS:</b>							
<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Materiales: Acero AISI 1020 HR, Acero ASTM A36, Acero galvanizado</li> <li>➤ Capacidad nominal: 1,5 Ton/h.</li> <li>➤ Máxima carga de operación: 25 kg</li> <li>➤ Velocidad de caja tamiz: 0,55 m/s</li> <li>➤ Tipo de alimentación: Manual</li> <li>➤ Número de tamices: 2</li> <li>➤ Sistema de transmisión de potencia: Polea – correa</li> <li>➤ Fuente de potencia: Motoreductor eléctrico de 1 HP Ref. C302A-3.44-90B14</li> <li>➤ Alimentación eléctrica: 110 v – 220 v</li> <li>➤ Numero de tolvas de descargue: 4</li> <li>➤ Desplazamiento de caja tamiz: 80 mm</li> </ul>							

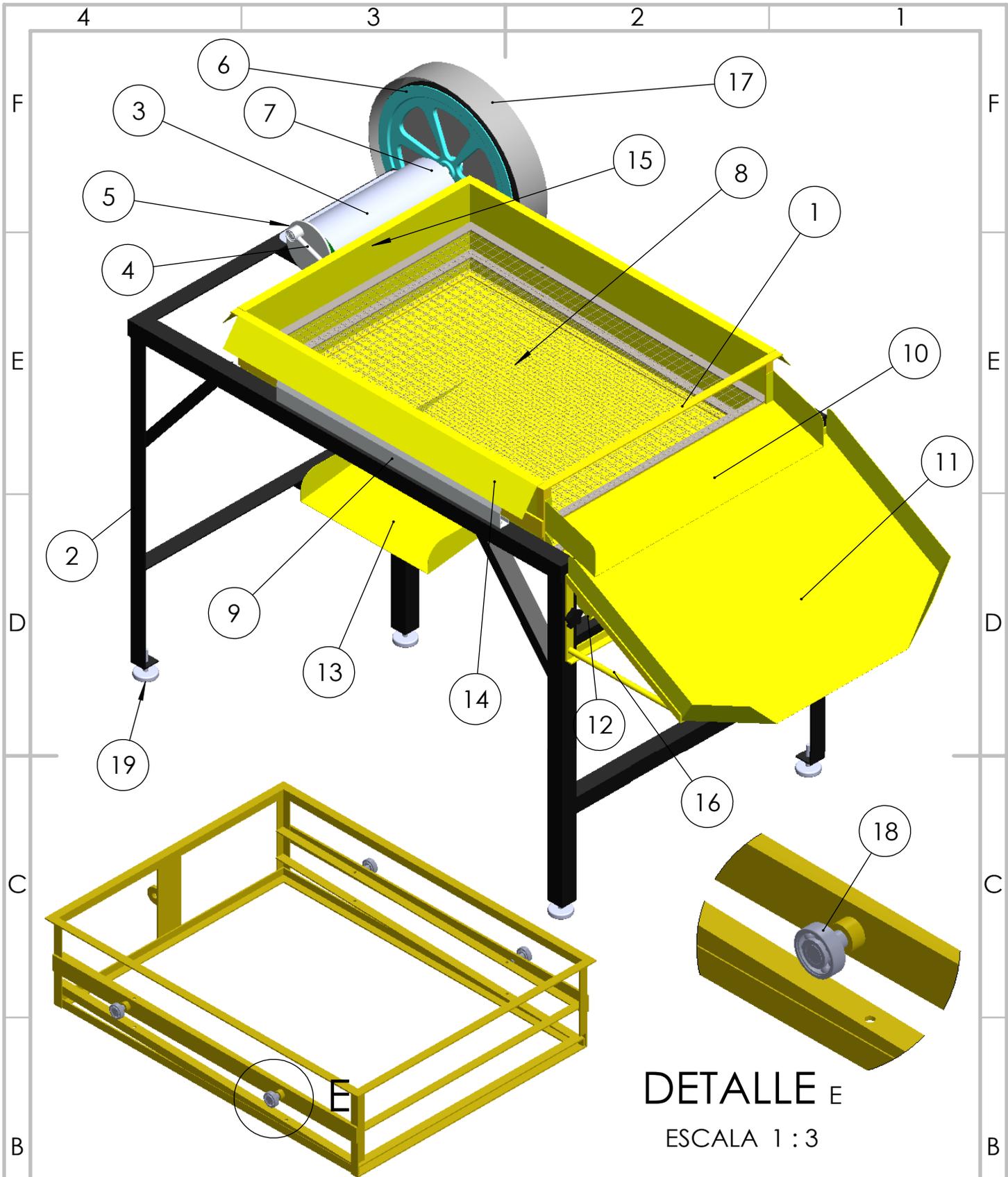
## 7.4 A4: COSTOS DEL PROYECTO

Tabla 10. Costos construcción de máquina tamizadora de arenas

RECURSOS / MATERIALES	COSTO (COP)
<p><b>Compra de materiales:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Perfil de acero ASTM A36 de 1.5 * 1/8 in</li> <li>• Perfil de acero ASTM A36 de 3/4 * 1/8 in</li> <li>• Platina de acero ASTM A36 de 1.5 * 3/16 in</li> <li>• Platina de acero ASTM A36 de 1 * 1/8 in</li> </ul>	\$ 200000
<p><b>Compra de materiales:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Lamina de acero galvanizado calibre 26</li> <li>• Lamina de acero galvanizado calibre 22</li> <li>• Lamina de acero galvanizado calibre 18</li> </ul>	\$ 70000
<p><b>Compra de materiales:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Barra solida de acero AISI 1020 HR – Diámetro 5 in</li> <li>• Barra solida de acero AISI 1020 HR – Diámetro 3/4 in</li> <li>• Barra solida de acero AISI 1020 HR – Diámetro 1/2 in</li> </ul>	\$ 60000
<p><b>Malla No. 10 y Malla No. 40</b></p>	\$ 150000
<p><b>Motoreductor de 1 HP</b></p>	\$ 1200000
<p><b>Transmisión de potencia</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Poleas de 14 in y 3.5 in de diámetro</li> <li>• Correa trapezoidal A 66</li> <li>• Chumaceras de 3/4 in diámetro interno</li> <li>• Rodamientos</li> </ul>	\$ 150000

<p><b>Elementos de sujeción:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Tornillos</li> <li>• Tuercas</li> <li>• Arandelas</li> <li>• Niveladores</li> <li>• Remaches</li> </ul>	\$ 30000
Servicios técnicos - construcción	\$ 500000
Otros recursos (Imprevistos)	\$ 200000
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 2560000</b>

## **7.5 A5: PLANOS**

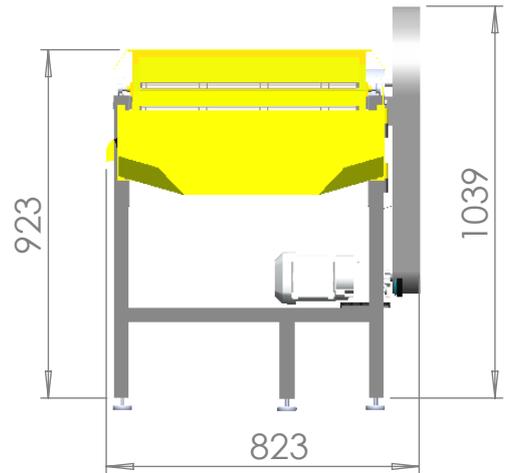
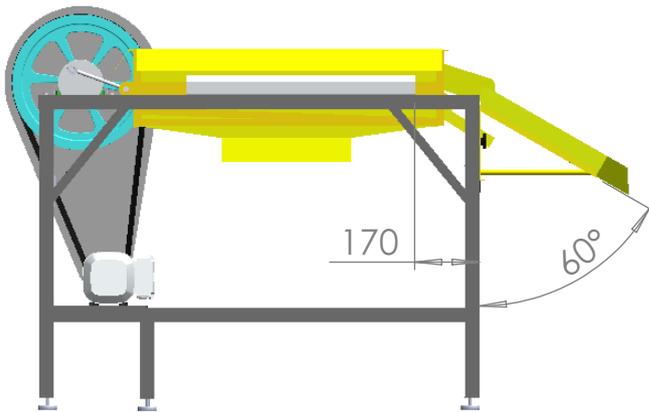
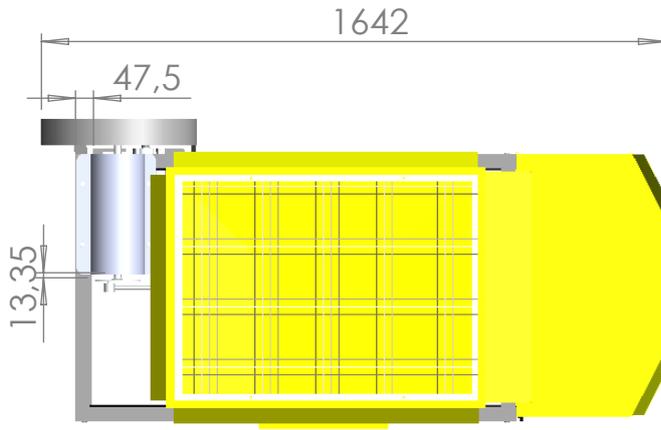


**DETALLE E**  
ESCALA 1 : 3

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN																								
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>DIBUJ.</td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>VERIF.</td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>APROB.</td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>FABR.</td><td></td><td></td><td></td></tr> <tr><td>CALID.</td><td></td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>				NOMBRE	FIRMA	FECHA		DIBUJ.				VERIF.				APROB.				FABR.				CALID.				TÍTULO: <b>Planos máquina tamizadora de arenas</b>		
NOMBRE	FIRMA	FECHA																												
DIBUJ.																														
VERIF.																														
APROB.																														
FABR.																														
CALID.																														
SISTEMA: 				N.º DE DIBUJO <b>Máquina ensamblada</b>		A4																								
PESO: 139				HOJA 1 DE 2																										



# MÁQUINA TAMIZADORA DE ARENA ENSAMBLADA



Medidas en milímetros  
Escala 1 : 20

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM  
ACABADO SUPERFICIAL:  
TOLERANCIAS:  
LINEAL:  
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y  
ROMPER ARISTAS  
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:

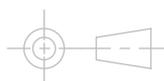
Planos máquina  
tamizadora de arenas

N.º DE DIBUJO

Máquina ensamblada

A4

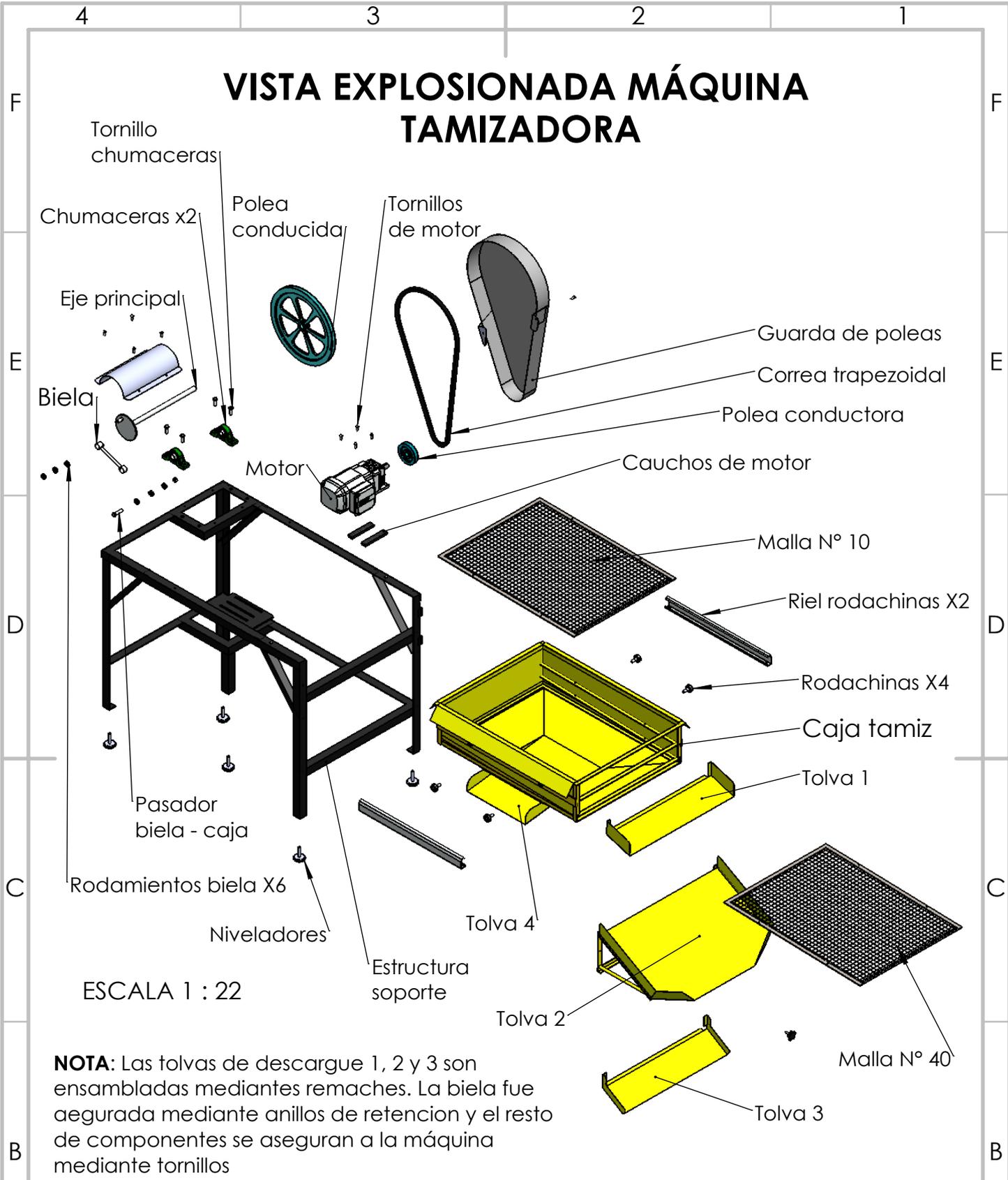
SISTEMA:



PESO:

HOJA 1 DE 1

# VISTA EXPLOSIONADA MÁQUINA TAMIZADORA

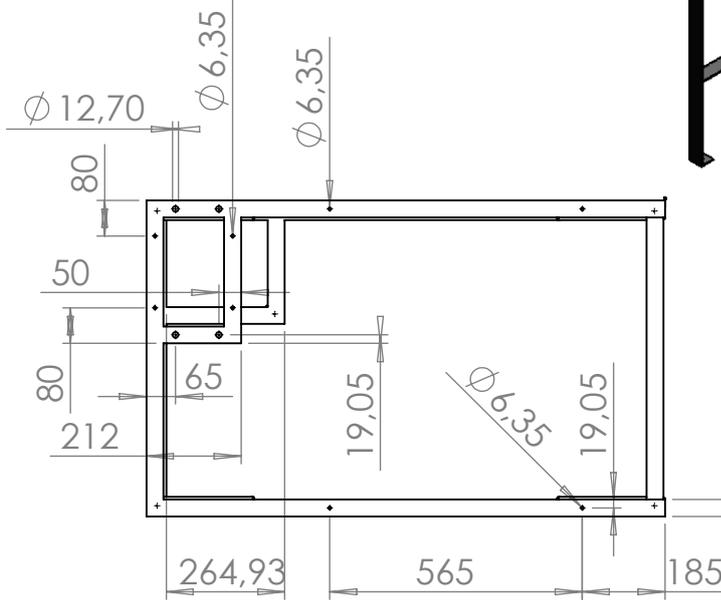


ESCALA 1 : 22

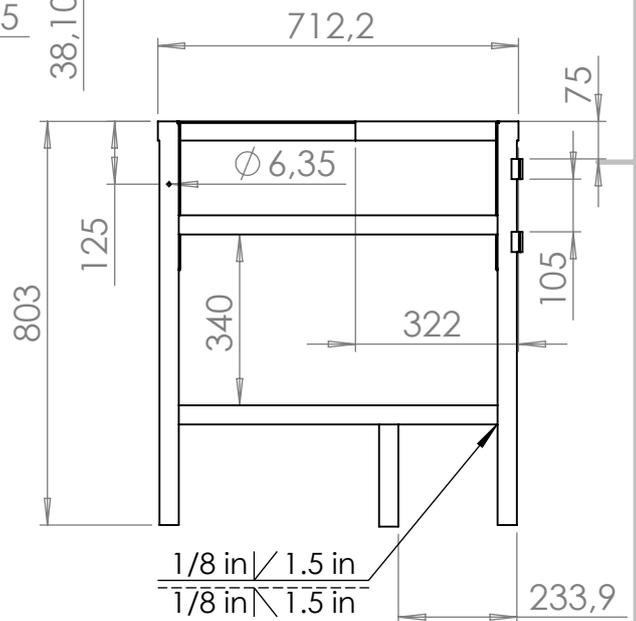
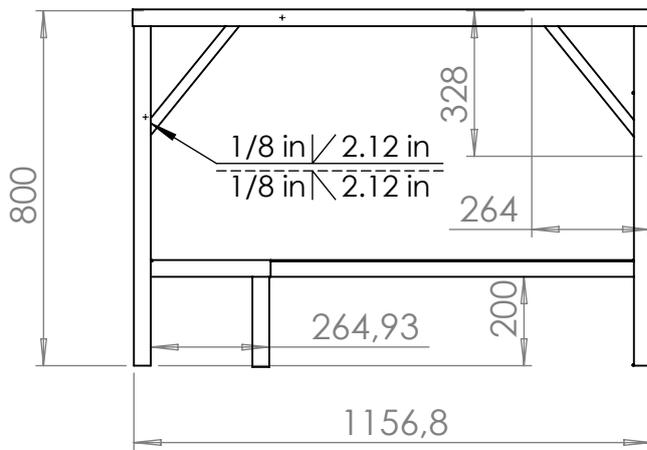
**NOTA:** Las tolvas de descargue 1, 2 y 3 son ensambladas mediante remaches. La biela fue asegurada mediante anillos de retencion y el resto de componentes se aseguran a la máquina mediante tornillos

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN																																	
<table border="1"> <thead> <tr> <th>NOMBRE</th> <th>FIRMA</th> <th>FECHA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td> </td><td> </td><td> </td></tr> </tbody> </table>			NOMBRE	FIRMA	FECHA																															TÍTULO: <b>Planos máquina tamizadora de arenas</b>		
NOMBRE	FIRMA	FECHA																																				
CALID.			SISTEMA: 	N.º DE DIBUJO <b>Vista explosionada</b>																																		
PESO:			HOJA 1 DE 1																																			

# ESTRUCTURA SOPORTE



Material: Acero ASTM A36  
Medidas en milímetros  
Escala 1 : 17



**NOTA:** Todos los elementos se unieron utilizando soldadura tipo SMAW con electrodo E6011, altura de garganta 1/8 in y una longitud de 1.5 in y 2.12 in para corte a 45°

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM  
ACABADO SUPERFICIAL:  
TOLERANCIAS:  
LINEAL:  
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y  
ROMPER ARISTAS  
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:

Planos máquina  
tamizadora de arenas

N.º DE DIBUJO

Estructura soporte

A4

SISTEMA:



PESO:

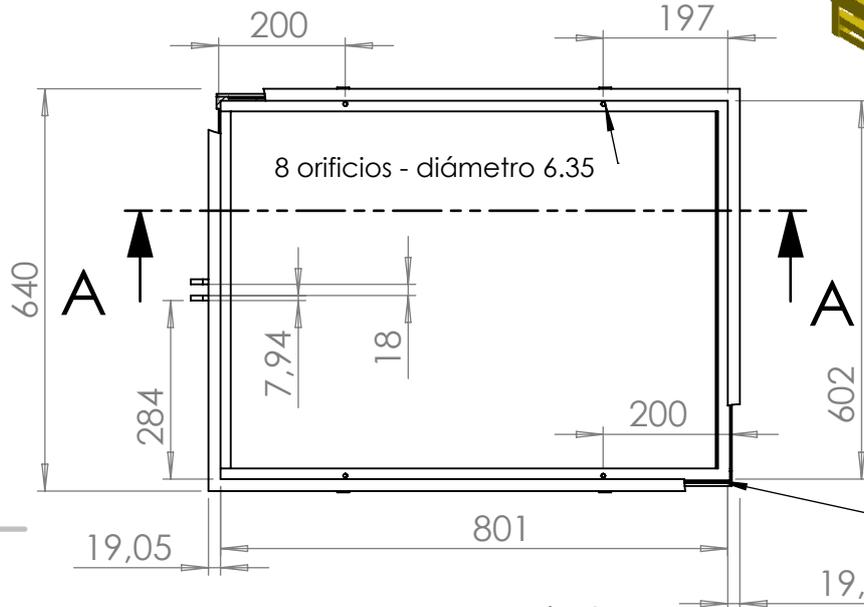
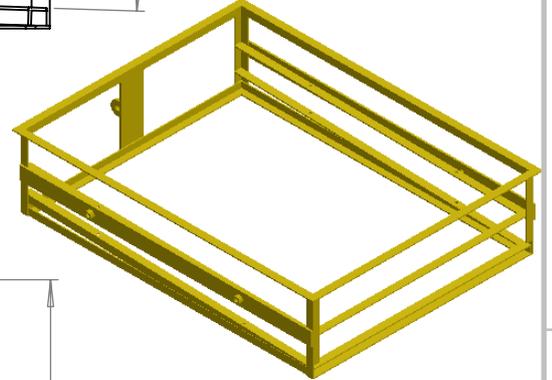
HOJA 1 DE 1

# ESTRUCTURA CAJA TAMIZ

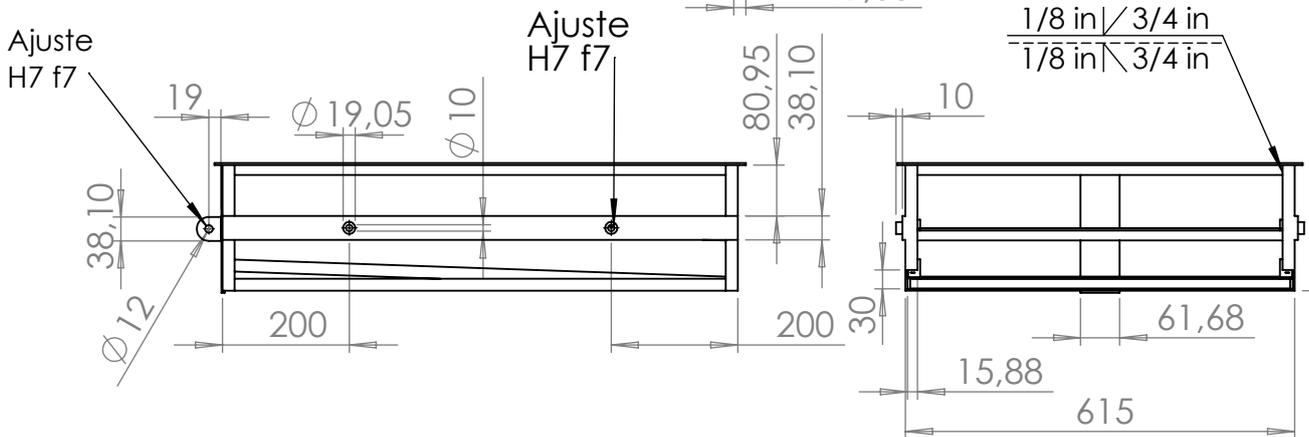


## SECCIÓN A-A

ESCALA 1 : 8



Material: Acero ASTM A36  
Medidas en milímetros  
Escala 1 : 12



**NOTA:** Todos los elementos se unieron utilizando soldadura tipo SMAW con electrodo E6011, altura de garganta 1/8 in y una longitud de 3/4 in y 1 in para corte a 45°

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM  
ACABADO SUPERFICIAL:  
TOLERANCIAS:  
LINEAL:  
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y  
ROMPER ARISTAS  
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:

Planos máquina  
tamizadora de arenas

N.º DE DIBUJO

Estrucutra de caja tamiz

A4

SISTEMA:

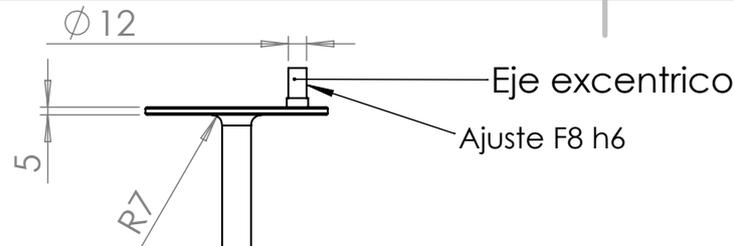


PESO:

HOJA 1 DE 1

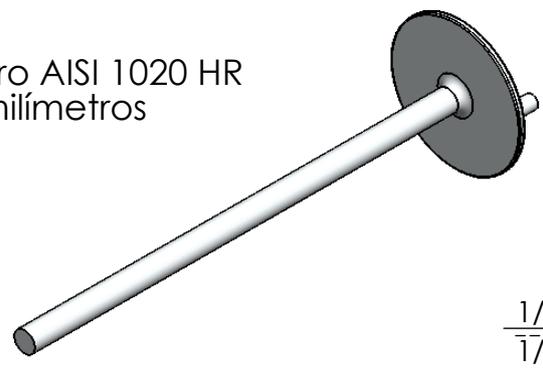
4 3 2 1

F



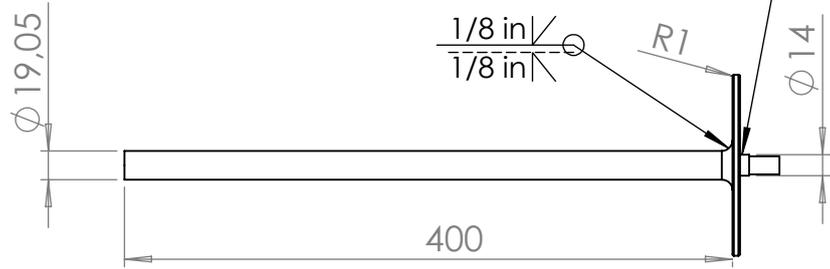
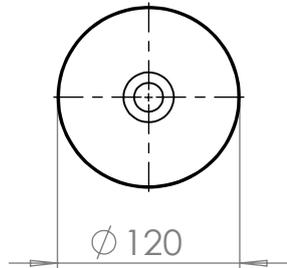
**EJE PRINCIPAL**

Material: Acero AISI 1020 HR  
Medidas en milímetros  
Escala 1: 5



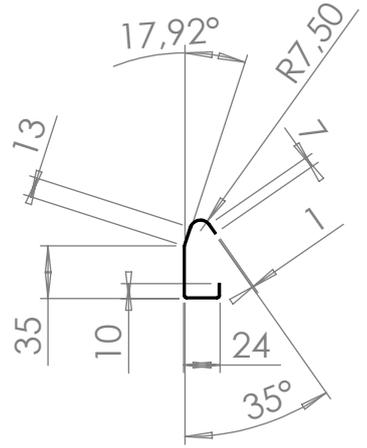
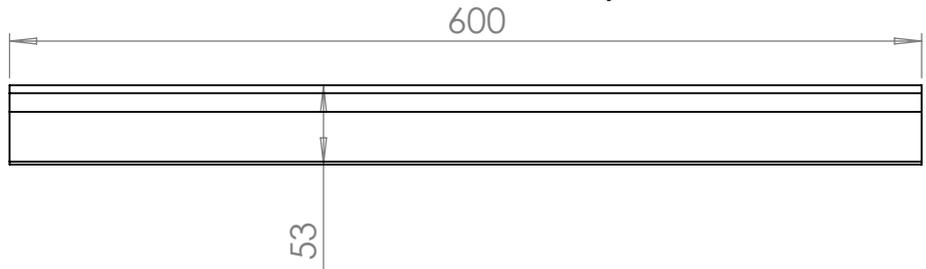
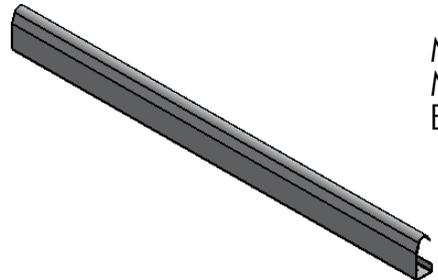
E

D



**GUIA DE LA CAJA TAMIZ**

Material: Lamina galvanizada calibre 18  
Medidas en milímetros  
Escala 1: 5



C

B

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

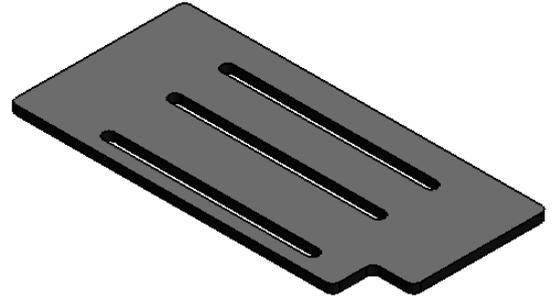
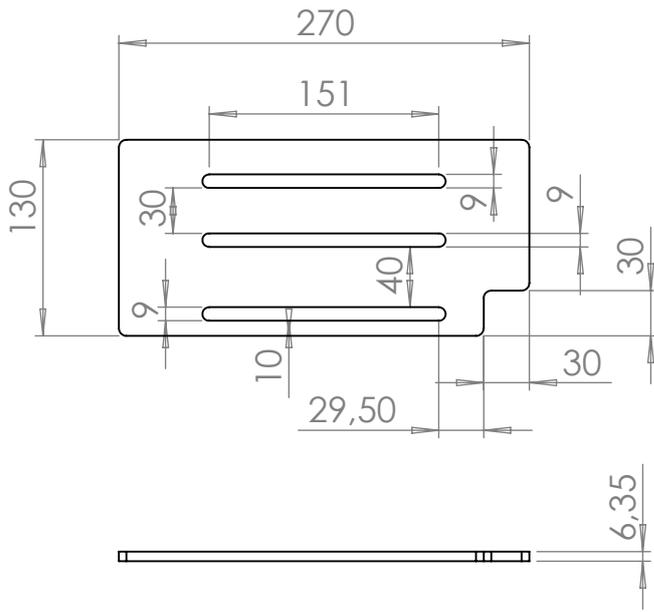
TÍTULO:	Planos de máquina tamizadora de arenas	
N.º DE DIBUJO	Eje principal y guia de caja tamiz	A4
PESO:	HOJA 1 DE 1	

A

A

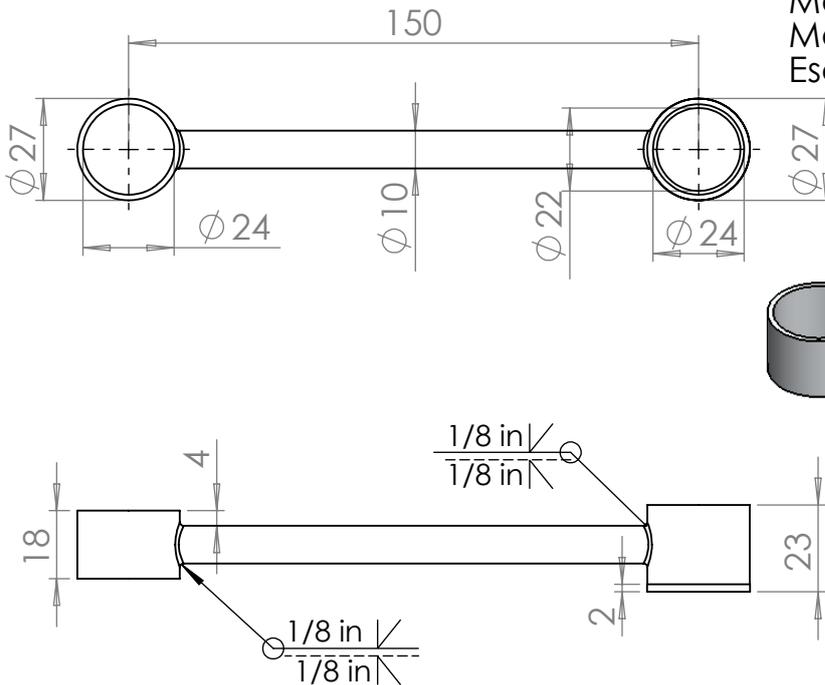
4 3 2 1

# PLACA SOPORTE DE MOTOR

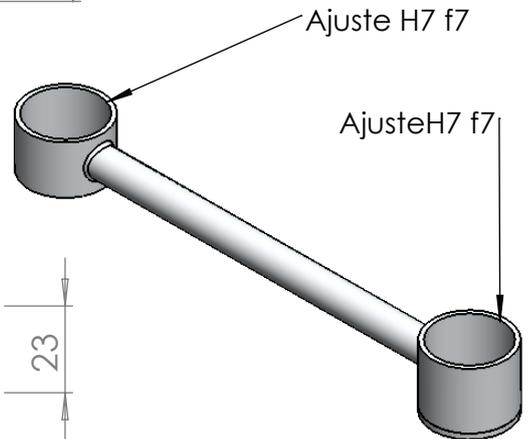


Material: Acero ASTM A36  
Medidas en milímetros  
Escala 1:5

# BIELA



Material: Acero AISI 1020 HR  
Medidas en milímetros  
Escala 1:2



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM  
ACABADO SUPERFICIAL:  
TOLERANCIAS:  
LINEAL:  
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y  
ROMPER ARISTAS  
VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:

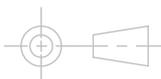
Planos máquina  
tamizadora de arenas

N.º DE DIBUJO

Placa soporte motor y biela

A4

SISTEMA:



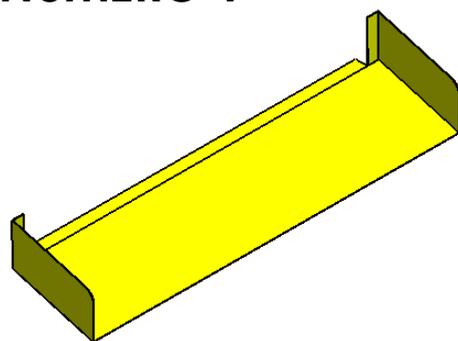
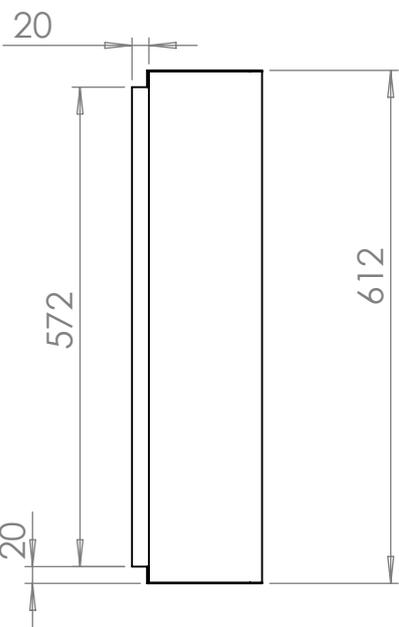
PESO:

HOJA 1 DE 1

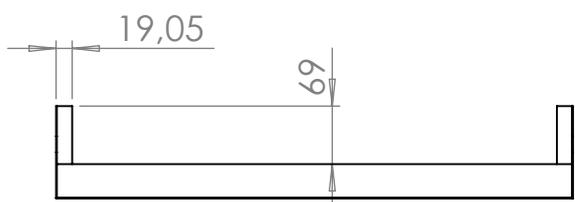
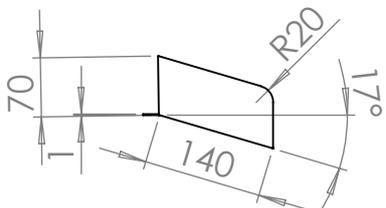
4 3 2 1

F

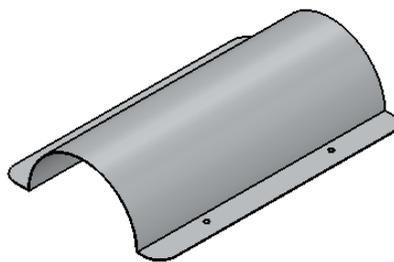
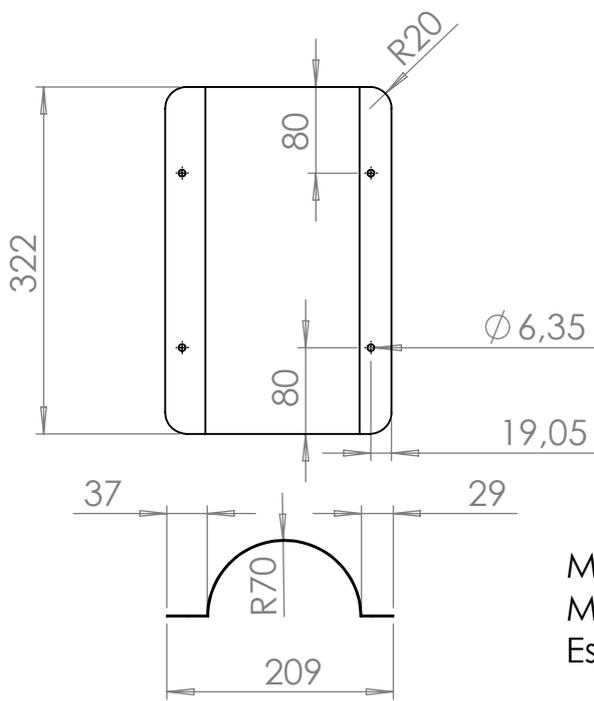
# TOLVA NÚMERO 1



Material: Lamina galvanizada calibre 18  
 Medidas en milímetros  
 Escala 1: 9



# GUARDA DE CHUMACERAS



Material: Lamina galvanizada calibre 22  
 Medidas en milímetros  
 Escala 1: 7

C

B

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

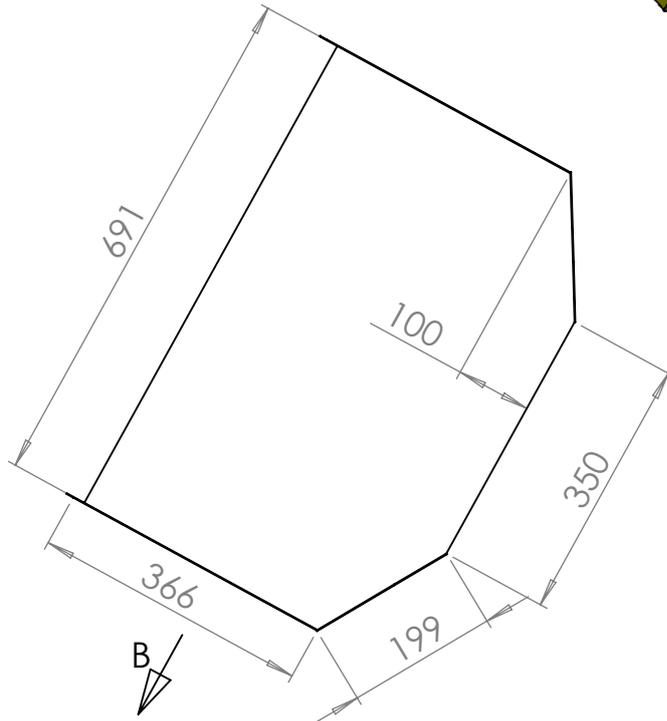
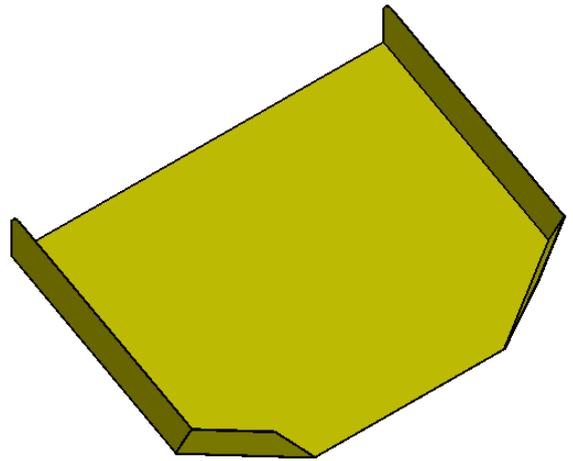
TÍTULO:	Planos máquina tamizadora de arenas	
N.º DE DIBUJO	Tolva No. 1 y guarda de chumaceras	A4
PESO:		HOJA 1 DE 1

A

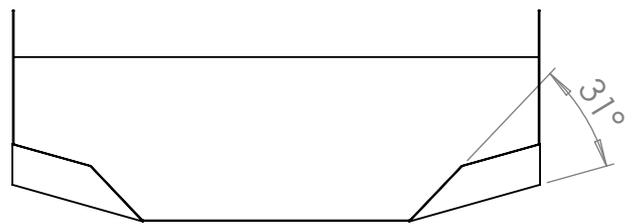
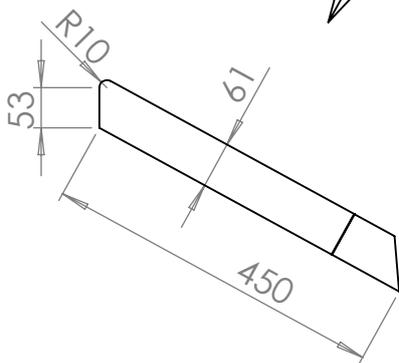
A

4 3 2 1

# TOLVA NÚMERO 2



VISTA B



Material: Lamina galvanizada calibre 22  
 Medidas en milímetros  
 Escala 1 : 10

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.		FIRMA	FECHA	TÍTULO: <b>Planos máquina tamizadora de arenas</b>	
VERIF.				N.º DE DIBUJO <b>Tolva No. 4</b>	
APROB.				A4	
FABR.				HOJA 1 DE 1	
CALID.		SISTEMA: 			
		PESO:			

4 3 2 1

F

F

E

E

D

D

C

C

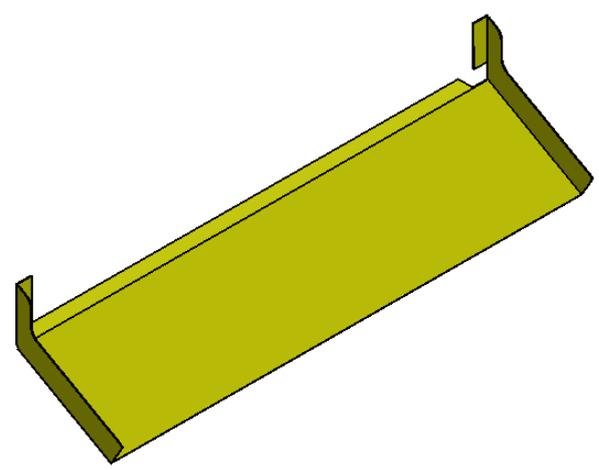
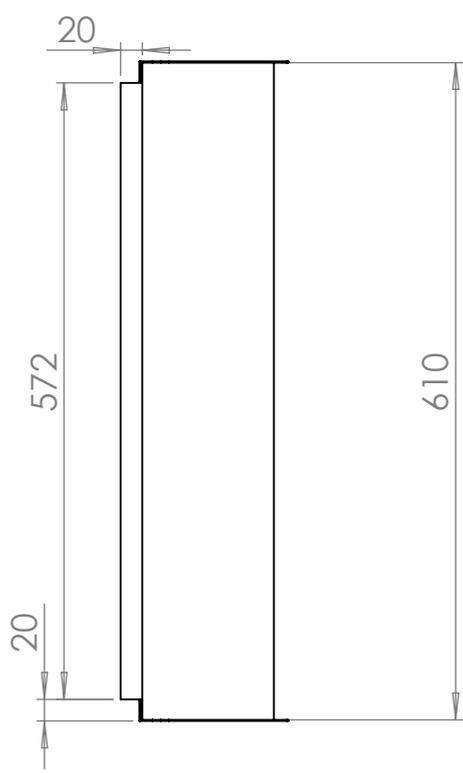
B

B

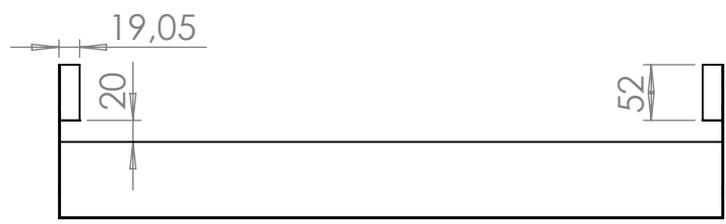
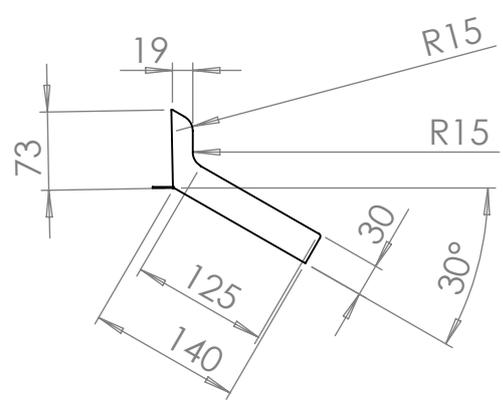
A

A

# TOLVA NÚMERO 3



Material: Lamina galvanizada calibre 18  
 Medidas en milímetros  
 Escala 1: 8

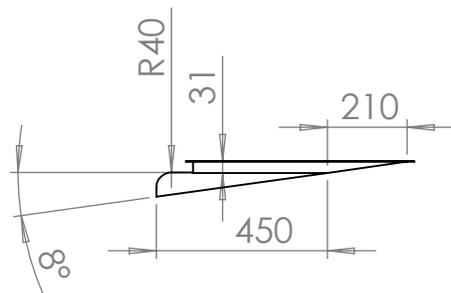
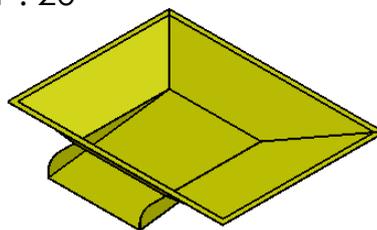
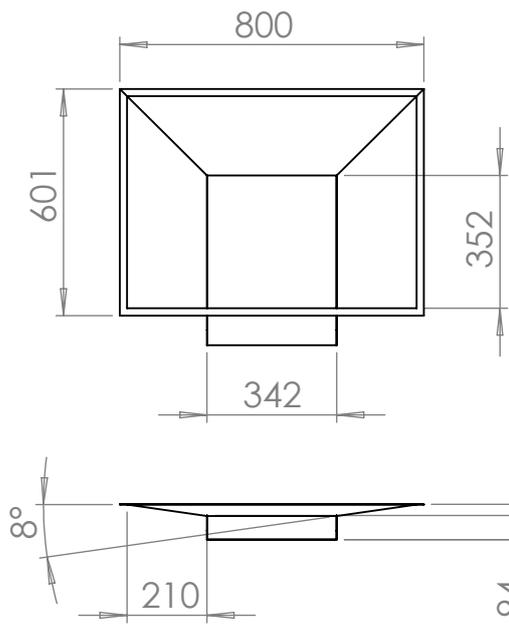


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
NOMBRE		FIRMA	FECHA	TÍTULO: <b>Planos máquina tamizadora de arenas</b>	
DIBUJ.				N.º DE DIBUJO <b>Tolva No. 2</b>	
VERIF.				A4	
APROB.				HOJA 1 DE 1	
FABR.					
CALID.			SISTEMA: 		
PESO:					

4 3 2 1

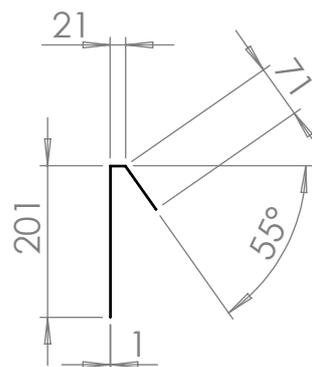
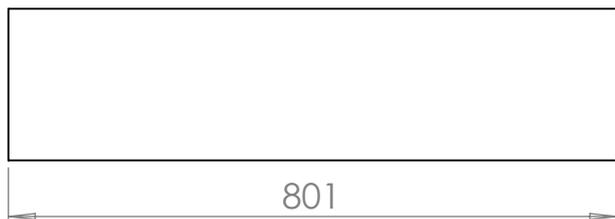
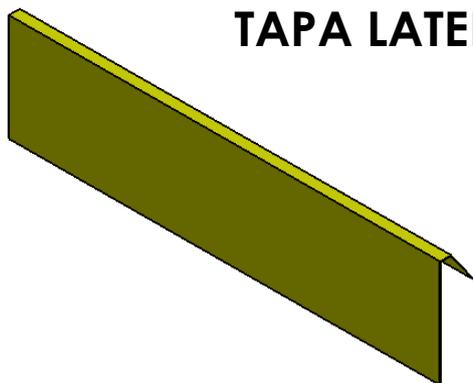
# TOLVA NÚMERO 4

Material: Lamina galvanizada calibre 22  
 Medidas en milímetros  
 Escala 1 : 20



# TAPA LATERAL DE CAJA TAMIZ

Material: Lamina galvanizada calibre 26  
 Medidas en milímetros  
 Escala 1 : 10



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM  
 ACABADO SUPERFICIAL:  
 TOLERANCIAS:  
 LINEAL:  
 ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y  
 ROMPER ARISTAS  
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

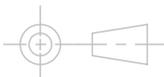
TÍTULO:  
**Planos máquina  
 tamizadora de arenas**

N.º DE DIBUJO

**Tolva No. 4 y tapa lateral  
 de caja tamiz**

A4

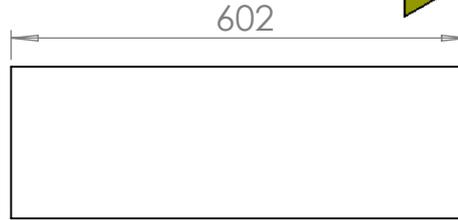
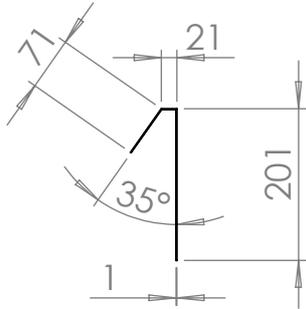
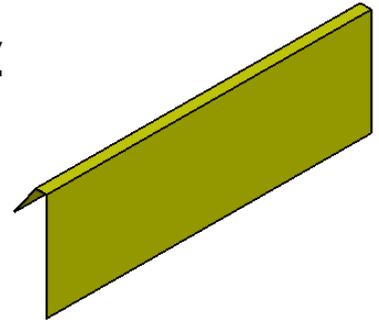
PESO:



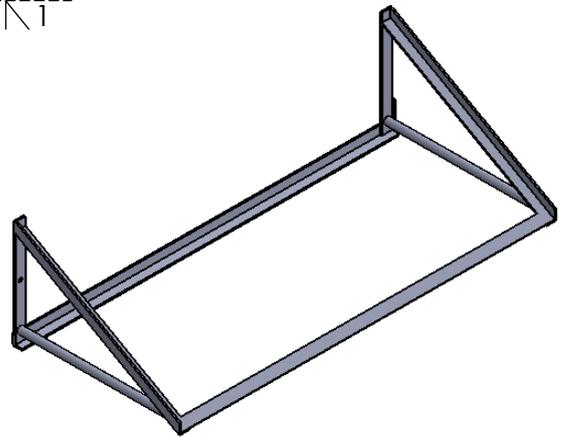
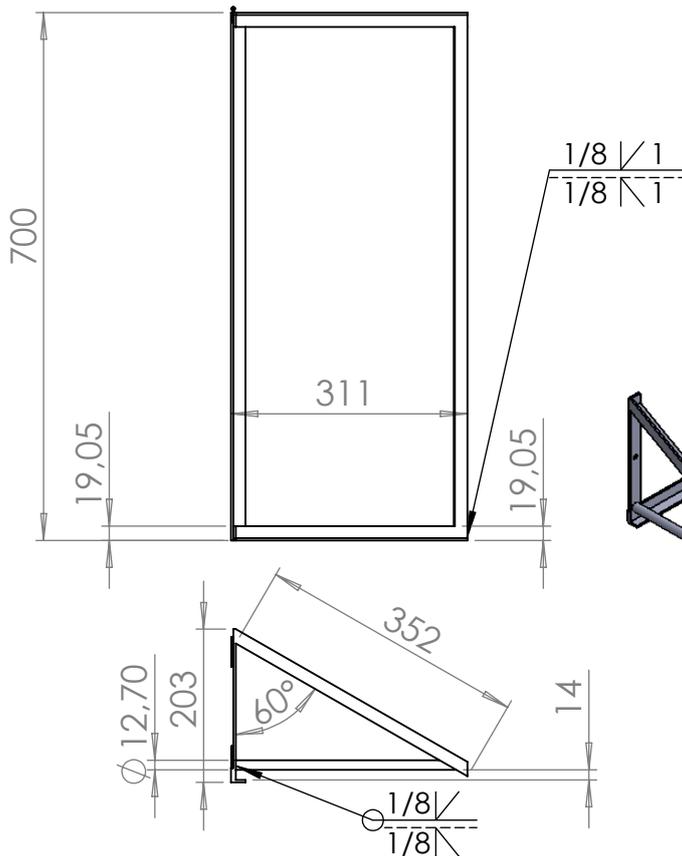
HOJA 1 DE 1

# TAPA FRONTAL DE CAJA TAMIZ

Material: Lamina galvanizada calibre 26  
 Medidas en milímetros  
 Escala 1 : 10



# SOPORTE TOLVA NÚMERO 2



Material: Acero ASTM A36  
 Medidas en milímetros  
 Escala 1 : 10

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:  
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM  
 ACABADO SUPERFICIAL:  
 TOLERANCIAS:  
 LINEAL:  
 ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y  
 ROMPER ARISTAS  
 VIVAS

NO CAMBIE LA ESCALA

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO:

Planos máquina  
 tamizadora de arenas

N.º DE DIBUJO

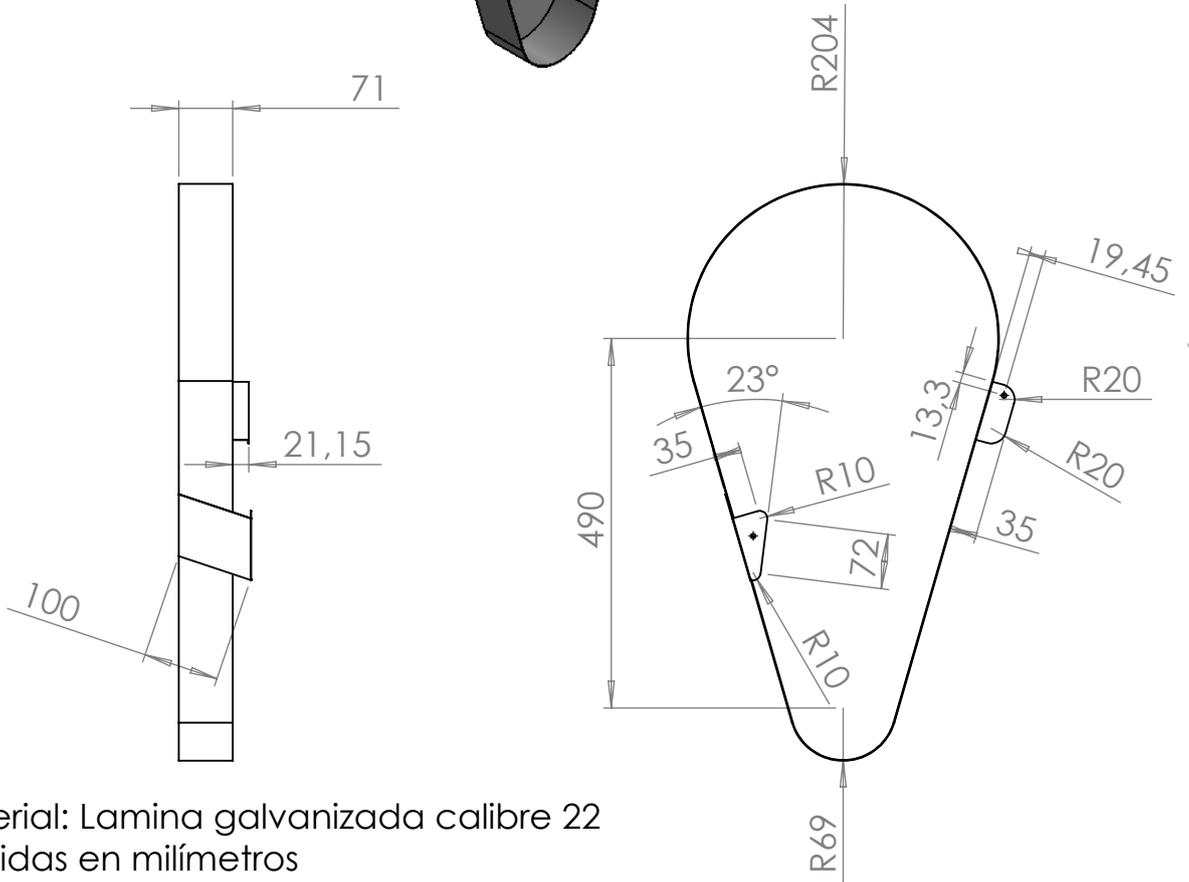
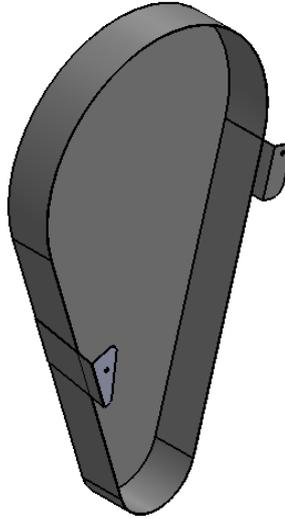
Tapa frontal de caja tamiz  
 y soporte tolva No. 2

A4

PESO:

HOJA 1 DE 1

# GUARDA DE SEGURIDAD PARA POLEAS

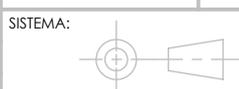


Material: Lamina galvanizada calibre 22  
 Medidas en milímetros  
 Escala 1 :10

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:	ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
---	----------	---------------------------------	---------------------	----------

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO: <b>Planos máquina tamizadora de arenas</b>
N.º DE DIBUJO <b>Protector de poleas</b>
HOJA 1 DE 1



PESO: